

Министерство высшего и среднего специального образования
Республики Узбекистан

Ташкентский государственный технический университет
имени Абу Райхана Беруни

УДК 697.34 (075.8)

А.У.Алимбаев, Р.П.Бабаходжаев, Б.Х.Юнусов

**Расчет систем отопления, вентиляции и кондиционирования
воздуха зданий.**

Учебное пособие. Ташкентский государственный технический
университет.

Ташкент . 2007, -120 с.

**Расчет систем отопления, вентиляции и
кондиционирования воздуха зданий**

Ташкент - 2007 г.

В пособии приведены характеристики систем, принципы выбора и расчеты систем водяного и вентиляционного отопления зданий. освещены особенности конструирования и расчета систем панельно-лучистого отопления. Приведены теплоаэродинамические расчеты воздушно-отопительных установок, особенности расчета систем центрального вентиляционного отопления и систем кондиционирования воздуха.

Пособие предназначено для студентов магистратуры по специальности 5А 520106 – «Промышленная теплоэнергетика».

Рецензенты: к.т.н., доц. А.Ш.Шаисламов;

к.т.н., доц. Х.А.Алимов

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение	4
Глава I. Характеристика систем отопления	5
Характеристика систем воздушного отопления.....	9
Глава II. Тепловой режим здания	11
Теплопередача и теплоустойчивость ограждающих конструкций....	17
Глава III. Тепловая мощность системы отопления	22
Теплопотери через ограждения помещений.....	23
Глава IV. Выбор систем отопления	30
Экономичность системы отпления.....	33
Глава V. Расчет давления в системах отопления	35
Вертикальные двухтрубные системы отопления.....	49
Глава VI. Гидравлический расчет систем отопления	54
Особенности расчета систем отопления с естественной циркуляцией воды	64
Глава VII. Тепловой расчет отопительных приборов.....	66
Определение числа элементов приборов.....	73
Глава VIII. Панельно-лучистое отопление.....	78
Теплообмен в помещении при панельно-лучистом отоплении.....	85
Глава IX. Расчет систем вентиляционного отопления.....	88
Центральное воздушное отопление	102
Глава X. Совершенствование центрального отопления здания.....	107
Водяное отопление высотных зданий.....	109
Глава XI. Системы кондиционирования воздуха.....	113
Автономный бытовой кондиционер	116
Глава XII. Расчет системы кондиционирования воздуха.....	118
Расчет для холодного периода.....	130
Приложения	134
Литература	137

Для снабжения теплом промышленных предприятий и бытовых потребителей, как правило, используется пар низкого давления и перегретая вода с температурой 150 °С. Пар низкого давления (0,3 ... 1,5 МПа) получают непосредственно в паровых котлах или из отборов турбин ТЭС.

Горячую перегретую воду получают непосредственно в водогрейных котлах или путем подогрева исходной воды до нужной температуры паром низкого давления в пароводяных подогревателях.

Обеспечение комфортных условий в помещениях гражданских и производственных зданий необходимо для высокопроизводительного труда, укрепления здоровья и улучшения отдыха людей.

Совершенствование систем отопления зданий в стране проходит одновременно с развитием централизованного водяного теплоснабжения.

Благодаря применению новых строительных материалов, совершенствованию технологии изготовления ограждений и внедрению промышленных деталей изменяются конструкции зданий. Структура зданий влияет на устройство систем отопления - они конструируются из крупных узлов и блоков, приспособляются для быстрого, по возможности безналадочного ввода в эксплуатацию.

В этих условиях на ближайшее время основным останутся водяное отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха гражданских и производственных зданий. Однако предпочтение должно отдаваться тем конструкциям систем отопления, при которых имеется возможность сокращать теплотраты на обогревание и вентиляцию зданий путем использования теплоты, поступающей в помещения от внутренних источников и солнечной радиации.

В книге изложены основы расчета тепловой мощности, выбора конструкции и теплогидравлического расчета систем водяного, вентиляционного отопления и кондиционирования воздуха.

Авторы ставили перед собой задачу собрать воедино основные материалы по избранной тематике, разрозненные в современной соответствующей литературе и тем самым облегчить изучение студентами тех вопросов, которые включены в программу курса «Расчет систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха зданий».

I.1. ЗАДАЧИ ВОДЯНОГО И ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы отоплений, создаваемые в процессе проектирования и возведения зданий, являются, их органической частью. Все элементы систем — оборудование, теплопроводы, приборы, арматура — связаны со строительными конструкциями и интерьером помещений, поэтому развитие строительной техники отражается на состоянии техники отопления. Повышение степени механизации и индустриализации общестроительных работ вызывает унификацию и укрупнение монтажных элементов, в том числе и элементов систем отопления, что обеспечивает снижение трудовых затрат и сокращение сроков монтажных работ.

При проектировании отопления решают задачи создания надежных и экономичных систем, органически связанных с конструкциями и планировкой зданий, способствующих внедрению промышленных способов производства заготовительно-монтажных работ.

В настоящее время при централизованном теплоснабжении высокотемпературной водой считается оправданным стремление повышать расчетную температуру и скорость движения теплоносителя в системах отопления. Это делают для уменьшения площади поперечного сечения теплопроводов и нагревательной поверхности приборов и калориферов. Однако повышению температуры теплоносителя в большинстве случаев препятствуют санитарно-гигиенические требования, предусматривающие нормативное ограничение высшего значения температуры теплоносителя в системе отопления того или иного здания.

Увеличение скорости движения теплоносителя открывает возможности создания систем отопления с управляемым аэродинамическим или гидравлическим режимом для повышения их тепловой устойчивости.

Между тем известно, что после экспериментальных работ, проведенных в институтах, имеется возможность повышать скорость движения воды в системах отопления гражданских зданий до 1—1,5 м/с и производственных зданий до 2—3 м/с.

Эти значения скорости движения воды внесены в СНиП как предельно допустимые. Приближение к такой скорости позволит не только значительно, {до 30%} сократить расход металла, но и получить надежные режимы в действии системы отопления.

Создание работоспособных систем отопления, устойчиво распределяющих теплоту по всем помещениям, еще не означает достижения **основной цели** отопления — обеспечения благоприятного самочувствия и высокой жизнедеятельности людей в холодный период года путем поддержания комфортных температурных условий в помещениях. Для достижения этой цели в конкретном здании требуется увеличивать или уменьшать теплоотдачу в помещения в связи с отклонением от тех изменений погоды и теплопоступлений, которые были учтены при проектировании системы отопления. На систему отопления возлагается дополнительная эксплуатационная задача — устранять дебаланс теплоты, возникающий из-за случайных внешних и внутренних воздействий на тепловой режим помещений, с тем чтобы изменение температуры воздуха в помещениях не превышало $\pm 2^\circ \text{C}$.

1.2. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Однотрубные системы водяного отопления применялись с вертикальными стояками и горизонтальными ветвями.

Вертикальные однотрубные системы с верхним расположением подающих магистралей — с *верхней, разводкой* (рис.1.1) — получили широкое распространение в начале 50-х годов. Они выполнялись сначала с двусторонним (стояки I, II IV), а потом и с односторонним присоединением отопительных приборов к стоякам (стояки III и V). «Обвязки» трубами приборов — приборные узлы — использовались как проточного (нерегулируемого) типа (стояк I), так и с замыкающими (стояки II и III) и обходными (стояки IV и V) участками [1, 23].

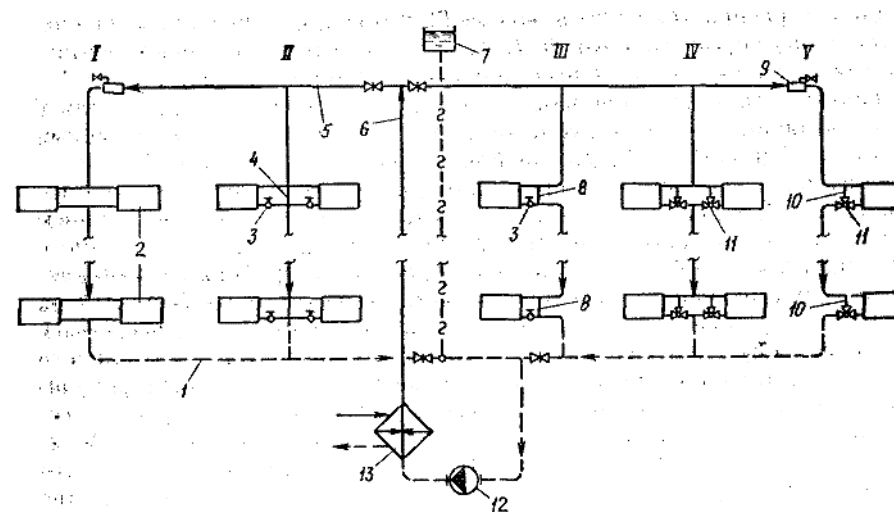


Рис. 1.1. Схемы однотрубных стояков насосных систем водяного отопления с верхним расположением подающих магистралей
 где: I — проточный стояк; II и III — стояки соответственно с осевыми и смещенными замыкающими участками; IV и V — проточно-регулируемые стояки; 1 — обратная магистраль; 2 — отопительные приборы; 3 — краны регулирующие проходные; 4 — осевой замыкающий участок; 5 — подающая магистраль; 6 — главный стояк; 7 — расширительный бак; 8 — смещенный замыкающий участок; 9 — проточный воздухооборник; 10 — обходной участок; 11 — трехходовые регулирующие краны; 12 — циркуляционный насос; 13 — теплообменник

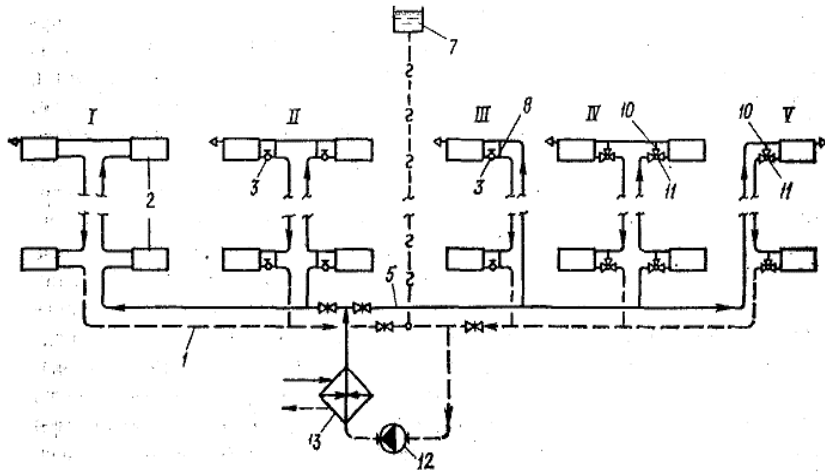


Рис. 1.2. Схемы однотрубных стояков насосных систем водяного отопления с нижним расположением обеих магистралей и П-образными стояками

где: I — проточный стояк; II и III — стояки со смещенными замыкающими участками; IV a V — проточно-регулируемые стояки (обозначения I—13 см. на рис. 1.1.)

Замыкающие постоянно проточные участки делались осевыми (стояк II) и смещенными (стояк III) со «сжимами», т.е. с уменьшением площади поперечного сечения против площади сечения основного участка стояка, и без «сжимов». На подводках к приборам устанавливали регулирующие краны пониженного сопротивления (краны 3 на рис. 1.1). В качестве замыкающего участка иногда использовалась ближайшая к подводкам секция чугунного. В большей степени увеличивается расход воды в приборах при использовании смещенных замыкающих участков (участки 8). При этом также обеспечивается компенсация удлинения труб при нагревании межприборных участков; стояков.

Обходные участки (участки 10), предназначенные для периодического использования при эксплуатационном регулировании теплоотдачи приборов, устраивали также осевыми и смещенными и снабжали трехходовыми (краны 11), а иногда и четырехходовыми

регулирующими кранами (если применялись осевые обходные участки в стояках по типу стояка IV). Приборные узлы получались проточно-регулируемыми.

Вертикальные однотрубные системы с нижним расположением обеих магистралей – с нижней разводкой (рис. 1.2) – стали распространяться в начале 60-х годов в связи с массовым строительством бесчердачных зданий. В так называемых П-образных стояках (состоящих из восходящей и нисходящей частей) этих систем применялись приборные узлы всех трех перечисленных выше типов (стояки I, II, IV). При непарных отопительных приборах «холостой» делали восходящую часть стояков (стояки III и V). В пробках верхних радиаторов или в верхних точках стояков с конвекторами устанавливали воздушные краны.

В стояках по типу стояка II: (см. рис. 1.2) при движении воды снизу вверх уменьшается затекание воды в приборы, особенно при увеличенном их сопротивлении. Поэтому предпочтение отдавалось проточно-регулируемым приборным узлам с трехходовыми кранами, односторонним присоединением приборов к трубам и смещенными обходными участками (стояк IV).

Вертикальные однотрубные системы с нижним расположением подающей и верхней прокладкой обратной магистрали так называемые системы с «опрокинутой» циркулирующей воды (рис. 1.3), стали применять с середины 60-х годов в зданиях повышенной этажности (10 этажей и более). Стояки таких систем делают проточными (стояки I и III) или со смещенными замыкающими (стояк IV) и обходными (стояки II и V) участками. Встречается двустороннее присоединение приборов к стоякам, например при установке конвекторов КН (типа «Комфорт-20») с двумя горизонтально расположенными греющими трубами (стояк I). Гидравлическое сопротивление стояков специально увеличивают для обеспечения устойчивого гидравлического режима. В этих системах иногда применяют проточные расширительные баки (см. рис. 1.3).

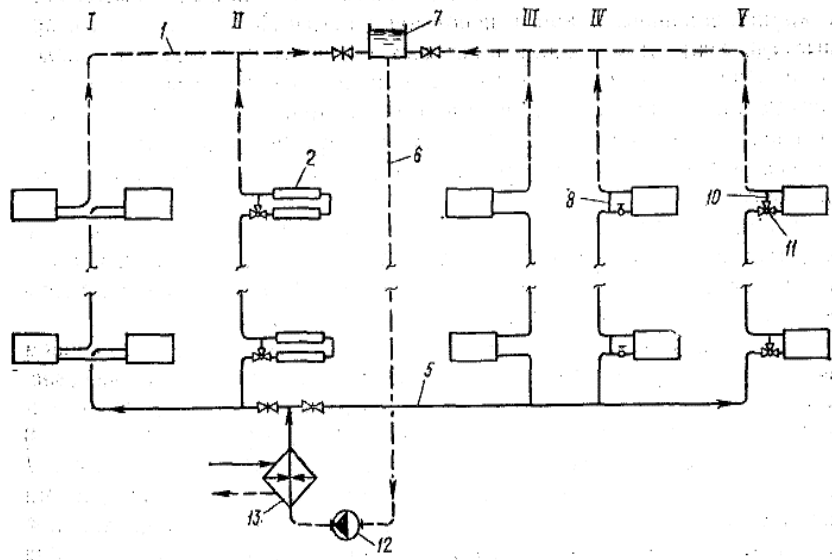


Рис. 1.3. Схемы однотрубных стояков насосных систем водяного отопления с нижним расположением подающих магистралей, верхней прокладкой обратных и проточным расширительным баком

где: I — проточный стояк с конвекторами КН; II и V — проточно-регулируемые стояки с конвекторами КА (II) и радиаторами (V); III — проточный стояк с радиаторами; IV — стояк со смещенными замыкающими участками (обозначения 1—13 см. на рис. 1.1)

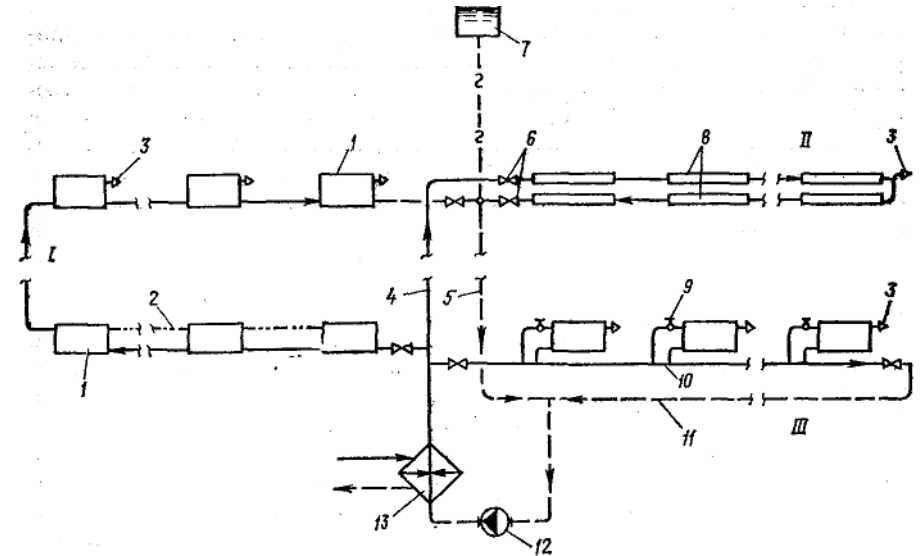


Рис. 1.4. Схемы однотрубных ветвей насосных систем водяного отопления

где: I—проточная ветвь для радиаторов на разных этажах; II — проточная бифилярная ветвь; III — ветвь с замыкающими участками; 1 — радиаторы; 2 - воздушная труба; 3 — воздушные краны; 4 — подающий стояк; 5 — обратный стояк; 6 — вентили; 7 — расширительный бак; 8 —конвекторы двухтрубные; 9 — краны регулирующие проходные; 10 — замыкающий участок; 11 — обратная магистраль; 12 — циркуляционный насос; 13 — теплообменник.

Горизонтальные однотрубные системы, встречавшиеся ранее в основном в одноэтажных зданиях временного типа, в последнее время - стали применять для отопления многоэтажных зданий (рис. 1.4).

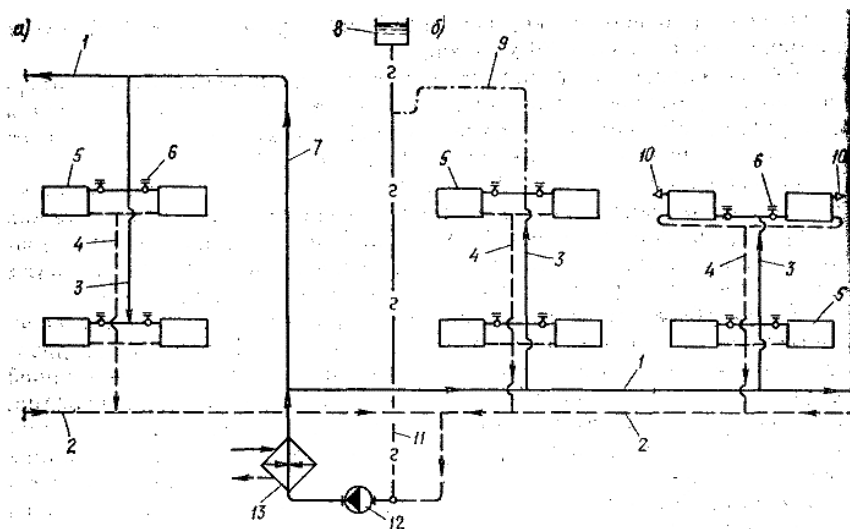


Рис. 1.5. Схемы двухтрубных стояков насосных систем водяного отопления с верхней (а) и с нижней разводкой (б)

где: 1 и 2 — подающие и обратные магистрали; 3 и 4 — подающие и обратные стояки; 5 — отопительные приборы; 6 — краны двойной регулировки; 7 — главный стояк; 8 — расширительный бак; 9 — воздушная линия; 10 — воздушные краны; // — соединительная труба расширительного бака; 12 — циркуляционный насос; 13 — теплообменник

Распространение горизонтальных систем обуславливалось увеличением длины зданий, внедрением сборных каркасно-панельных конструкций с широким шагом колонн и удлиненными световыми проемами. Соединяя последовательно отопительные приборы увеличенной длины короткими трубными вставками, получали горизонтальные однотрубные ветви (ветвь II).

В горизонтальных однотрубных ветвях применяют проточные нерегулируемые приборные узлы (ветвь I на рис. 1.4) и регулируемые узлы с замыкающими и обходными участками (ветвь III). Трубчатые отопительные приборы (например, конвекторы или ребристые трубы) соединяют последовательно по бифилярной схеме (ветвь II). Аналогично поступают используя бетонные отопительные панели (см. рис. VIII.4).

При использовании в системах отопления зданий высокотемпературной воды применяют удлиненные горизонтальные однотрубные ветви с циркуляцией постепенно охлаждающейся воды снизу вверх через приборы на разных этажах (ветвь I на рис. 1.4).

Двухтрубные системы водяного отопления, как уже отмечено, применяли в последнее время сравнительно редко. Вертикальные двухтрубные системы с верхней разводкой использовали при естественной циркуляции воды, особенно для отопления отдельных жилых-квартир, а также для отопления железнодорожных вагонов. При насосной циркуляции воды их делали преимущественно в малоэтажных зданиях (два—три этажа) во избежание значительного вертикального разрегулирования.

Известные эксплуатационные преимущества двухтрубных систем — возможность независимого изменения мощности и регулирования теплоотдачи отопительных приборов, а также их пригодность для охлаждения помещений в летнее время — вновь привлекают внимание к ним при проектировании многоэтажных зданий для перспективного строительства.

1.3. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы воздушного отопления зданий в последнее время непрерывно развивались. Это относится прежде всего к **местному воздушному отоплению**, которое применяют при отсутствии центральных систем приточной вентиляции. В производственных зданиях предусматривалось воздушное отопление с использованием крупных калориферно-вентиляторных агрегатов для подачи нагретого воздуха сосредоточенными струями со значительной скоростью движения. В гражданских зданиях внедряли рециркуляционные воздухонагреватели с естественным движением нагретого воздуха для отопления в первую очередь лестничных клеток многоэтажных зданий, а также отдельных крупных помещений, предназначенных для кратковременного пребывания людей.

Центральное воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией, утвердившееся в производственных зданиях, проверялось в гражданских зданиях, предназначенных для длительного пребывания людей (жилые дома, гостиницы, пансионаты и другие здания).

Нагретый воздух подавали в помещения струями, настилающимися на поверхности ограждений. Эксперименты в этом направлении в жилых домах не получили развития вследствие недостатков, допущенных в процессе монтажа и эксплуатации систем.

1.4. ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ — ВОДЫ И ВОЗДУХА

Физические свойства теплоносителей влияют на конструктивные и функциональные особенности той или иной системы отопления. Системы отопления с использованием теплоносителей воды и воздуха имеют много общего, так как они основаны на передаче Теплоты в помещения вследствие охлаждения теплоносителя и могут действовать под влиянием силы гравитации. Однако каждый теплоноситель обладает специфическими свойствами.

Вода как теплоноситель представляет собой практически несжимаемую вязкую среду со значительной плотностью и теплоемкостью. Вода изменяет плотность, объем и вязкость в зависимости от температуры и температуру кипения в зависимости от давления, способна абсорбировать и выделять газы при изменении температуры и давления.

Воздух как теплоноситель является легкоподвижной средой со сравнительно малыми плотностью и теплоемкостью, изменяющей плотность и объем в зависимости от температуры.

Указанные свойства теплоносителей относятся к обычным условиям водяного отопления с предельными температурой 150 °С и давлением 1 МПа (10 кгс/см²) и воздушного отопления с предельной температурой 70° С при давлении, близком к атмосферному.

Масса металла, расходуемого в системах отопления на теплообменники, отопительные приборы и теплопроводы, зависит от вида используемого теплоносителя. Для оценки расхода металла на теплопроводы примем, что температура воды при действии отопления понижается от 150 до 70° С, воздуха — от 70 до 15° С. Результаты расчетов сведены в табл. 1.1.

В табл. 1.1 можно отметить значительные различия в плотности и теплоемкости теплоносителей, вследствие чего площадь поперечного сечения воздухопроводов для подачи в отапливаемые помещения равного количества теплоты получается в сотни раз больше площади сечения водоводов.

Использование для отопления воздуха обеспечивает пожарную безопасность и улучшает санитарно-гигиеническое состояние помещений, причем имеется возможность вообще устранить отопительные приборы из помещений и вентилировать их увлажненным наружным воздухом.

Таблица 1.1. Сравнение параметров теплоносителей воды и воздуха в системах центрального отопления

Параметр	Теплоноситель	
	Вода	Воздух
Разность температур ° С	80	55
Плотность минимальная кг/ м ³	917	1,03
Удельная теплоемкость кДж/(кг*К)	4,31	1,0
Теплота для отопления в объеме 1м ³	316370	56,6
Скорость движения м/с	1,5	12,0
Относительная площадь поперечного сечения теплопровода	1	700

Указанные достоинства и недостатки теплоносителей и особенности систем учитывают при проектировании системы отопления. Совместное использование этих теплоносителей способствует улучшению теплового и воздушного режима при экономии затрачиваемых металла и теплоты на обогревание помещений.

1.5. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Под проектированием системы отопления понимают процесс разработки технической документации, определяющей тепловую мощность: и вид теплоносителя, конструкцию системы и теплового

пункта, диаметры теплопроводов, размеры и марки приборов и оборудования, расчетные и эксплуатационные показатели. Процесс проектирования в полном объеме включает три стадии последовательных операций по выбору, конструированию и расчету: технико-экономическое обоснование, технический проект, рабочие чертежи.

Исходными данными для проектирования конкретной системы отопления служат: назначение, планировка и строительные конструкции, т. е. архитектурно-строительная часть здания, технологический проект и режим эксплуатации основных помещений; климатология местности и положение здания на участке строительства; источник теплоснабжения.

На стадии **технико-экономического обоснования** (ТЭО) определяют ориентировочную тепловую мощность системы отопления, намечают вид и параметры теплоносителя, режим действия, и принципы управления системой, виды оборудования и отопительных приборов, связь с системой вентиляции и другими системами инженерного оборудования и конструктивным решением здания и особые условия строительства (сейсмичность, мерзлота, очередность сооружения и т.п.).

На стадии **технического проекта** (ТП) устанавливают действительную тепловую мощность, выбирают схему системы отопления с делением на зоны и части и решением принципов управления, размещают тепловой пункт и основные элементы системы, выполняют теплогидравлические расчеты, составляют расчетно-пояснительную записку со спецификацией материалов, приборов и оборудования, т. е. проводят основные расчетно-графические работы.

На стадии **рабочих чертежей** (РЧ) разрабатывают узлы и детали теплового пункта, магистралей, стояков, ветвей и подводок, приборов и агрегатов. Выполняют, если это необходимо, уточняющие расчеты, составляют технические условия на изготовление нестандартного оборудования, указания по эксплуатации системы. Проектирование системы отопления здания состоит из четырех основных этапов работы, выполняемой с различной глубиной и степенью детализации на отдельных стадиях проектирования: расчет тепловой мощности, выбор, конструирование и теплогидравлический расчет системы.

Расчет тепловой мощности системы отопления начинают с выбора расчетных значений температуры и влажности воздуха в

основных, помещениях в различное время суток и недели. На основании теплотехнических расчетов наружных ограждений определяют потери теплоты через наружные ограждения и на нагревание инфильтрующегося воздуха и поступающих снаружи материалов. После расчета поступления теплоты от людей, технологического оборудования, нагретых материалов, электрических приборов и освещения выявляют тепловой дебаланс в основных помещениях, и тепловые нагрузки приборов, ветвей, стояков и системы отопления в течение расчетного часа рабочего и нерабочего времени. В необходимых случаях проверяют выполнение условий теплового комфорта в помещениях.

Выбор системы отопления включает определение вида и параметров теплоносителя, вида и типов арматуры, приборов и оборудования, вида разводки и местоположения теплопроводов, особенностей схемы системы, режима ее действия и принципов управления.

Конструирование системы отопления начинают с размещения теплового пункта, теплопроводов (труб и каналов), отопительных приборов и оборудования в здании. Разделяют систему на зоны и части постоянного и периодического действия с учетом отдельного отключения и регулирования.

При размещении отопительных приборов исходят прежде всего из требования обеспечить тепловой комфорт в помещениях.

Теплогидравлический расчет системы отопления включает тепловой расчет оборудования и приборов (определение температуры и площади нагревательной поверхности) и гидравлический расчет теплообменников, теплопроводов и приборов (определение диаметра, давления и расхода).

Тепловой и гидравлический (или аэродинамический) расчеты взаимно связаны и требуется многократное их повторение для выявления действительно необходимых параметров теплоносителя, размеров теплопроводов и оборудования.

Глава II. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЯ

II.1. МИКРОКЛИМАТ ПОМЕЩЕНИЙ

В каждом обогреваемом здании необходимо создавать и поддерживать тепловой режим в зависимости от его функционального назначения и предъявляемых санитарно-гигиенических требований.

Тепловой режим здания определяется **тепловыми условиями** в помещениях, которые создаются при теплообмене между поверхностям нагретых и охлажденных ограждений, материалов, приборов и оборудования, масс нагретого и холодного воздуха. В теплообмене участвуют находящиеся в помещении люди.

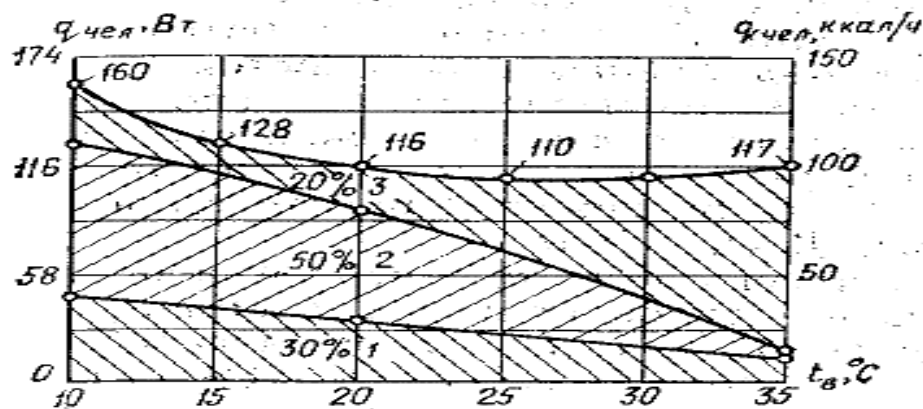


Рис.2.1. Изменение теплоотдачи человека, находящегося в помещении в спокойном состоянии, конвекцией (1), излучением (2), при испарении влаги (3)

Организм человека имеет систему терморегуляции, которая позволяет приспосабливаться к изменению тепловых условий. Однако эта способность организма ограничена небольшим интервалом температуры. При низкой или высокой температуре окружающей среды нормальное тепловое состояние человека нарушается — организм переохлаждается или перегревается. Тепловые условия, в которых при этом находится человек, не обеспечивающие теплового комфорта, называются дискомфортными.

Комфортными микроклиматическими условиями считают сочетания параметров микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивают сохранение нормального функционального и теплового состояния организма без напряжения реакций терморегуляции. Такие условия вызывают ощущение теплового комфорта и создают предпосылки для высокого уровня работоспособности. Близкие к комфортным микроклиматические условия называют допустимыми.

Допустимыми являются сочетания параметров микроклимата, которые при длительном систематическом воздействии на человека могут вызывать преходящие и быстро нормализующиеся изменения функционального и теплового состояния организма и напряжение реакций терморегуляции, не выходящие за пределы физиологических приспособительных возможностей. При этом состояние здоровья не нарушается, но могут понижаться работоспособности.

Комфортные и допустимые микроклиматические условия в помещениях предопределяются категориями работ, т. е. разграничением физических работ на основе общих энергозатрат организма человека. Физические работы делят на легкие, средней тяжести и тяжелые.

Комфортные для человека микроклиматические условия определяются прежде всего температурой воздуха $t_{в}$, средней температурой поверхностей, обращенных: в помещение, $\tau_{ср}$, причем

$$\tau_{ср} = \frac{\sum F_i t_i}{\sum F_i} \quad (II.1)$$

где: F_i и t_i — площадь и температура внутренней поверхности каждой из ограждающих конструкций в помещении.

При одной и той же температуре воздуха (например, 20° С) тепловые ощущения человека в зависимости от средней температуры поверхности ограждений помещения могут быть различными. Эти ощущения могут охарактеризоваться оценками «холодно» при пониженной $\tau_{ср}$ (если, например, $\tau_{ср}$ ниже 16° С при $t_{в} = 20^{\circ}$ С), «нормально» (если $\tau_{ср} = 16—25^{\circ}$ С при той же температуре воздуха) и «жарко» при повышенной $\tau_{ср}$ (выше 25° С в приведенном примере).

Повышая температуру воздуха t_B в помещении с пониженной температурой t_{cp} , можно добиться нормализации теплоощущений человека. В строительных нормах это положение выражено требованием повышать на 2°C расчетную температуру воздуха в угловых помещениях (имеющих две наружные стены и более) жилых зданий или вводить 5%-ную добавку к основным теплопотерям через наружные стены, двери и окна угловых помещений общественных зданий и вспомогательных помещений и зданий предприятий. Напротив, при повышенной температуре t_{cp} (например, при панельно-лучистом отоплении) температура t_B должна быть понижена.

При расчетах теплообмена используют радиационную температуру помещения t_R усредненную температуру поверхностей, обращенных в помещение, вычисленную относительно той поверхности, на которой рассчитывают лучистый теплообмен. Так как долю участия в лучистом теплообмене поверхности I совместно с каждой из окружающих ее поверхностей выражают угловые коэффициенты облученности φ_{1-i} , то радиационную температуру помещения для поверхности I определяют как средневзвешенную по коэффициентам облученности:

$$t_{R,1} = \frac{\sum \varphi_{1-i} t_i}{\sum \varphi_{1-i}} \quad (\text{II.2})$$

Для одной нагретой поверхности I в помещении (например, одной отопительной панели) сумма коэффициентов облученности $\sum \varphi_{1-i} = 1$

Тогда

$$t_{R,1} = \sum \varphi_{1-i} t_i \quad (\text{II.3})$$

Температуру помещения t_n , исходя из понятия о радиационной температуре, определяют по уравнению

$$t_n = 0,46t_B + 0,54t_R \quad (\text{II.4})$$

или приблизительно

$$t_n = 0,5(t_B + t_R) \quad (\text{II.5})$$

где t_R - радиационная температура, вычисленная относительно человека, находящегося в середине помещения, по формуле (II.3)

$$t_R = \sum t_i \varphi_{q-i} \quad (\text{II.3a})$$

Причем φ_{q-i} - коэффициенты облученности с поверхности тела человека

Первое условие температурной комфортности в помещении определяет сочетания температуры его поверхностей и температуры воздуха, при которых человек, находясь в середине помещения, не испытывает чувства перегревания или переохлаждения.

Выполнение первого условия комфортности проверяют, используя зависимость между температурами t_B и t_R , $^\circ\text{C}$, установленную для большинства помещений жилых и общественных зданий в холодный период года:

$$t_R = 1,75t_{II} - 0,57t_B \pm 1,5. \quad (\text{II.6})$$

Для выполнения первого условия комфортности необходимо, чтобы значение радиационной температуры t_R , найденное по формуле (II.3a), находилось в допустимых пределах, определяемых формулой (II.6).

Пример II.1. Требуется проверить выполнение первого условия температурной комфортности в помещении шириной 5,625 м, расположенном на среднем этаже гражданского здания. Наружная стена размером 6,4X3,9 м и два окна в ней размером 2 X 2,5 м (общая площадь 10 м²) имеют коэффициенты теплопередачи соответственно 1,05 и 2,68 Вт/(м²·К) [0,90 и 2,30 ккал/(ч·м² · °C)]. Помещение обогревается потолочной отопительной панелью размером 4,2 X 5 м. Расчетная температура: наружного воздуха — 26°С, помещения (по СНиП) + 20°С, отопительной панели + 32°С.

Температуру воздуха при лучистом отоплении принимаем на 1°С ниже нормативной температуры для помещения $t_B = 20 - 1 = 19^\circ\text{C}$.

Определим допустимые значения радиационной температуры в помещении по формуле (II.6):

$$t_R = 1,75 \cdot 20 - 0,57 \cdot 19 \pm 1,5;$$

$$t_R = 20,6 \pm 1,5, \text{ т.е. } 22,1^\circ \text{C} > t_R > 19,1^\circ \text{C}$$

Находим по графикам коэффициенты облученности человека, стоящего по середине помещения, на поверхности отопительной панели - $\varphi_{q-H} = 0,152$ и наружной стены - $\varphi_{q-H} = 0,154$. Тогда суммарный коэффициент облученности на поверхности внутренних ограждений будет равен:

$$\varphi_{q-B} = 1 - (0,152 + 0,154) = 0,694.$$

Вычислим температуру внутренней поверхности наружных ограждений по формуле (II.21):

Наружной стены:

$$\tau_{H.C} = 19 - \frac{1,05}{8,7} [19 - (-26)] = 13,1^\circ \text{C}$$

Окон:

$$\tau_{OK} = 19 - \frac{2,68}{8,7} [19 - (-26)] = 5,2^\circ \text{C}$$

Определим средневзвешенную температуру внутренней поверхности наружных ограждений при площадях наружной стены $(6,4 \cdot 3,9) - 10 = 15 \text{ м}^2$ и окон 10 м^2

$$\tau_H = \frac{15 \cdot 13,1 + 10 \cdot 5,2}{15 + 10} = 9,9^\circ \text{C}$$

Находим радиационную температуру помещения по формуле (II.3а), принимая температуру поверхности внутренних ограждений равной температуре воздуха:

$$t_R = 32 \cdot 0,152 + 9,9 \cdot 0,154 + 19 \cdot 0,694 = 19,6^\circ \text{C}.$$

Таким образом, первое условие температурной комфортности в рассматриваемом помещении выполняется, так как полученная радиационная температура ($19,6^\circ \text{C}$) находится, в пределах допустимых значений.

Второе условие температурной комфортности в помещении определяет температуру нагретой или охлажденной поверхности, допустимую для человека, находящегося непосредственно около этой

поверхности, и связано с интенсивностью лучистого теплообмена человека.

Температура поверхности потолка и стен (в зоне выше 1 м от уровня пола) должна быть ограничена во избежание недопустимого радиационного воздействия на голову человека.

Температура нагретой поверхности, $^\circ \text{C}$, принимая минимально необходимую теплоотдачу человека излучением $11,6 \text{ Дж}/(\text{см}^2)$, должна быть не выше

$$\tau_{НАГ} \leq 19,2 + 8,7 / \varphi_{q-П}. \quad (\text{II.7})$$

Температура охлажденной поверхности, $^\circ \text{C}$, при максимальной теплоотдаче человека излучением $70 \text{ Дж}/(\text{см}^2)$, должна быть не ниже

$$\tau_{ОХЛ.П} \geq 23 - 5 / \varphi_{q-П}. \quad (\text{II.8})$$

где $\varphi_{q-П}$ — коэффициент облученности с поверхности головы человека в сторону нагретой или охлажденной поверхности (расчетное расстояние до стен 1 м).

Минимально допустимая температура охлажденной поверхности окон может быть найдена, если предельно допустимую теплоотдачу человека излучением принять равной $93 \text{ Дж}/(\text{см}^2)$:

$$\tau_{ОХЛ.ОК} \geq 14 - 4,4 / \varphi_{q-ОК} \quad (\text{II.9})$$

Области допустимых температур поверхности массивных ограждений и окон в помещениях в холодный период года, ограниченные предельными температурам» на нагретых J по формуле (II.7)1 и охлажденных [по формулам (II.8) и (II.9)] поверхностях, показаны на рис. II.3.

Пример II.2. Требуется проверить выполнение второго условия температурной комфортности в помещении по условиям примера II.1 По графику, приведенному в специальной литературе, определим коэффициент облученности с головы человека, стоящего под центром потолочной отопительной панели, на поверхность этой панели — $\varphi_{q-П} = 0,59$.

II.2. НАРУЖНЫЕ КЛИМАТИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ

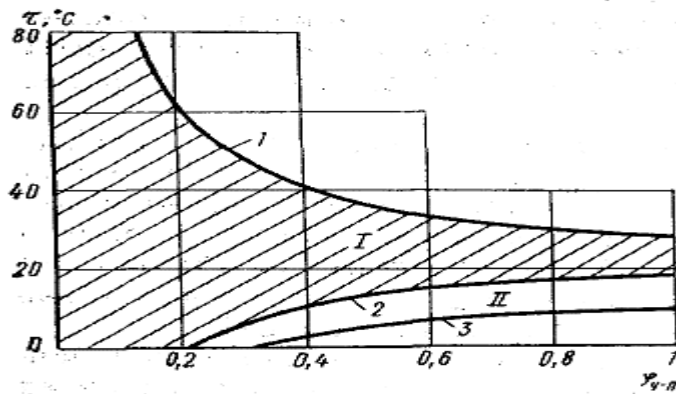


Рис.2.3. Области допустимой температуры поверхности массивных наружных ограждений (I) и окон (II) в помещениях в холодный период года

1, 2, 3 — кривые предельно допустимой температуры соответственно нагретой и охлажденной поверхностей массивных ограждений и окон

Тогда предельно допустимая температура поверхности отопительной панели по формуле (II.7) составит

$$\tau_{пан} = 19,2 + \frac{8,7}{0,59} = 33,9^{\circ}C > 32^{\circ}C$$

Проверка показывает, что второе условие температурной комфортности в рассматриваемом помещении также выполняется, так как заданная температура поверхности отопительной панели (32 C) ниже предельно допустимой (33,9° C).

Таким образом, необходимый микроклимат помещений в холодное время года можно обеспечить, если прежде всего поддерживать определенные температуру воздуха, температуру внутренней поверхности наружных ограждений и температуру поверхности отопительных установок.

Метеорологическими факторами, определяющими условия отопления зданий, считают температуру наружного воздуха t_H и скорость ветра v_H . Температура наружного воздуха в течение отопительного сезона непрерывно изменяется. При этом изменяется разность внутренней t_B и наружной t_H температуры — *температурный напор*, достигая наибольшего значения в самый холодный период (t_B — $t_{H,P}$ на рис. II.4). В этот период зимы, называемый расчетным, температура внутренней поверхности наружных ограждений t_B самая низкая, а теплопотери через наружные ограждения $Q_{отр}$ — наибольшие. Тепловые условия в помещениях можно нормализовать, если ограничить понижение температуры t_B . Для этого наружные ограждения должны быть выполнены с достаточной тепловой защитой от воздействия наружных метеорологических факторов.

Расчетная температура $t_{H,P}$ для определения мощности отопительных установок в зданиях любого назначения на несколько более высоком уровне, чем абсолютно минимальная температура, наблюдавшаяся в данной местности. Поэтому при сильных морозах неизбежны отклонения внутренних условий от расчетных. Этими отклонениями характеризуется *степень обеспеченности* поддержания заданных внутренних условий.

Об обеспеченности заданных внутренних условий судят по обеспеченности расчётных параметров наружных метеорологических условий, которую можно характеризовать коэффициентом обеспеченности.

Коэффициент обеспеченности выражает общее число случаев, когда в помещениях поддерживаются расчетные условия. Если, например, коэффициент обеспеченности 0,7, то это означает, что расчетные условия обеспечиваются в течение семи зим из десяти и только во время трех зим в периоды сильных морозов возможны отклонения условий в помещениях от расчетных. Под случаями при этом понимают параметры срочных метеорологических наблюдений, осредненные обычно за сутки. Поэтому коэффициент обеспеченности показывает не только число случаев, но и продолжительность возможных отклонений. При высокой степени обеспеченности расчетных условий коэффициент обеспеченности должен доходить до 0,9, при низкой степени обеспеченности — понижаться до 0,5.

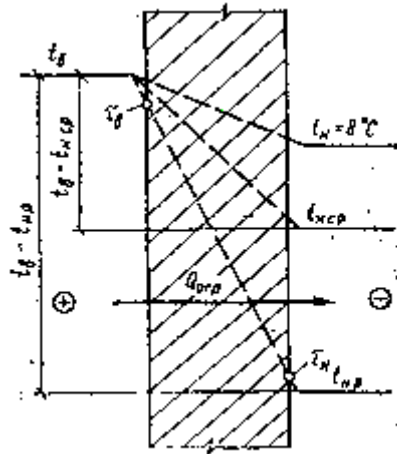


Рис.2.4. Схема изменения температурного напора $t_B - t_H$ и температуры внутренней поверхности τ_B наружных ограждений помещений в течении отопительного сезона.

Низкая температура наружного воздуха наблюдается сравнительно редко и короткое время. Более высокая температура повторяется чаще и держится значительно дольше.

Изменение температуры наружного воздуха в холодное время года сопровождается изменением скорости ветра. Для большинства континентальных районов снижение температуры связано обычно с уменьшением скорости ветра в приземном слое воздуха.

Расчетную скорость ветра по СНиП устанавливают по наибольшему значению из средней скорости ветра за январь по северному, северо-восточному и северо-западному направлениям. При типовом проектировании принимают скорость ветра 5 м/с (в северных климатических районах 8 м/с).

II.3. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА И ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Потери теплоты через ограждения помещений, возникающие под воздействием низкой наружной температуры и ветра, являются сложным физическим процессом *теплопередачи*, с участием конвекции, излучения и теплопроводности.

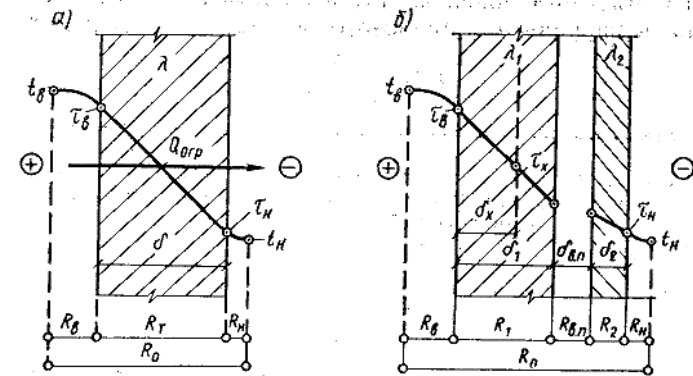


Рис.2.7. Схема теплопередачи через однослойное (а) и многослойное ограждение (б)

где: $Q_{отр}$ — тепловой поток через ограждение; t — температура воздуха; τ — температура материала; δ — толщина слоя; λ — теплопроводность; R — термическое сопротивление.

Если внутренняя и наружная температура воздуха и физические характеристики материалов ограждения остаются неизменными (стационарная теплопередача), то тепловой поток из помещения воспринимается внутренней поверхностью ограждения, проходит транзитом через его толщину и отдается наружной поверхностью в окружающую среду. Плотность такого теплового потока, т. е. количество теплоты, передаваемой через 1 м^2 поверхности ограждения в единицу времени, $\text{Дж}/(\text{см}^2)$, или, что то же, $\text{Вт}/\text{м}^2$ [$\text{ккал}/(\text{ч м}^2)$], зависит от сопротивления, которое поток встречает на своем пути.

Тепловой поток последовательно преодолевает сопротивление теплообмену на внутренней поверхности ограждения R_B , термическое сопротивление материала ограждения R_T и сопротивление теплообмену

на наружной поверхности R_n . Общее сопротивление теплопередаче через ограждение R_o равно сумме этих сопротивлений (рис. П.7, а)

$$R_O = R_B + R_T + R_H \quad (\text{П.10})$$

Термическое сопротивление толщ ограждения, состоящей из нескольких слоев различных материалов, расположенных последовательно по направлению движения потока тепла, равно сумме термических сопротивлений $\sum R_T$ отдельных слоев (рис.П.7, б)

Сопротивление теплопередаче через плоскую воздушную прослойку в ограждении (см. рис. П.7, б) $R_{B,П}$ является дополнительным сопротивлением. Таким образом, сопротивление теплопередаче многослойной ограждающей конструкции с воздушной прослойкой составляет

$$R_O = R_B + \sum R_T + R_{B,П} + R_H \quad (\text{П.11})$$

Если ограждение неоднородно по поверхности, перпендикулярной направлению теплового потока, то термическое сопротивление R_T такого ограждения вычисляют отдельно. Для этого ограждение разбивают на отдельные площади F_i в пределах которых конструкция однородна в направлении теплового потока, и используют формулу

$$R_T = \frac{\sum F_i}{\sum (F_i / R_i)}, \quad (\text{П.12})$$

где R_i — отдельные термические сопротивления толщи ограждения в пределах площадей F_i

Пример П.3. Определим термическое сопротивление неоднородной толщи наружной стены площадью 10 м^2 , из которых 20% имеет сопротивление, пониженное до 0,9, при основном сопротивлении 1,1.

По формуле (П.12) находим

$$R_T = \frac{10}{\frac{8}{1,1} + \frac{2}{0,9}} = 1,05.$$

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности ограждения составляет

$$R_B = 1 / \alpha_B \quad (\text{П.13})$$

где α_B - общий коэффициент теплообмена; складывается из коэффициентов лучистого и конвективного теплообмена (при допущении, что температура поверхности внутренних ограждений и внутреннего воздуха одинаков)

$$\alpha_B = \alpha_L + \alpha_K \quad (\text{П.14})$$

Коэффициент лучистого теплообмена α_L Вт/(м² К) [ккал/(ч м² °С)], поверхности, нагретой до температуры $\tau_{П}$ с поверхностью, имеющей температуру τ_B

$$\alpha_L = C_{ПР} \varphi_{П-B} \frac{(T_{П} / 100)^4 - (T_B / 100)^4}{\tau_{П} - \tau_B} = C_{ПР} \varphi_{П-B} b, \quad (\text{П.15})$$

где: $C_{ПР}$ — приведенный коэффициент излучения теплообменивающихся поверхностей: для строительных материалов может быть принят равным $4,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}^4)$ [$4,2 \text{ ккал}/(\text{ч м}^2 \text{ К}^4)$]; T_n и T_σ — абсолютная температура соответственно нагретой поверхности и внутренней поверхности наружного ограждения, К; $\varphi_{П-B}$ - коэффициент облученности поверхности, имеющей температуру τ_B (наружное ограждение), со стороны нагретой поверхности; $\varphi = 1$, если в помещении имеется одна поверхность наружного ограждения, $\varphi < 1$ — в остальных случаях ; b - температурный коэффициент, К^3 ; приближенно определяют по формуле

$$b = 0,81 + 0,005(T_{П} + T_B - 546) \quad (\text{П.16})$$

Коэффициент конвективного теплообмена α_K , Вт/(м² К) [ккал/(ч м² °С)], воздуха, имеющего температуру t_B , с внутренней поверхностью наружного ограждения

$$\alpha_K = \beta(t_B - t_H)^{1/3} \quad (\text{II.17})$$

где β - коэффициент, равный в условиях помещения для вертикальных поверхностей 1,66 (1,43); для горизонтальных поверхностей при потоке тепла сверху вниз 1,16 (1,0).

Термическое сопротивление слоя ограждения δ м, вычисляют по формуле

$$R_T = \delta / \lambda \quad (\text{II.18})$$

где λ — теплопроводность материала слоя, Вт/(м К) [ккал/(ч м °С)]; зависит от плотности, влажности и температуры материала.

Сопротивление теплообмену на наружной поверхности ограждения

$$R_H = 1 / \alpha_H \quad (\text{II.19})$$

где α_H — общий коэффициент теплообмена на поверхности, имеющей температуру t_H ; зависит в основном от скорости ветра, т. е. от интенсивности конвективного теплообмена.

Для расчета конвективного теплообмена на поверхности наружных стен при лобовом обдувании ветром используют формулу

$$\alpha_K = 11,6\sqrt{v_H} \quad (\text{II.20})$$

Так, температура внутренней поверхности ограждения, имеющего сопротивление теплопередаче R_O составит

$$t_B = t_B - \frac{R_H}{R_O}(t_B - t_H) = t_B - \frac{k}{\alpha_B}(t_B - t_H) \quad (\text{II.21})$$

температура в любом сечении на расстоянии δ_X от внутренней поверхности (см рис. II.7,б)

$$t_X = t_B - \frac{R_B + R_X}{R_O}(t_B - t_H) \quad (\text{II.22})$$

где: $k = 1/R_O$ — коэффициент теплопередачи ограждения; R_B определено по формуле (11.13); $R_X = \delta_X / \lambda_i$ — по формуле (11.18).

Формулу (11.21) используют для проверки возможности конденсации водяного пара воздуха на поверхности наружных ограждений помещений.

Теплозащитные свойства наружных ограждений определяют с учетом теплоустойчивости. **Теплоустойчивостью** называют свойство ограждений сопротивляться изменениям температуры и тепловых потоков. Температура наружного воздуха подвержена постоянному изменению, что приводит к нестационарным условиям теплопередачи через ограждения зданий. При недостаточной теплоустойчивости ограждений и быстром понижении температуры наружного воздуха возможно значительное понижение температуры внутренней поверхности.

Теплоустойчивость ограждений при изменении температуры наружного воздуха характеризуют безразмерным *показателем тепловой массивности*

$$D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + \dots + R_n S_n, \quad (\text{II.23})$$

где R_1, R_2, \dots, R_n — сопротивления теплопроводности первого, второго и т.д. слоев толщи ограждения; вычисляют по формуле (II. 18); S_1, S_2, \dots, S_n — коэффициенты теплоусвоения материалов соответствующих слоев ограждения, Вт/(м² К); определяют при суточных колебаниях температуры (с периодом 24 ч) по формуле

$$S = 0,595\sqrt{\lambda c \rho} \quad (\text{II.24})$$

где: λ — теплопроводность материала, Вт/(м К);

c — удельная теплоемкость, Дж/(кг К), с учетом влажности материала,
 ρ — плотность, кг/м³.

При малой тепловой массивности ограждений резкое понижение температуры наружного воздуха вызывает большее понижение температуры внутренней поверхности, чем при большой тепловой массивности. Поэтому в одних и тех же климатических условиях облегченные ограждения должны иметь сопротивление теплопередаче больше, чем массивные.

II.4. ТЕПЛОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Для наружных ограждающих конструкций зданий установлено тая называемое **требуемое сопротивление теплопередаче**, обеспечивающее определенную температуру внутренней поверхности τ_B в расчетный условиях.

Расчет сопротивления теплопередаче R_o основной части (стены, перекрытия или заполнения светового проема) ограждения проводят так, чтобы это сопротивление было не меньше требуемого сопротивления теплопередаче R_o^{TP} т. е.

$$R_o \geq R_o^{TP} \quad (\text{II.25})$$

Требуемое сопротивление теплопередаче для *наружных стен и перекрытий* определяют по формуле

$$R_o^{TP} = R_B \frac{(t_B - t_H)n}{\Delta t^H} \quad (\text{II.26})$$

где n — коэффициент уменьшения расчетной разности внутренней и наружной температуры ($t_B - t_H$), учитывающий защищенность рассматриваемого ограждения от непосредственного воздействия наружного воздуха; $\Delta t^H = t_B - \tau_B$; для поверхности полов допустимы наименьшие значения Δt^H (например, при повышенных санитарно-гигиенических требованиях 2° С), для поверхности теплоотражающих

потолков — несколько большие (4° С), для поверхности наружных стен — наибольшие (6° С). В помещениях с влажным или мокрым режимом Δt^H определяют в зависимости от температуры точки росы; t_H — расчетная зимняя температура наружного воздуха;

В процессе расчетов по формуле (II.26) вычисляют R_o^{TP} предполагая степень тепловой инерции ограждения, и находят по формуле (II.23) показатель тепловой массивности D (для воздушных прослоек $D = 0$). Далее по значению D уточняют t_H и пересчитывают R_o^{TP}

В современных облегченных конструкциях многослойных панельных ограждений (стен, перекрытий) имеются связи, ребра, обрамления, создающие в толще теплоизоляционного слоя теплопроводные включения. Для таких ограждающих конструкций, неоднородных как в параллельном так и в перпендикулярном направлении по отношению к направлению теплового потока, а также имеющих выступы на поверхности, вычисляют приведенное сопротивление теплопередаче.

Приведенное сопротивление теплопередаче R_o^{PP} наружной однослойной стены из крупных элементов с учётом уменьшения сопротивления только на откосах оконного проема можно приблизительно определить по формуле

$$R_o^{PP} = \frac{R_o}{1 + (\delta / F_o)} \quad (\text{II.27})$$

где R_o , F_o — сопротивление теплопередаче и площадь глади стены; δ — ширина откоса (до оси оконной коробки), м; l — длина откосов (периметр) оконного проема в стене, м.

II.5. ВОЗДУХОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИИ

Поступление наружного воздуха в помещение называют *инфильтрацией*, фильтрацию внутреннего воздуха наружу — *эксфильтрацией* воздуха. Причинами фильтрации воздуха через ограждения являются гравитационное давление, возникающее

вследствие разности плотности холодного наружного и теплого внутреннего воздуха, и ветровое давление, создающееся в результате перехода у стен здания динамического давления ветра в статическое.

Общий процесс обмена внутреннего воздуха с наружной средой и между помещениями называют **воздушным режимом здания**. Воздушный режим здания рассчитывают при проектировании системы вентиляции, определяя количество воздуха, фильтрующегося через наружные ограждения, как дебаланс количества приточного и вытяжного воздуха. При проектировании системы отопления расчет воздушного режима здания упрощают и сводят к вычислению количества холодного воздуха, инфильтрующегося в помещения через наружные ограждения. Это количество воздуха зависит от воздухопроницаемости ограждений, причем воздухопроницаемость стремятся уменьшить путем уплотнения ограждений.

Проницаемость ограждений для воздуха характеризуют коэффициентом воздухопроницания k_u и обратной величиной — сопротивлением воздухопроницанию R_u .

Сопротивление воздухопроницанию ограждения R_u выбирают так, чтобы оно было не меньше требуемого сопротивления воздухопроницанию R_u^{TP}

$$R_u \geq R_u^{TP} \quad (\text{II.28})$$

Сопротивление воздухопроницанию многослойного ограждения R_u складывается из сопротивлений отдельных слоев. *Требуемое сопротивление воздухопроницанию наружных стен, перекрытий и покрытий* зданий, а также *входных дверей в квартиры, дверей и ворот* производственных зданий, R_u^{TP} , Па м² ч/кг [(кгс/м²) м² ч/кг], определяют по формуле

$$R_u^{TP} = \Delta\rho / G^H \quad (\text{II.29})$$

где $\Delta\rho$ — разность давления воздуха у наружной и внутренней поверхностей наветренных ограждающих конструкций в нижней части зданий, Па (кгс/м²), вычисляемая по формуле (при расчетах в системе МКГСС из формулы исключается

$$\Delta\rho = g[0,55H(\rho_H - \rho_B) + 0,03\rho_H v^2] \quad (\text{II.30})$$

H —высота здания (от поверхности земли до верха карниза), м; ρ_H, ρ_B — плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м³; v — максимальная из средних скоростей ветра по румбам за январь, повторяемость которых составляет 16% и более, G^H — нормативная воздухопроницаемость, кг/(ч м²).

При расчетах R_u^{TP} принимают следующие значения G^H , кг/(ч м²) для наружных стен, перекрытий и покрытий жилых и общественных зданий и вспомогательных зданий промышленных предприятий0,5 то же, для производственных зданий1,0 для входных дверей в квартиры1,5 для дверей и ворот производственных зданий10 *Требуемое сопротивление воздухопроницанию окон и балконных дверей* жилых и общественных зданий, а также вспомогательных зданий и помещений промышленных предприятий, R_u^{TP} , Па^{2/3} м² ч/кг [(кгс/м²)^{2/3} м² ч/кг], вычисляют по формуле

$$R_u^{TP} = 0,1(\Delta\rho)^{2/3} \quad (\text{II.31})$$

где $\Delta\rho$ — то же, что в формуле (II.34); 0,10 м² ч/кг — нормативная проводимость воздуха при $G^H = 10$ кг/(ч м²),

Следует иметь в виду, что конструкция заполнения световых проемов в зданиях повышенной этажности может определяться не теплозащитными, а воздухозащитными требованиями, т. е. необходимостью выполнить условие (II.28).

Глава III. ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

III.1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПОМЕЩЕНИЙ

Тепловой режим в помещениях при эксплуатации зданий может быть постоянным и переменным в зависимости от их назначения.

К зданиям с **постоянным тепловым режимом** относятся жилые и подобные здания; производственные здания с непрерывной работой; здания детских и лечебных учреждений, музеев и книгохранилищ, закрытых плавательных бассейнов; транспортные сооружения.

В производственных зданиях при сведении теплового баланса помещения принимают в расчет интервал технологического цикла с минимальными теплопоступлениями. Для гражданских зданий (кроме жилых) обычно принимают, что в помещениях отсутствуют люди, нет искусственного освещения и других источников теплоты.

В общем случае разность теплопотерь $Q_{ПОТ}$ и теплопоступлений $Q_{ВЫД}$ определяет тепловую мощность отопительной установки для компенсации недостатка теплоты в помещении:

$$Q_{ОТ} = Q_{ПОТ} - Q_{ВЫД} \quad (III.1)$$

где: $Q_{ОТ}$ — недостаток теплоты в заданный момент времени, Дж/с (ккал/ч), m , е. мощность отопительной установки, Вт (далее будем выражать секундные потери или расходы теплоты в Вт).

К зданиям с **переменным тепловым режимом** относятся производственные здания с одно- и двухсменной работой; вспомогательные здания промышленных предприятий; здания предприятий обслуживания населения и другие общественные здания (управлений, конторские, торговые, учебные, зрелищные и т.п.).

Для этих зданий также прежде всего выявляют, требуется ли постоянно отапливать помещения. Если в рабочее время теплопотери превышают тепловыделения, то тепловую мощность отопительной установки вычисляют по уравнению (III. 1). В нерабочее время используют имеющуюся установку, если она достаточной мощности, для поддержания минимальной допустимой температуры помещений и «натопы» перед началом работы. Возможно также применение специальной отопительной установки, так называемого *дежурного*

отопления. Тепловую мощность установки дежурного отопления $Q_{Д.ОТ}$ определяют в соответствии с теплопотерями $Q'_{ПОТ}$ при пониженной температуре помещений в этот период времени:

$$Q_{Д.ОТ} = Q'_{ПОТ} \quad (III.2)$$

Теплопотери в помещениях связаны с теплопередачей через ограждающие конструкции $Q_{ОГР}$, расходом тепла на нагревание воздуха, поступающего через открываемые ворота, двери и другие проемы и неплотности в ограждениях (в том числе инфильтрующегося воздуха), $Q_{И}$, а также на нагревание поступающих извне материалов, оборудования и транспорта $Q_{МАТ}$. Технологические процессы могут быть связаны с испарением жидкости и другими реакциями, сопровождающимися поглощением тепла, $Q_{ТЕХН}$. Кроме того, при подаче воздуха для вентиляции помещений с пониженной против t_B температурой расходуется теплота $Q_{ВЕНТ}$. Итак:

$$Q_{ПОТ} = Q_{ОГР} + Q_{И} + Q_{МАТ} + Q_{ТЕХН} + Q_{ВЕНТ} \quad (III.3)$$

Теплопоступления в помещения происходят вследствие выделения теплоты людьми $Q_{Л}$, теплопроводами и нагревательным технологическим оборудованием (печи, трубы, приборы и пр.) $Q_{ОБ}$, источниками искусственного освещения и работающим электрическим оборудованием $Q_{ГЛ}$, нагретыми материалами и изделиями $Q_{МАТ}$. Теплота может также выделяться при технологических процессах (конденсация водяного пара, экзотермические химические реакции и т. п.). Кроме того, возможно устойчивое поступление теплоты от солнечной радиации $Q_{С.Р.}$. Таким образом,

$$Q_{ВЫД} = Q_{Л} + Q_{ОБ} + Q_{ГЛ} + Q_{МАТ} + Q_{ТЕХН} + Q_{С.Р.} \quad (III.4)$$

III.2. ТЕПЛОПOTЕРИ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ

Расчетные теплототери $Q_{\text{отр}}$ через отдельные ограждающие конструкции или их части площадью F , м^2 , определяют по формуле

$$Q_{\text{отр}} = \frac{F}{R_{\text{о.лр}}} (t_{\text{п}} - t_{\text{н}}) n \beta = kF(t_{\text{п}} - t_{\text{н}}) n \beta \quad (\text{III.5})$$

где: $R_{\text{о.лр}}$ — приведенное сопротивление теплопередаче ограждения; k - коэффициент теплопередачи ограждения; $t_{\text{п}}$ - температура помещения;

В производственных помещениях высотой более 4 м принимают для пола и вертикальных ограждений на высоту до 4 м от пола — нормируемую температуру в рабочей зоне; для стен и окон, расположенных выше 4 м от пола, — среднюю температуру по высоте помещения; для покрытия и световых фонарей — температуру воздуха в верхней зоне (по расчету, а также по отраслевым нормативным документам; при воздушном отоплении с интенсивным воздухообменом принимают на 3°C выше температуры в рабочей зоне).

Составив уравнение баланса теплоты, поступающей в неотапливаемое помещение и теряемой через его ограждения, получим:

$$t_x = \frac{\Sigma(kF)_{\text{вн}} t_{\text{п}} + \Sigma(kF)_{\text{т}} t_{\text{т}} + \Sigma(kF)_{\text{нар}} t_{\text{н}}}{\Sigma(kF)_{\text{вн}} + \Sigma(kF)_{\text{т}} + \Sigma(kF)_{\text{нар}}} \quad (\text{III.6})$$

где: $(kF)_{\text{вн}}$, $(kF)_{\text{т}}$, $(kF)_{\text{нар}}$ — произведения коэффициентов теплопередачи, на площади соответственно внутренних ограждений, теплопроводов и наружных ограждений для неотапливаемого помещения, в котором рассчитывают температуру t_x , $t_{\text{т}}$ — температура теплоносителя в трубах.

Определив температуру t_x подставляют в формулу (III.5) разность температуры $(t_{\text{п}} - t_x)$ вместо произведения $(t_{\text{п}} - t_{\text{н}}) n$.

Коэффициент теплопередачи ограждения k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [$\text{ккал}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{C})$], характеризующий поверхностную плотность теплового потока при температурном напоре, равном 1°C численно выражают величиной, обратной общему сопротивлению теплопередаче

от внутреннего в наружный воздух:

$$k = 1/R_{\text{о.лр}} \quad (\text{III.7})$$

Пример III. 1. Требуется определить теплототери через внутреннюю стену площадью 15 м^2 отапливаемого помещения ($t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$), если эта стена, обладающая сопротивлением теплопередаче $0,69 \text{ К м}^2/\text{Вт}$ ($0,8^\circ\text{C м}^2 \text{ ч/ккал}$), граничит с неотапливаемым помещением, наружные ограждения которого площадью 40 м^2 имеют средний коэффициент теплопередачи $1,16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$ [$1,0 \text{ ккал}/(\text{ч м}^2 \cdot \text{C})$], а $t_{\text{н}} = -30^\circ\text{C}$

Коэффициент теплопередачи внутренней стены по формуле (III.7)

$$k_{\text{в.с}} = 1/0,69 = 1,45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}) [1,25 \text{ ккал}/(\text{ч м}^2 \cdot \text{C})]$$

Температура воздуха в неотапливаемом помещении по формуле (III.6)

$$t_x = \frac{1,45 \cdot 15 \cdot 20 + 1,16 \cdot 40 \cdot (-30)}{1,45 \cdot 15 + 1,16 \cdot 40} = -14^\circ\text{C}$$

Теплототери через внутреннюю стену по формуле (III.5) при $\beta = 1$:

$$Q_{\text{в.с}} = 1,45 \cdot 15 [20 - (-14)] = 740 \text{ Вт} (635 \text{ ккал/ч})$$

Площади наружных и внутренних ограждений при расчете теплототери помещений вычисляют (с точностью до $0,1 \text{ м}^2$), соблюдая правила обмера ограждений по планам и разрезам здания. Эти правила учитывают сложность теплопередачи на границах ограждений, предусматривая условное увеличение или уменьшение площадей для соответствия фактическим теплототерям.

В формуле (III.5) коэффициентом β учитывают добавочные теплопотери сверх основных. **Добавочные теплототери** через ограждения принимают как установленные практикой поправки к основным теплототерям, рассчитанным по формуле (III.5) при $\beta = 1$.

Эти дополнительные теплотери возникают вследствие усиленного излучения с поверхности ограждений, обращенных на северную сторону, изменения расчетной температуры в угловых и высоких помещениях, поступления холодного воздуха через открываемые проемы и т. д.

Добавка на ориентацию ограждений по сторонам горизонта принимается для всех наружных вертикальных и наклонных (в проекции на вертикаль) ограждений, обращенных на север, восток, северо-восток и северо-запад в размере 10%, на запад и юго-восток — 5% основных теплопотерь через эти ограждения.

Добавка в угловых помещениях общественных зданий и вспомогательных помещений производственных зданий (имеющих две и более наружных стен) учитывает понижение радиационной температуры. Для вертикальных ограждений (наружные стены, окна и двери) принимают в размере 5% основных теплопотерь (в угловых помещениях жилых и подобных зданий повышают расчетную температуру внутреннего воздуха на 2° С и добавку 5% не вводят).

Добавка на поступление холодного воздуха через входы и въезды в здания, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами. При кратковременном открывании наружных дверей в N-этажных зданиях при двойных дверях с тамбуром между ними принимают добавку в размере 80N%, при одинарной двери — 65N%, при наличии двух тамбуров между тройными дверями — 60N% основных теплопотерь через эти двери.

При кратковременном (менее 15 мин в течение 1 ч) открывании ворот, не имеющих шлюза или тамбура, принимают добавку в размере 300% основных теплопотерь через ворота. Добавочные теплопотери не учитывают для запасных или летних дверей и ворот (например, для балконных дверей).

Добавка на высоту помещений жилых, общественных и вспомогательных зданий: суммарные теплопотери через все ограждения (включая прочие дополнительные теплопотери) высоких помещений увеличивают на 2% на каждый метр высоты сверх 4 м (общая добавка не должна превышать 15%). Эта добавка учитывает увеличение теплопотерь в ; верхней части высоких помещений вследствие повышения температуры воздуха. Добавку на высоту для лестничных клеток не предусматривают.

Теплопотери каждого помещения определяют как сумму расчетных потерь теплоты через все его наружные ограждения с учетом добавочных теплопотерь. В них включают также потери или поступления теплоты через внутренние ограждения, если температура воздуха в соседнем помещении ниже или выше температуры в рассматриваемом помещении на 5° С и более.

В жилых и общественных зданиях общие теплопотери через наружные ограждения ограничены нормами. Так, средние по жилому зданию теплопотери не должны превышать: через вертикальные ограждения с учетом световых проемов 70 (60), через покрытия — 35 (30) и через цокольные перекрытия — 17,5 Вт/м²

III.3. ТЕПЛОПОТЕРИ НА НАГРЕВАНИЕ ВОЗДУХА И МАТЕРИАЛОВ

Теплопотери Q_{II} , Вт (ккал/ч), на нагревание наружного воздуха, поступающего путем инфильтрации в помещение, определяют по формуле

$$Q_{II} = (A_o G_o F_o + 0,6 \Sigma GF) c (t_B - t_H) \quad (III.8)$$

где: A_o - поправочный коэффициент, учитывающий нагревание инфильтрирующегося воздуха в межстекольном пространстве окон (0,8 — при отдельных и 1,0 при спаренных переплетах); F_o, F - расчетные площади соответственно окон и других наружных ограждений, c - удельная массовая теплоемкость воздуха, равная 1005 Дж/(кг К); t_H - расчетная температура воздуха; G_o, G - количество воздуха, поступающего путем инфильтрации через 1 м² площади окон и наружных ограждений (кг/(ч м²))

Количество воздуха, поступающего в 1ч, вычисляют по формулам:

$$G_o = (\Delta p)^{2/3} / R_{II} \quad (III.9)$$

где: R_{II} - сопротивление воздухопроницанию заполнения световых проемов;

$$G = \Delta p / R_{II} \quad (\text{III.10})$$

Разность давления Δp у наружной и внутренней поверхностей ограждающих конструкций вычисляют в центре рассматриваемого элемента (окна, двери, стены, ворот, фонаря). В отличие от формулы (III.34), применяемой при выборе конструкции ограждения, подходящей по воздухопроницанию, разность давления Δp , Па (кгс/м²), определяют (при расчетах в системе единиц МКГСС из формулы исключают g);

$$\Delta p = g[(H - h)(\rho_H - \rho_B) + 0,05\rho_H v_H^2 (c_H - c_3)K - (p_B - p_D)] \quad (\text{III.11})$$

где: H, h — высота над поверхностью земли соответственно верхней точки здания (верха карниза, устья вентиляционной шахты, центра фонаря) и центра рассматриваемого элемента ограждений, м; ρ_B, ρ_H — плотность (объемная масса γ_B, γ_H) соответственно внутреннего и наружного воздуха, кг/м³; v_H — расчетная скорость ветра; выбор значений — см. п. II.2; K — относительное динамическое давление ветра, учитывающее изменение давления ветра в зависимости от высоты и типа местности; c_H, c_3 — аэродинамический коэффициент соответственно для наветренной и заветренной поверхностей здания; p_B, p_D — давление воздуха в здании соответственно при балансе и дебалансе (знаки плюс при подпоре, минус при разрежении) вентиляционного воздуха, Па (кгс/м²); при естественной вентиляции в здании принимают $p_B = p_D = 0$.

При вычислении разности давления Δp для жилых и общественных зданий с естественной вытяжной вентиляцией, учитывая частичную потерю давления при движении воздуха по вентиляционным каналам, используют вместо формулы (III.11) формулу

$$\Delta p = g[(H - h)(\rho_H - 1,27) + 0,05\rho_H v_H^2 (c_H - c_3)K] \quad (\text{III.12})$$

включающую плотность воздуха при температуре 5 °С (1,27 кг/м³).

Наружный воздух поступает в помещения зданий в основном через окна; инфильтрацией воздуха через оштукатуренные кирпичные стены и тем более через крупнопанельные стены практически можно пренебречь. Теплотери на нагревание инфильтрующегося воздуха можно рассчитывать только для помещений на нижнем и верхнем этажах, а для помещений на промежуточных этажах определять путем интерполяции в зависимости от расположения центров окон.

Для помещений производственных зданий, если нет необходимых данных, теплотери на нагревание инфильтрующегося воздуха допускается принимать равными 30% основных теплотерь через ограждения (но не менее чем требуется при дебалансе объемов воздуха приточно-вытяжной механической вентиляции).

Для жилых комнат площадью F_{II} , м², в жилых зданиях теплотери на нагревание инфильтрующегося воздуха, поступающего вследствие естественной вытяжки, не компенсируемой подогретым приточным воздухом, дополнительно определяют по формуле

$$Q_{II} = L_i \rho_B c (t_B - t_H) F_{II} \quad (\text{III.13})$$

где $L_i = 3 \text{ м}^3/(\text{ч м}^2)$ — нормативный воздухообмен, отнесенный к 1 м² пола жилых комнат, который должен быть обеспечен при расчетной температуре наружного воздуха t_H . После расчетов принимают большее из значений, полученных по формулам (III.8) и (III.13).

Практически количество холодного воздуха $G_{ш}$, кг/с, поступающего через щели, можно рассчитать исходя из скорости движения воздуха в щелях, полученной при известной разности давления воздуха снаружи и внутри помещения, по формуле

$$G_{ш} = \rho_H F_{ш} v_{ш} = F_{ш} \sqrt{2\rho_H \Delta p / \Sigma \zeta} \quad (\text{III.14})$$

где $F_{ш} = bl$ — площадь щелей шириной b , м, и общей длиной l , м; $\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений щели (вход и выход воздуха из щели округленно можно оценить $\Sigma \zeta = 2$).

Теплотери на нагревание приточного вентиляционного воздуха, подаваемого в помещение в количестве $G_{пр}$, кг/с, при температуре $t_{пр}$ рассчитывают по формуле

$$Q_{\text{ВЕНТ}} = G_{\text{ПР}} c (t_B - t_{\text{ПР}}) \quad (\text{Ш.15})$$

Если $t_{\text{ПР}} > t_B$, то теплотери при действии приточной вентиляции сменяются поступлением теплоты, т. е. обеспечивается воздушное отопление помещений.

Теплотери на нагревание поступающих в помещения снаружи *материалов*, изделий, одежды, транспортных средств массой G_M , кг/с, определяют, по формуле

$$Q_{\text{МАТ}} = G_M c (t_B - t_M) B \quad (\text{Ш.16})$$

где c — удельная массовая теплоемкость материала, Дж/(кг К); среди распространенных материалов теплоемкость меди 420, стали и чугуна 480, большинства строительных материалов 840—880, верхней шерстяной одежды 1590, изделий из дерева 2300, воды 4187 Дж/(кг·К); t_M — температура материала (температуру металла принимают равной температуре, наружного воздуха, температуру других материалов, особенно сыпучих, а также одежды — на 10—15°C выше температуры наружного воздуха); B — поправочный коэффициент, выражающий среднее уменьшение полной разности температур $(t_B - t_M)$ во всем объеме материала за время с начала нагревания. Принято считать для первого часа нагревания одиночной партии материала $B = 0,4 - 0,5$, а при равномерном поступлении материалов в течение рабочего дня — общий $B = 1$.

Ш.4. ТЕПЛОПОСТУПЛЕНИЯ В ПОМЕЩЕНИЯ

При расчете мощности отопительной установки в баланс теплоты вводят, как уже сказано, явные (излучением и конвекцией) тепловыделения *людей* Q_L , учитывая интенсивность выполняемой работы и теплозащитные свойства одежды. Отдачу явной теплоты одним человеком $Q_{\text{ЧЕЛ}}$ Вт (ккал/ч), определяют по формуле

$$Q_{\text{ЧЕЛ}} = \beta_{\text{И}} \beta_{\text{ОД}} (2,5 + 10,3 \sqrt{v_B}) (35 - t_{\text{П}}) \quad (\text{Ш.17})$$

$$[Q_{\text{ЧЕЛ}} = \beta_{\text{И}} \beta_{\text{ОД}} (2,16 + 8,87 \sqrt{v_B}) (35 - t_{\text{П}})]$$

где: $\beta_{\text{И}}$ — коэффициент, учитывающий интенсивность работы; равен 1,0 для легкой работы, 1,07 для работы средней тяжести и 1,15 для тяжелой работы; $\beta_{\text{ОД}}$ — коэффициент, учитывающий теплозащитные свойства одежды; равен 1,0 для легкой одежды, 0,65 для обычной одежды и 0,4 для утепленной одежды; v_B — скорость движения воздуха в помещении, м/с; $t_{\text{П}}$ — температура помещения, °С.

Теплопоступления в помещение от *нагретого оборудования* $Q_{\text{ОБ}}$ определяют по данным технологического проекта или вычисляют теплоотдачу от нагретой поверхности $Q_{\text{ПОВ}}$, если заданы площадь $F_{\text{ПОВ}}$ и температура поверхности $t_{\text{ПОВ}}$ оборудования (например, печей) коммуникаций (труб, воздухопроводов):

$$Q_{\text{ПОВ}} = \alpha_{\text{ПОВ}} (t_{\text{ПОВ}} - t_{\text{П}}) F_{\text{ПОВ}} \quad (\text{Ш.18})$$

где: $\alpha_{\text{ПОВ}}$ — общий коэффициент лучисто-конвективного теплообмена на нагретой поверхности, Вт/(м² К).

При *искусственном освещении* и работающем *электрическом производственном оборудовании* тепловыделения $Q_{\text{Э}}$, Вт (ккал/ч), составляют

$$Q_{\text{Э}} = kN (Q_{\text{Э}} = 0,86kN) \quad (\text{Ш.19})$$

где: k — коэффициент, учитывающий фактическое использование мощности, загрузку и одновременность работы нескольких приборов или оборудования и долю перехода электрической энергии в теплоту, которая поступает в помещение (может изменяться в пределах от 0,15 до 0,95; принимается по данным технологической части проекта); N — мощность отопительных приборов или силового оборудования, Вт.

Бытовые тепловыделения в жилых квартирах вычисляют по формуле

$$Q_{\text{БЫТ}} = 2lF_{\text{П}} (Q_{\text{БЫТ}} = 18F_{\text{П}}) \quad (\text{Ш.20})$$

где $F_{\text{П}}$ — площадь пола отапливаемого помещения, м².

Теплопоступления от *нагретых материалов* $Q_{\text{МАТ}}$ и изделий, а также от горячих газов, выпускаемых в помещение, определяют по

формуле (III.16), подставляя в нее разность температур $(t_M - t_B)$.

Теплоту *солнечной радиации* $Q_{c.p}$ при расчете мощности отопительных установок включают в тепловой баланс в исключительных случаях (в районах с преобладанием зимой солнечной погоды) для помещений со световыми проемами, обращенными на юг. Обычно же эту теплоту учитывают при эксплуатации отопительных установок, уменьшая теплопередачу приборов для экономии топлива.

III.5. УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОВАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЗДАНИЯ

Общие теплотери здания $Q_{зд}$ принято относить к 1 м^3 его наружного объема и 1°С расчетной разности температуры. Получаемый показатель q , Вт/($\text{м}^3 \text{ К}$) [$\text{ккал}/(\text{ч м}^3 \text{ }^\circ \text{С})$], называют *удельной тепловой характеристикой здания*:

$$q = \frac{Q_{зд}}{V_H (t_B - t_H)} \quad (\text{III.21})$$

где: V_H - объем отапливаемой части здания по внешнему обмеру, м^3 (высоту отсчитывают от поверхности земли); $t_B - t_H$ - расчетная разность температура для основных помещений здания.

Приблизительное значение (без детального расчета теплотерь) удельной тепловой характеристики можно найти по формулам, приведенным в справочных пособиях, если известны размеры здания, коэффициенты теплопередачи его наружных ограждений и доля остекления стен.

Для гражданских зданий q , Вт/($\text{м}^3 \text{ К}$), может быть ориентировочно найдено по формуле

$$q = 1,163 \frac{(1 + 2d)F + S}{V_H} \quad (\text{III.22})$$

где: d — доля остекления стен; F — площадь наружных стен, м^2 ; S — площадь здания в плане, м^2 .

Удельную тепловую характеристику используют также для ориентировочного определения теплотерь зданий по формуле

$$Q_{зд} = q_o \beta_t V_H (t_B - t_H) \quad (\text{III.23})$$

где: q_o — удельная тепловая характеристика зданий, соответствующая расчетной разности температур $t_B - t_H = 18 - (-30) = 48^\circ \text{С}$; β_t — поправочный коэффициент, учитывающий изменение удельной тепловой характеристики при отклонении фактической расчетной разности температуры от 48°С ; вычисляют по формуле:

$$\beta_t = 0,54 + 22/(t_B - t_H) \quad (\text{III.24})$$

III.6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ В ТЕЧЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНОГО СЕЗОНА

Теплозатраты на отопление зданий превышают, как правило, расчетные теплотери. Это объясняется тем, что в системах отоплений неизбежны «бесполезные» (с точки зрения поддержания необходимой температуры помещений) теплотери, связанные с теплопередачей через стенки теплопроводов, проложенных в неотапливаемым помещениях, и с размещением отопительных приборов и труб у наружных ограждений.

Установлено, что бесполезные теплотери не должны превышать 10% расчетных теплотерь зданий и только для общественных зданий допускается увеличение их до 15%. Фактическая тепловая мощность систем отопления с учетом бесполезных теплотерь составит

$$Q_{от} = (1 \div 1,15) Q_{зд} \quad (\text{III.25})$$

При эксплуатации системы отопления текущая затрата теплоты в большинстве случаев меньше расчетной. Расчетного значения теплозатраты достигают, только тогда, когда температура наружного воздуха понижается до значения, выбранного при расчете теплотерь. Процесс изменения температуры и количества теплоносителя в течение отопительного сезона, называют **эксплуатационным регулированием** системы отопления.

Известно, что теплотери конкретного здания с определенными размерами наружных ограждений и их сопротивлением теплопередаче зависят от разности температуры внутреннего и наружного воздуха, а при постоянной температуре внутреннего воздуха - только от температуры наружного воздуха. Принимая, что потребность для отопления пропорциональна теплотерям (без учета тепlopоступлений), среднесезонный расход теплоты на отопление получают при средней температуре наружного воздуха в течение отопительного сезона. Тогда, исходя из тепловой мощности системы отопления, вычисленной по формуле (III.25), *среднесезонный расход теплоты* на отопление здания

$$Q_{OT.CP} = Q_{OT} \frac{t_H - t_{H.CP}}{t_B - t_{H.P}} \quad (III.26)$$

где: $t_{H.CP}, t_{H.P}$ - температура наружного воздуха соответственно средняя отопительного сезона и расчетная в районе расположения здания.

Годовая теплотребность на отопление зданий Φ_{OT} при этом составит

$$\Phi_{OT} = Q_{OT.CP} z \quad (III.27)$$

где: z — нормативная продолжительность отопительного сезона в данной местности.

Глава IV. ВЫБОР СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

IV.1. ОБЩЕЕ СРАВНЕНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Результаты расчетов теплового режима используют при выборе способа обогрева помещений и принимают за основу при проектировании системы отопления.

Тепловой комфорт в помещениях обеспечивается при равномерном нагревании ограждений, при котором устраняются усиленные, вредные для здоровья людей радиационное охлаждение и

движение охлажденного воздуха у пола. Однако при обычном водяном и воздушном отоплении достичь равномерного нагревания ограждений затруднительно.

Сравнительный отопительный эффект прибора устанавливают по отношению их полной теплопередачи к расчетным теплотерям при обеспечении теплового комфорта в помещении. Высокий отопительный эффект (0,90 — 0,95) отличает потолочную панель лучистого отопления; теплопередача потолочной панели в помещении в условиях теплового комфорта может быть на 5 — 10% ниже расчетных теплотерей этого же помещения. Отопительный эффект напольной панели близок к единице. Пониженный отопительный эффект характерен для вертикальных отопительных приборов, размещаемых у наружных ограждений помещений: для приборов у наружной стены 1,02 — 1,04, у светового проема 1,05 — 1,10. При использовании, например, подоконной бетонной панели, встроенной в наружную стену, ее полная теплопередача должна быть больше расчетных теплотерей помещения на 10%.

Вместе с тем нагретая поверхность вертикальных отопительных приборов, расположенных вдоль световых проемов (например, в виде рамы по периметру окна), ослабляет и даже предупреждает радиационное переохлаждение людей, а струи теплового воздуха над ними отклоняют ниспадающие холодные потоки воздуха от нижней зоны помещений.

Тепловой комфорт в помещениях должен поддерживаться в течение длительного периода эксплуатации здания, и степень выполнения этого требования определяет качество системы водяного и воздушного отопления. Качество системы отопления оценивают такими обобщениями показателями, как санитарно-гигиеническая характеристика и надежность. Принимают во внимание также экономические показатели системы.

Технические показатели эксплуатации центральных систем отопления определяются **надежностью**, т. е. свойством поддерживать заданную теплоподачу в помещения в течение требуемого периода времени. Такое длительное работоспособное состояние систем отопления обеспечивается при проектировании путем придания им гидравлической и тепловой устойчивости для пропорционального изменения теплоподачи в помещения при изменении общего расхода и температуры теплоносителя.

Большой надежностью обладает система водяного отопления. Близка к ней система местного воздушного отопления при водяном теплоснабжении, действие которой легко автоматизируется, хотя надежность ее действия и понижается по мере увеличения числа побудителей циркуляции воздуха — вентиляторов. Тепловая устойчивость системы центрально-воздушного отопления понижена из-за усложнения и возможного нарушения заданного распределения воздуха по помещениям. Все же решающими факторами в последнем случае могут оказаться попутное обеспечение вентиляции и устранение отопительных приборов из помещений.

Система водяного отопления обладает значительной тепловой инерцией, особенно при массивных (бетонные приборы) и водоемких (чугунные секционные радиаторы) отопительных приборах; система воздушного отопления — малой инерцией. Это качество может оказаться важным и даже предопределяющим выбор системы. Возможно, правда, применение воздушных клапанов для регулирования теплоотдачи массивных приборов с конвективным каналом, когда тепловая инерция системы проявляется незначительно.

При сравнении и выборе систем отопления принимают во внимание также дополнительные факторы: соответствие системы архитектурно-планировочному решению помещений, размещение отопительных элементов в увязке со строительными конструкциями, обеспечение отделочных работ, бесшумность и безопасность действия и т. п.

Приведенные показатели и свойства определяют основные области применения систем водяного и воздушного отопления. В гражданских и производственных зданиях получили широкое распространение в условиях теплофикации системы водяного отопления. В производственных зданиях с механической приточной вентиляцией преобладает воздушное отопление. Воздушное отопление используют также для периодического или дежурного отопления общественных и производственных зданий.

IV.2. ВЫБОР СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Назначение, конструкция и условия эксплуатации зданий определяют особенности теплового режима помещений и, следовательно, конструкцию, параметры и режим действия систем отопления.

Как уже отмечено, тепловой режим помещений одних зданий поддерживают неизменным в течение всего отопительного сезона, других зданий — изменяют для экономии тепловой энергии с суточной и недельной периодичностью, в праздничные дни, на время каникул, проведения наладочных, ремонтных и других работ.

Здания с постоянными и переменными тепловыми режимами можно разделить в зависимости от назначения и условий эксплуатации на отдельные группы.

Гражданские и производственные здания с постоянным тепловым режимом разделим на четыре группы:

1) здания больниц, родильных домов и лечебно-профилактических учреждений круглосуточного использования, к помещениям которых предъявляются повышенные санитарно-гигиенические требования;

2) здания жилые, общежитий, гостиниц, домов отдыха, санаториев, пансионатов, пионерских лагерей, поликлиник, амбулаторий, аптек, здравпунктов, психиатрических больниц и других лечебно-профилактических учреждений, детских яслей и садов, музеев, выставок, картинных галерей, книгохранилищ, архивов, библиотек;

3) здания плавательных бассейнов, вокзалов, аэропортов;

4) производственные здания с непрерывным технологическим процессом и бытовые помещения таких предприятий.

В зданиях *первой группы* применяют водяное отопление с радиаторами и бетонными панелями, со встроенными в перекрытия и наружные строительные конструкции нагревательными элементами. Предельную температуру теплоносителя — воды принимают 85 °С (металлические приборы) и 95 °С (бетонные приборы) с тем, чтобы температура поверхности отопительных приборов не превышала 75° С. В основных помещениях лечебно-профилактических учреждений устраивают также центральное воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией.

В зданиях *второй группы* предусматривают водяное отопление с радиаторами и конвекторами, со встроенными в наружные строительные конструкции нагревательными элементами и стояками.

Предельную температуру теплоносителя — воды принимают 95 °С (при однотрубных системах 105 °С). Для отопления лестничных клеток возможно повышение расчетной температуры воды до 150 °С с

использованием высоких конвекторов и рециркуляционных воздухонагревателей.

В зданиях с круглосуточно действующей приточной вентиляцией, в первую очередь в зданиях музеев, картинных галерей, книгохранилищ, архивов, устраивают центральное воздушное отопление.

В зданиях *третьей группы* применяют водяное отопление с радиаторами, конвекторами и другими приборами во вспомогательных помещениях и воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией, в основных залах, дополняемое в случае необходимости водяным отоплением с приборами, размещаемыми под световыми проемами. Предельную температуру теплоносителя — воды принимают 150 °С (в бассейнах — 115 °С). В вестибюлях и проходах вокзалов и аэропортов, вокруг ванн плавательных бассейнов устраивают водяное отопление с напольными панелями. Средняя температура обогреваемой поверхности пола вестибюлей и проходов не должна превышать 30 °С, обходных дорожек и скамей в бассейнах — 31 °С, причем температура по осп нагревательных элементов в бассейнах не должна превышать 35 °С.

В зданиях *четвертой группы* с непрерывно действующей приточной вентиляцией предусматривают центральное воздушное отопление; без приточной вентиляции — местное воздушное отопление. Водяное отопление с приборами под световыми проемами применяют при расположении рабочих мест близ этих проемов, а также в бытовых помещениях этих зданий.

Гражданские и производственные здания с **переменным тепловым режимом** можно разделить также на четыре группы:

1) здания школ и других учебных учреждений, управлений, научных и проектных учреждений, конструкторских бюро, контор и читальных залов, предприятий связи, бань, предприятий промышленных и обслуживания населения, в которых работают сидя близ световых проемов, вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий (объемом более 1500 м³);

2) здания зрелищных предприятий и спортивные сооружения;

3) здания прачечных, душевых павильонов, предприятий торговли и общественного питания, промышленных предприятий, в которых работают стоя; вспомогательные здания и помещения объемом 1500 м³ и менее, бытовые помещения промышленных предприятий;

4) производственные неутепленные здания и помещения.

В зданиях *первой группы* применяют водяное отопление с радиаторами и конвекторами (в школах и банях конвекторы допустимы только во вспомогательных помещениях), используемое как дежурное или с различной интенсивностью в рабочее и нерабочее время. Предельную температуру теплоносителя — воды принимают 95 °С (при однотрубных системах 105 °С). Для отопления лестничных клеток возможно повышение расчетной температуры воды до 150 °С. В рабочее время осуществляют также центральное воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией, используемое, если возможно, для дежурного отопления с полной рециркуляцией воздуха. Предельную температуру теплоносителя — воздуха принимают 70 °С.

В зданиях *второй группы* устраивают водяное отопление с радиаторами, конвекторами и другими приборами во вспомогательных помещениях и дежурное местное воздушное отопление основных залов, дополняемое в случае необходимости водяным отоплением с приборами, размещаемыми под световыми проемами залов и в чердачном помещении над зрительными залами. Предельную температуру теплоносителя — воды принимают 115 °С. Для воздушного отопления используют также приточную вентиляцию залов. В вестибюлях предусматривают водяное отопление с напольными панелями.

В зданиях *третьей группы* осуществляют водяное отопление радиаторами, конвекторами и другими приборами (в прачечных, душевых — с радиаторами или гладкими трубами) и дежурное местное воздушное отопление основных крупных помещений, дополняемое в случае необходимости водяным отоплением с приборами, размещаемыми под световыми проемами (с ограничениями, перечисленными для четвертой! группы зданий с постоянным тепловым режимом). Предельную температуру теплоносителя принимают 150 °С. В производственных помещениях применяют также центральное воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией.

В зданиях *четвертой группы* предусматривают периодически действующее воздушное отопление со струйной подачей нагретого воздуха для обслуживания отдельных участков рабочих зон и площадок.

Дежурное отопление предусматривают вне рабочее время

или во время перерывов в использовании помещений, когда по условиям технологии производства и эксплуатации оборудования, приборов и коммуникаций необходимо поддерживать температуру воздуха выше 0 °С. Дежурного отопления не предусматривают при расчетной температуре наружного воздуха для отопления выше — 5 °С. В сельскохозяйственных зданиях применяют центральное воздушное отопление, местное воздушное отопление и водяное отопление в зависимости от задаваемого теплового режима.

1V.3. ЭКОНОМИЧНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Проектное решение системы отопления должно отвечать главному направлению современной экономической политики страны - дальнейшему повышению эффективности, интенсификации всего общественного производства па основе ускорения научно-технического прогресса. Новые научно-технические исследования позволяют поставить вопрос о пересмотре в сторону повышения принятой температуры теплоносителя. При этом возможно достижение экономии металла, затрачиваемого на устройство систем отопления.

Экономичность системы отопления обусловлена стоимостью материалов и оборудования, изготовления и сборки, а также эксплуатации. К основным показателям экономичности относятся: технологичность конструкции, масса и габариты элементов, затраты труда и объем строительных работ, сроки изготовления и монтажа, затраты на наладку, управление и ремонт.

При экономическом сравнении вариантов системы применяют такие показатели, как капитальные вложения K , эксплуатационные затраты C , продолжительность строительно-монтажных работ и производительность труда. В обычных случаях используют часть этих показателей. Иногда сравнивают системы отопления с различными приборами, но с одним видом теплоносителя и с одной схемой, и это делается только по капитальным вложениям и затратам металла. Чаще всего сопоставляют, системы по капитальным вложениям и эксплуатационным затратам (имея в виду также сроки использования сравниваемых систем). И только в сложных ситуациях, например при распределении капитальных вложений по годам и очередям строительства, учитывают сроки монтажа, производительность труда и наличие трудовых резервов. Не вызывает сомнения экономичность варианта, которому присущи и

меньшие капитальные вложения и меньшие эксплуатационные затраты. Чаще сопоставляют варианты, один из которых имеет меньшие капитальные вложения, а другой — меньшие эксплуатационные затраты. Так, при уменьшении диаметра труб водяной насосной системы отопления капитальные вложения уменьшаются, но увеличивается расход электроэнергии; при автоматизации системы увеличиваются капитальные вложения, но уменьшаются эксплуатационные затраты. Экономически более эффективный вариант выявляют в подобных случаях в зависимости от срока окупаемости дополнительных капитальных вложений, определяемого по формуле

$$z = \frac{K_1 - K_2}{C_2 - C_1} \quad \text{IV.1)}$$

Если этот срок $z \leq z_n$ т. е. равен или меньше нормативной срока, то целесообразно осуществить вариант с большими капитальными вложениями K_1 и меньшими годовыми эксплуатационными затратами C_1 . Если $z > z_n$, то целесообразен вариант с меньшими капитальными вложениями K_2 и большей стоимостью эксплуатации C_2 . Нормативный срок z_n окупаемости вложений в системы отопления установлен равным 8,33 года независимо от вида здания и характера производства.

При экономическом сопоставлении нескольких вариантов систем для каждого из них находят так называемые приведенные затраты:

$$П = \frac{K}{z_n} + C = 0,12K + C \quad \text{(IV.2)}$$

и более эффективным считается вариант, имеющий наименьшие приведенные затраты за нормативный срок окупаемости.

Пример IV.1. Сравним затраты на монтаж и эксплуатацию двух систем отопления здания: центральной воздушной 1 при $K_1 = 21$ и $C_1 = 6,4$ тыс. Сум; водяной 2 при $K_2 = 28$ и $C_2 = 5,0$ тыс. Сум.

По формуле (IV.2) находим:

$$П_1 = 0,12 \cdot 21 + 6,4 = 8,92 \text{ тыс. Сум}$$

$$П_2 = 0,12 \cdot 28 + 5,0 = 8,36 \text{ тыс. Сум.}$$

Следовательно, в данном случае система водяного отопления экономически более эффективна, чем центральная система воздушного отопления.

Годовые эксплуатационные затраты состоят из прямых расходов на обслуживание систем отопления $C_{пр}$ и амортизационных расходов A , т. е.

$$C = C_{пр} + A \quad (IV.3)$$

Прямые эксплуатационные расходы складываются из годовых затрат на получаемую тепловую энергию (топливо), электроэнергию, заработную плату (с начислениями) обслуживающего персонала, управление системой и текущий ремонт.

Годовые затраты на текущий ремонт систем отопления гражданских зданий составляют: водяной панельной — 2%; воздушной гравитационной — 2,5%; воздушной местной вентиляторной — 3%; водяной радиаторной и конвекторной — 4%; воздушной центральной вентиляторной — 6% стоимости системы. Стоимость текущего ремонта систем отопления производственных зданий принимают в размере 20% суммы амортизационных отчислений.

Амортизационные расходы включают годовые затраты на капитальный ремонт системы и отчисления на полное восстановление капитальных вложений (могут определяться в долях сметной стоимости системы) (табл. IV. 1).

Отчисления на восстановление капитальных вложений связаны с нормативным сроком службы систем, определяемым исходя из сроков физического износа радиаторов (40 лет), труб (30 лет), чугунных котлов (25 лет), насосных и вентиляторных агрегатов, тепловой изоляции (10 лет). Срок службы определяется не только физическим, но и моральным износом систем отопления, причем моральным износом можно считать потерю способности поддерживать температуру всех обслуживаемых помещений на требуемом уровне.

При сопоставлении различных систем отопления должны соблюдаться равные или хотя бы близкие эксплуатационные требования для всех вариантов: системы должны обеспечивать выполнение санитарно-гигиенических, противопожарных и противозрывных требований, а также должны обладать равноценной надежностью. Тепловая устойчивость какой-либо системы отопления может быть

повышена за счет применения дополнительных автоматических приборов, насосов и арматуры. Это требует дополнительных капитальных вложений $K_{доп} = K_2 - K_1$, но дает возможность сократить перерасход теплоты ($C_2 < C_1$). Годовой экономический эффект может быть найден по формуле

$$\Delta \Phi = \Delta C - 0,12 K_{доп}. \quad (IV.4)$$

где: $\Delta C = C_1 - C_2$ — годовая экономия эксплуатационных затрат по сравниваемым вариантам, Сум/год.

Таблица 4.1. Нормы амортизационных отчислений по системам отопления зданий

Система отопления	Отчисления, % стоимости системы		
	На капитальный ремонт	На полное восстановление	Всего
Водяная: панельная	1,5	5,0	6,5
радиаторная и конвекторная	2,0	5,0	7,0
Воздушная: гравитационная	1,0	5,0	6,0
местная вентиляторная	1,5	4,0	5,5
центральная	2,1	10,0	12,1

Пример IV.2. Определим годовой экономический эффект применения водяного отопления вместо центрального воздушного по условиям примера IV. I. По формуле (IV.4) находим

$$\Delta \Phi = (6,4 - 5,0) - 0,12(28 - 21) = 1,40 - 0,84 = 0,56 \text{ тыс. Сум.}$$

Затем по истечении нормативного срока окупаемости ежегодная экономия будет равна 1,4 тыс. Сум.

Различие в тепловом комфорте, создаваемом в помещениях при сравниваемых системах отопления, учитывают изменением срока службы и степени использования площади помещений. Для системы, обеспечивающей более комфортные условия, увеличивают расчетный срок службы на 5-10 лет, а также учитывают более полное использование рабочей площади помещений в холодное время года, добавляя часть затрат на строительные работы по обесцененной площади к сметной стоимости другой системы.

Глава V. РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМАХ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

5.1. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

Гидравлическое давление в каждой точке замкнутых циркуляционных колец системы отопления в течение отопительного сезона непрерывно изменяется вследствие непостоянства плотности воды и циркуляционного давления, что обусловлено изменением температуры и расхода воды в процессе эксплуатации.

Исходное значение давления соответствует гидростатическому давлению в каждой точке в состоянии покоя. Наибольшие изменения в системе отопления происходят при циркуляции максимального количества воды, температура которой достигает предельного значения при расчетной температуре наружного воздуха. Сравнивая крайние значения при этих двух гидравлических режимах, можно судить о динамике давления в каждой точке при действии системы отопления в течение отопительного сезона.

Анализ динамики гидравлического давления делают с целью выявления в системе отопления мест с чрезмерно низким или высоким давлением, вызывающим нарушение циркуляции воды или разрушение отдельных элементов. На его основе проводят мероприятия, обеспечивающие нормальное действие системы отопления.

Для установившегося потока воды — капельной несжимаемой жидкости - уравнение Бернулли имеет вид:

$$p \frac{w^2}{2} + pgh + p = const,$$

где h — высота положения оси или сечения потока воды над плоскостью сравнения, м; p — давление в потоке воды, Па.

По уравнению Бернулли полная энергия потока состоит из кинетической и потенциальной.

Кинетическая энергия потока воды измеряется гидродинамическим давлением. Например, при скорости движения воды в теплопроводах насосной системы отопления, равной 5 м/с, гидродинамическое давление составляет

$$\rho \frac{w^2}{2} = 970 \frac{1.5^2}{2} = 1090 \text{ Па} \quad (111 \text{ кгс/м}^2).$$

Потенциальная энергия потока воды складывается из энергии положения потока pgh и энергии давления p в потоке.

В каком-либо сечении потока воды энергия положения измеряется высотой h положения оси или сечения потока над плоскостью сравнения, энергия давления — пьезометрической высотой, на которую может подняться вода над рассматриваемым сечением. В замкнутой системе отопления проявляется энергия давления, рассматриваемая как гидростатическое давление в каждом сечении теплопроводов, вызывающее циркуляцию воды.

Гидростатическое давление в вертикальной трубе при изменении положения потока только на 1 м возрастает или убывает на $pgh = 970 \cdot 9,81 \cdot 1 \approx 9500 \text{ Па}$ (970 кгс/м²). Очевидно, что изменение гидростатического давления по высоте системы отопления даже одноэтажного здания более чем на целый порядок превышает максимальное значение гидродинамического давления. Поэтому для характеристики изменения гидравлического давления в системе отопления достаточно учитывать изменение только гидростатического давления, приближенно считая его равным полному.

1. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В РАЙОННОЙ СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ С РАСШИРИТЕЛЬНЫМ БАКОМ

В системе водяного отопления группы зданий при теплоснабжении от собственной тепловой станции расширительный бак размещают, в самом высоком здании (с учетом рельефа местности), соединительные трубы бака подключают к наружному обратному теплопроводу, а не к местным магистралям здания, чтобы избежать отключения бака от остальной части системы при местном ремонте.

Рассмотрим динамику давления, например, в общей системе отопления четырех зданий, самое высокое из которых удалено от тепловой станции (рис. VI.1).

Гидростатическое давление в этой системе при бездействии циркуляционного насоса (штрихпунктирная линия) определяется положением уровня воды в расширительном баке, установленном в здании IV, -над рассматриваемой точкой какой-либо части системы. Наибольшим оно будет в наружных теплопроводах и во внутренних теплопроводах в подвалах зданий.

При действии насоса гидростатическое давление изменится во всех точках системы, кроме точки постоянного давления (точка O), находящейся в месте присоединения труб расширительного бака к обратному теплопроводу у здания IV. В зоне нагнетания от насоса (точка A) до точки O оно возрастет, и зоне всасывания от точки O до насоса (точка /-/) понизится в зависимости от потери давления в теплопроводах (сплошные наклонные линии). Для местной системы отопления здания IV возникает наименьшее насосное циркуляционное давление Δp_{IV} , для здания / — наибольшее.

В местной системе отопления здания / гидростатическое давление должно изменяться от давления в точке B (на вводе подающего теплопровода в здание) от давления в точке Б (на вводе подающего теплопровода здание) до давления точке 3 (в обратном теплопроводе).

Давление в точке 3 оказывается ниже гидростатического давления в местной системе отопления здания /. Во избежание скопления воздуха и нарушения циркуляции воды необходимо повысить гидростатическое давление в обратной магистрали местной системы до давлениям точке 2. Для этого можно поднять расширительный бак в здании IV, уменьшить наклон обратной, пьезометрической линии путем увеличения диаметра обратного наружного, теплопровода (что повысит стоимость его

прокладки), или установить на местной обратной магистрали регулятор давления типа «до себя». Такой регулятор давления должен быть рассчитан на понижение давления от p_2 до p_3 ($\Delta p_{pд} = p_2 - p_3$) при пропуске расчетного расхода воды в местной системе отопления здания /.

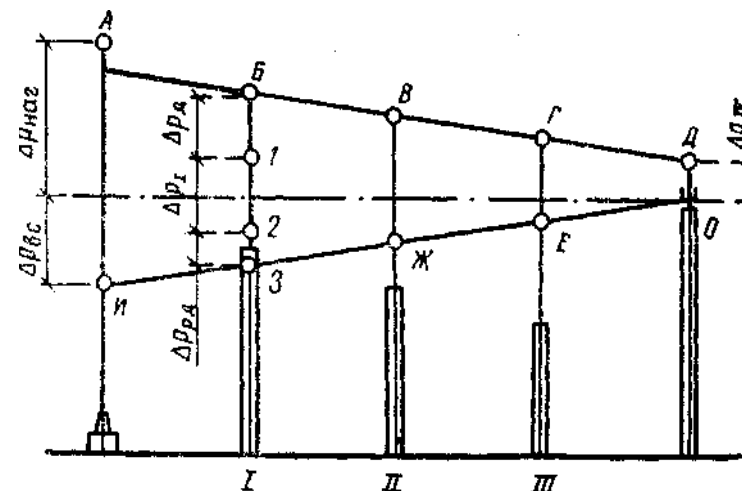


Рис.5.1.Изменения гидростатического давления в наружных теплопроводах общей системы отопления четырех зданий с расширительным баком в наиболее удаленном здании (IV) от тепловой станции (O — точка постоянного авления).

Гидростатическое давление в точке B не должно превышать предельно допустимого (рабочего) давления для всех элементов (арматуры, отопительных приборов) местной системы отопления здания /. В случае необходимости гидростатическое давление в подающем теплопроводе может быть искусственно снижено до значения в точке 1, при котором обеспечиваются прочность этих элементов и вместе с тем необходимая циркуляция воды в местных теплопроводах. Давление может быть понижено с помощью, например, регулятора давления «после себя» или диафрагмы, причем расчетная разность давления составляет

$$\Delta p_{д} = p_{Б} - p_{1}$$

В результате понижения давления в местной подающей магистрали до p_1 , и повышения давления в местной обратной магистрали до p_2 насосное циркуляционное давление для местной системы отопления здания / составит $\Delta p_1 = p_1 - p_2$.

Циркуляционный насос, установленный на тепловой станции, создает давление, как видно из рис. V.1., равное сумме потери давления в зонах нагнетания $\Delta p_{\text{наг}}$ и всасывания $\Delta p_{\text{вс}}$. При значительной величине $\Delta p_{\text{вс}}$ понижение гидростатического давления во всасывающем патрубке насоса может сопровождаться кавитацией. Кавитация скорее всего может возникать в циркуляционном насосе протяженной системы отопления группы малоэтажных зданий (например, в сельских населенных пунктах).

Для исключения кавитации в насосе величина $\Delta p_{\text{вс}}$ практически должна быть меньше гидростатического давления в бездействующем насосе (в статическом режиме) по крайней мере, на 0,05 МПа. Так, например, если разность уровней установки расширительного бака и насоса составляет 7 м (бак размещается в двухэтажном здании), то потеря давления в теплопроводах зоны всасывания (от точки *O* до точки *И* на рис. V.1) не должна превышать 0,02 МПа. Очевидно, что при малоэтажной застройке расширительный бак следует размещать поблизости от тепловой станции.

В процессе последовательного возведения зданий одинаковой высоты, обслуживаемых одной тепловой станцией, возможен случай, когда бак устанавливают в первоочередном здании /, ближайшем к станции (рис. V.2). Если при этом в соединительных теплопроводах между основной магистралью (точки *B* и *Ж*) и местной системой - здания / (см. план на рис. V.2) имеют место значительные потери давления, то это может отразиться на действии местных систем отопления здания // и последующих зданий.

Потери давления в подающем Δp_r и обратном Δp_0 соединительных теплопроводах выражены на рисунке вертикальными отрезками *B — /* и *O — Ж*. Значительное понижение давления в обратном теплопроводе (в точке *Ж*), не влияющее на циркуляцию во внутренних трубах здания /, вызовет перебои в работе отопления здания // вследствие периодического накопления воздуха в верхней части местной системы. В данном случае давление в точке *E* (место присоединения обратной магистрали здания // к наружному обратному теплопроводу) оказалось меньше необходимого гидростатического давления (точка 2).

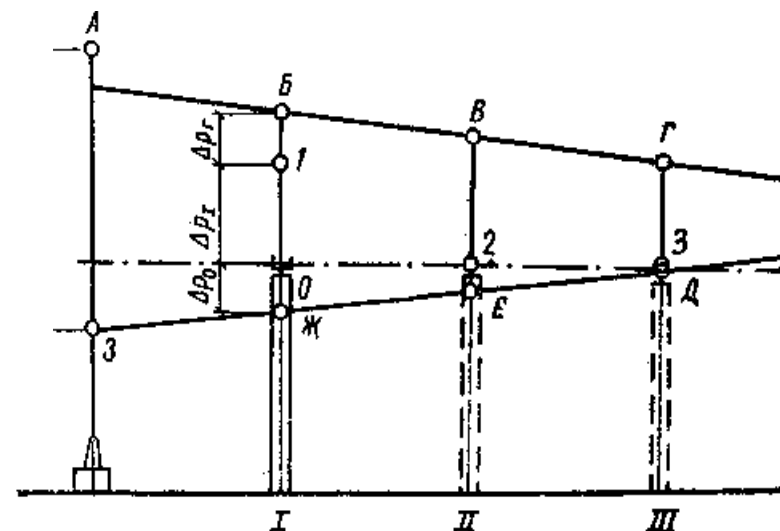


Рис.5.2. Изменение гидростатического давления в наружных теплопроводах системы отопления группы зданий одинаковой высоты (O — точка постоянного давления).

Для нормального действия системы отопления здания // необходимо увеличить потерю давления на участке *E - Ж* с тем, чтобы повысить давление в местной обратной магистрали до давления в точке 2, или установить регулятор давления «до себя» (см. рис. V.1). В здании /// и последующих зданиях может возникнуть то же явление, что и в здании //, если заранее не принять меры для его предотвращения на основании эпюры гидростатического давления в наружных теплопроводах.

В системе отопления группы многоэтажных зданий возможно не только нежелательное понижение, но и чрезмерное повышение гидростатического давления. Повышение давления, опасное для целостности отдельных элементов системы отопления, может произойти при перемещении расширительного бака из одного здания в другое.

Перемещение расширительного бака из одного здания, ближайшего к тепловой станции, в другое, несколько более высокое и

удаленное от нее, не вызывает заметного изменения гидростатического давления в местных теплопроводах как при бездействии, так и при работе циркуляционного насоса. Перемещение бака в здание, более высокое и близко расположенное к тепловой станции, может вызвать значительное повышение давления в отдельных частях – системы отопления. Это произойдет вследствие увеличения не только высоты здания, но и протяженности зоны нагнетания (если бак, как обычно, будет присоединен к обратному теплопроводу).

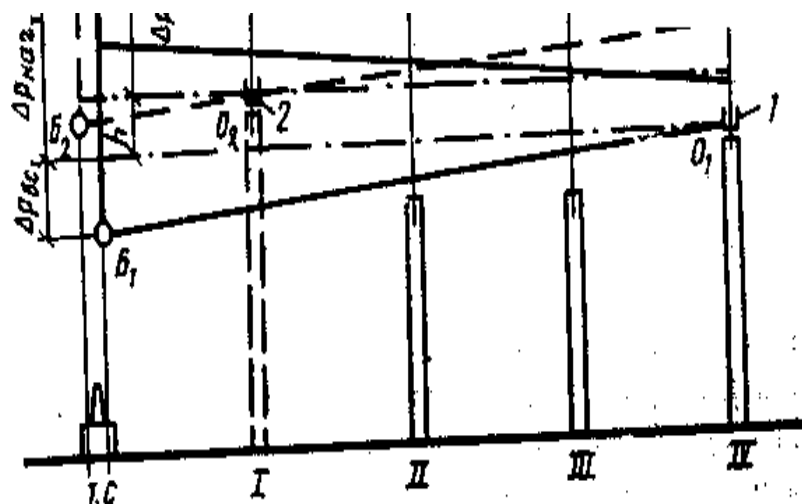


Рис.5.3. Изменение гидростатического давления в наружных теплопровод системах отопления группы зданий при переносе расширительного бака из здания IV в новое здание I (O_1 и O_2 — старая и новая точки постоянного давления).

На рис. V.3 показано изменение давления в оборудовании тепловой станции, в наружных и местных теплопроводах системы отопления четырех зданий при первоначальном положении расширительного бака (в точке /) в здании IV (сплошные пьезометрические линии) и после его перемещения (в точку 2) в новое здание I (пунктирные линии). Можно установить, что давление в элементах тепловой станции возрастает при этом на значительно большую величину Δp , чем можно было бы ожидать при увеличении высоты зданий на h , м. Давление в точке A_2 может

превысить рабочее давление, установленное как предельно допустимое для оборудования и арматуры станции. Из рисунка также видно возрастание давления во всех теплопроводах, причем повышение давления может оказаться недопустимым для элементов местных систем отопления старых зданий и в первую очередь здания, наиболее удаленного от станции (здания IV).

Для снижения давления в оборудовании тепловой станции в этом случае можно перенести место включения циркуляционного насоса из обратного в общий подающий теплопровод (давление не превысит тогда давления в точке B_2); в местной системе отопления здания IV может быть применена понизительная насосная подстанция или независимая схема присоединения к наружным теплопроводам.

2. ДИНАМИКА ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ОТОПЛЕНИЯ БЕЗ РАСШИРИТЕЛЬНОГО БАКА.

Изменение давления в местных теплопроводах, непосредственно соединенных с наружными теплопроводами, рассмотрим в условиях присоединения местной системы отопления здания / на рис. V.1, когда была отмечена необходимость изменения начального давления до p_1 и конечного до p_2 . Система отопления изображена на рис. V.4 двойными линиями и принята высотой h с верхней подающей магистралью и центром охлаждения в точке В.

Отсутствие открытого расширительного бака заставляет по-иному подойти к нахождению местной точки постоянного давления в системе отопления и величины гидростатического давления в ней. Это давление связывают с предварительным условием: оно должно быть достаточным для создания в наиболее высоко расположенной точке системы некоторого избыточного давления с целью надежного заполнения и удаления воздуха из системы с низкотемпературной водой ($t_f < 100^\circ \text{C}$) и предотвращения вскипания воды в системе с высокотемпературной водой ($t_f > 100^\circ \text{C}$).

Для выполнения этого условия в статическом режиме, т. е. в случае полного прекращения циркуляции воды, проводим пьезометрическую штрихпунктирную линию на достаточной высоте h_1 , над верхней подающей магистралью систем отопления (см. рис.

V.4). Высота h_1 должна соответствовать гидростатическому давлению при $t_{Г} < 100^{\circ}\text{C}$ не менее $0,01 \text{ МПа}$, ($0,1 \text{ кгс/см}^2$), т. е. $h_1 \geq 1 \text{ м}$, а при $t_{Г} = 150^{\circ}\text{C}$ — $0,4 \text{ МПа}$ (4 кгс/см^2). Остальные пьезометрические штрихпунктирные линии наносим исходя из выбранного минимального избыточного давления в подающей магистрали и в результате получаем необходимое гидростатическое давление p_2 в точке D обратной магистрали.

Если давление p_2 поддерживается на заданном уровне с помощью регулятора давления «до себя» (как указывалось выше), то точка D становится искусственной точкой постоянного давления местной системы отопления. Давление p_2 является исходным для построения пьезометрических линий в динамическом режиме (сплошные наклонные линии на рис. V.4, выражающие, как и ранее, условно-равномерные линейные и местные потери давления в системе отопления).

Найдем изменение гидростатического давления в трех характерных точках системы отопления, не считая точки D , в которой давление p_2 принято постоянным. Это точка $Г$ нижней обратной магистрали, наиболее удаленная от ввода наружных теплопроводов, точка B верхней подающей магистрали, наиболее высоко расположенная и удаленная от ввода, и точка A в начале подающей магистрали системы.

Гидростатическое давление в точке $Г$ выражает наибольшее давление в нижней обратной магистрали (и в системе):

$$p_{\text{макс}} = p_2 + \Delta p_{Г-д} \quad (\text{V.1})$$

где:

$\Delta p_{Г-д}$ — потеря давления при перемещении воды от точки $Г$ до точки D ; (см. рис. V.4).

Наибольшее давление не должно превышать рабочего давления для каждого элемента системы. Выражение (V.1) служит для проверки выполнения этого условия. Если, например, давление p_1 близко к $0,6 \text{ МПа}$, то с учетом потери давления в обратной (достаточно протяженной) магистрали максимальное гидростатическое давление в чугунной арматуре и отопительных приборах, расположенных на уровне ввода теплопроводов и ниже его, превысит рабочее, что может привести к их разрушению.

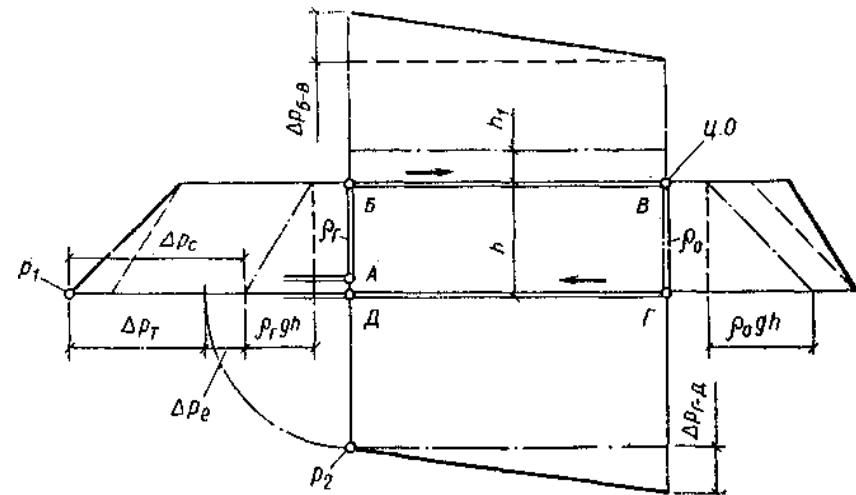


Рис.5.4. Эпюра гидростатического давления системе отопления, непосредственно соединенной с наружными теплопроводами (D — точка постоянного давления p_2).

Гидростатическое давление в точке B выражает наименьшее давление в верхней подающей магистрали (и в системе) в динамическом режиме:

$$p_{\text{мин}} = p_2 + \Delta p_{В-д} - \rho_0 gh \quad (\text{V.2})$$

где: $\Delta p_{В-д}$ - потеря давления при движении воды от точки B до точки D ;

ρ_0 - плотность охлажденной воды.

Выражение (V.2) служит для проверки условия не вскипания высокотемпературной воды, когда давление p_2 принимают без учета температуры воды. Покажем на примере необходимость проверки минимального избыточного давления в системе. Если высота системы $h = 20 \text{ м}$, $-\Delta p_{В-д} = 0,05 \text{ МПа}$, а давление $p_2 = 0,25 \text{ МПа}$, то

минимальное давление в верхней точке при циркуляции воды в системе составит

$$P_B = 0,25 + 0,05 - (977,81 \cdot 9,81 \cdot 20)10^{-6} \approx 0,11 \text{ МПа (1,1 с/см}^2\text{)}.$$

Это давление будет недостаточным для предотвращения вскипания воды, имеющей температуру более 120° С.

Наконец, гидростатическое давление в точке *A* (если считать, что точка *A* находится на одном уровне с точкой *D*) выражает наибольшее давление в подающей магистрали системы в динамическом режиме:

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{A-D} - \rho_0 gh + \rho_G gh$$

или

$$p_1 = p_2 + \Delta p_C - \Delta p_E \quad (V.3)$$

где: $\Delta p_C = + \Delta p_{A-D}$ — потеря давления при движении воды от точки *A* до точки *D*, т. е. общее сопротивление системы отопления; $\Delta p_E = gh (\rho_0 - \rho_G)$ - по уравнению.

Перепишав выражение (V.3) в виде:

$$p_1 - p_2 = \Delta p_C - \Delta p_E$$

или

$$\Delta p_1 = \Delta p_C - \Delta p_E \quad (V.3a)$$

приходим к уравнению, которое в данном случае означает, что разность гидростатического давления в подающем и обратном наружных теплопроводах на вводе их в здание, вызывающая циркуляцию воды в местной системе отопления, меньше потерн давления при движении воды в системе па величину естественного циркуляционного давления. Графическое выражение уравнению (V.3) и (V.3a) дано на рис. V.4 слева.

Применение смесительного насоса или водоструйного элеватора на тепловом вводе в здание не влияет на рассмотренную закономерность, изменения давления в теплопроводах местной системы водяного отопления.

V.2. ЕСТЕСТВЕННОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ В ОДНОТРУБНЫХ И ДВУХТРУБНЫХ СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

Системы водяного отопления применяют, как известно, с верхним и нижним расположением магистралей, с тупиковым и попутным движением воды к ним, с последовательным и параллельным (по направлению движения воды) соединением отопительных приборов. Системы устраивают вертикальными со стояками и горизонтальными с поэтажными ветвями. Схему системы отопления составляют при проектировании применительно к конкретному зданию, причем в каждой схеме различным образом сочетают магистрали и стояки или ветви с отопительными приборами.

Общим, многократно повторяющимся элементом каждой вертикальной или горизонтальной системы отопления является стояк или ветвь. В стояке и ветви отдельные узлы соединения отопительных приборов с трубами (приборные узлы), объединенные промежуточными теплопроводами, создают основу системы отопления, определяющую принцип ее действия. Поэтому конкретная схема системы отопления не может быть разработана без предварительного выбора схемы ее стояков или ветвей. Применяемые в настоящее время схемы систем отопления и возникающее в них естественное циркуляционное давление рассмотрим при различных приборных узлах, входящих в стояки или ветви.

1. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Вертикальную одноконтурную систему отопления с верхней разводкой применяют в многоэтажных зданиях. На рис. V.5 приведена схема части такой системы с тупиковым движением воды в магистралях. Стояки даны условно для трехэтажного здания с различными наиболее часто применяемыми приборными узлами. В стояке / показаны проточные узлы, в стояке // — проточно-регулируемые узлы со смещенными обходными участками и трехходовыми регулирующими кранами КРТ, в стояке /// — узлы со смещенными, замыкающими участками и проходными регулирующими кранами КРП (см, рис. 1.1). На практике возможно

также осевое (по оси стояков) расположение обходных и замыкающих участков и двустороннее присоединение приборов к стояку (см. рис. 1.1).

Здесь (и далее) система отопления изображается со стояками различной конструкции для наглядности при сравнении. Обычно в системе преобладает какой-либо один тип приборного узла (например, проточно-регулируемые узлы), хотя может встретиться еще и другой тип (например, проточные узлы во вспомогательных помещениях).

На рис. V.5 над отопительными приборами нанесены тепловые нагрузки, внутри контура каждого прибора кружком помечен условный центр охлаждения теплоносителя воды. Проставлено также вертикальное расстояние между центрами охлаждения (*ц. о*) и центром нагрева (*ц. н*) воды.

Расход воды в стояк G_{CT} при заданных тепловых нагрузках приборов и температуре воды определяется по формуле, аналогичной формуле:

$$G_{CT} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{c(t_p - t_0)} = \frac{\Sigma Q_{np}}{c \cdot \Delta t_{cm}} = \frac{Q_{cm}}{c \cdot \Delta t_{cm}} \quad (V.4)$$

Температура воды на каждом участке стояка будет промежуточной между значениями t_r и t_0 в зависимости от степени ее охлаждения в отопительных приборах Δt_{np} (условно считая, что вода при движении по трубам не охлаждается). Так, на участке между приборами. III и II этажей температура воды составит

$$t_3 = t_2 - \Delta t_{np-3} = t_2 - \frac{Q_3}{cG_3} = t_2 - \frac{Q_3}{cG_{cm}}$$

Аналогично

$$t_2 = t_r - \frac{\Sigma Q_2 + Q_3}{cG_{CT}}$$

В общем виде температура воды на i -том участке однострубно стояка будет равна:

$$t_i = t_r - \frac{\Sigma Q_{np.i}}{cG_{CT}}, \quad (V.5)$$

где $\Sigma Q_{np.i}$ — суммарная тепловая нагрузка всех отопительных приборов на стояке до рассматриваемого участка (считая по направлению движения воды).

На рис. V.5 заштрихованы половины высоты двух приборов стояка /, в которых температура воды условно принята постоянной и равной t_3 . Можно считать, что температура воды t_3 сохраняется в стояке по высоте h_3 а температура t_2 , по высоте h_2 .

Естественное циркуляционное давление, Па, в вертикальной однострубно проточной и проточно-регулируемой системе отопления с верхним расположением подающей магистрали (см. стояки / и // на рис.V.5), возникающее вследствие охлаждения воды в приборах, вычисляется как разность гидростатического давления в рассматриваемом и главном стояках (*г. см*):

$$\Delta p_{e.ПП} = g[h_3(\rho_3 - \rho_r) + h_2(\rho_2 - \rho_r) + h_1(\rho_0 - \rho_r)] \quad (V.6)$$

При увеличении числа этажей в здании число слагаемых в формуле (V.6), а следовательно, и значение $\Delta p_{e.ПП}$ будут возрастать.

Выражение для определения $\Delta p_{e.ПП}$ можно представить в другом виде (более удобном для вычисления, хотя и менее точном), обозначив среднее уменьшение плотности при увеличении температуры воды на 1°C через

$$\beta = \frac{\rho_0 - \rho_r}{t_r - t_0}, \text{ кг/(м}^3\text{К)};$$

$$\Delta p_{e.ПП} = \beta g[h_3(t_r - t_3) + h_2(t_r - t_2) + h_1(t_r - t_0)] \quad (V.6a)$$

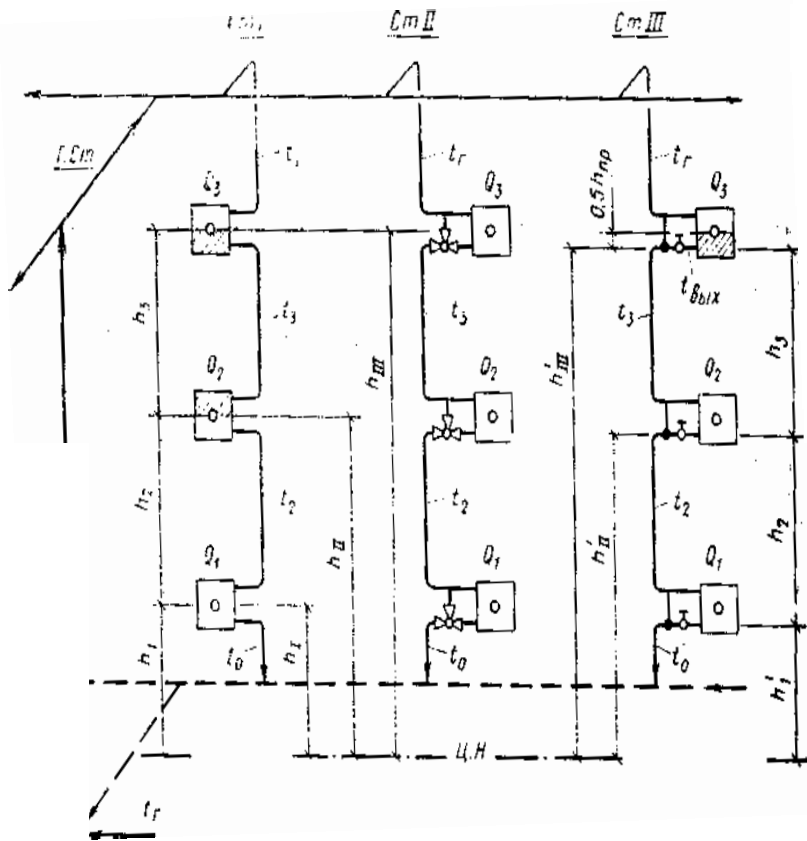


Рис. V.5. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхним расположением подающей магистрали

I — проточный стояк; II — проточно-регулируемый стояк; III — стояк с замыкающими участками (кружки в контуре приборов—центры охлаждения воды в приборах; черные точки — центры охлаждения воды в стояке).

Учитывая, что

$$t_r - t_3 = \Delta t_{\text{ПР.3}} = \frac{Q_3}{cG_{CT}}, \quad t_r - t = \frac{Q_3 + Q}{cG_{CT}} \quad \text{и}$$

$$t_r - t_0 = \frac{Q_3 + Q + Q_1}{cG_{CT}}$$

получим более короткое выражение:

$$\Delta p_{\text{Е.ПР}} = \frac{\beta g}{cG_{CT}} (h_{\text{III}} Q_3 + h_{\text{II}} Q_2 + h_1 Q_1) \quad (\text{V.66})$$

Где:

h_{III} , h_{II} , и h_1 — вертикальные расстояния между центрами охлаждения и воды в приборах соответственно на III, II и I этажах и центром нагревания (см. рис.V.5).

В общем виде при N отопительных приборах в однотрубном стояке:

$$\Delta p_{\text{Е.ПР}} = \frac{\beta g}{cG_{CT}} \sum_{i=1}^N (Q_i h_i) \quad (\text{V.7})$$

где Q_i , h_i — произведение тепловой нагрузки i -того прибора на вертикальное расстояние h_i от его условного центра охлаждения до центра нагревания воды в системе.

Пример V.1. Определим естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах трехэтажного стояка (стояк / или // на рис. V.5), если тепловая нагрузка отопительных приборов составляет $Q_3 = 1163 \text{ Вт}$, $Q_2 = 930 \text{ Вт}$, $Q_1 = 1396 \text{ Вт}$; высота $h_3 = h_2 = 3 \text{ м}$, $h_1 = 2 \text{ м}$; температура воды $t_r = 95^\circ \text{ C}$, $t_0 = 70^\circ \text{ C}$, $\beta = 0,64 \text{ кг}/(\text{м}^3 \text{ K})$.

Расход воды в стояке по формуле (V.4)

$$G_{CT} = \frac{(1163 + 930 + 1396) \cdot 3600}{4187(95 - 70)} = \frac{0,86 \cdot 3489}{25} = 120 \text{ кг/ч.}$$

(V.5) Температура воды на участках стояка по формуле

$$t_3 = 95 - \frac{1163 \cdot 3600}{4187 \cdot 120} = 95 - \frac{0,86 \cdot 1163}{120} = 86,7^\circ \text{C}$$

$$t_2 = 95 - \frac{0,86(1163 + 930)}{120} = 80^\circ \text{C}$$

Естественное циркуляционное давление по формуле (V.6a)

$$\Delta p_{E, ПР} = 0,64 \cdot 9,81 [3(95 - 86,7) + 3(95 - 80) + 2(95 - 70)] = 753,4 \text{ Па (76,8 кгс/м}^2\text{)}$$

при Естественное циркуляционное давление по формуле (V.7)

$$\Delta p_{E, ПР} = \frac{0,64 \cdot 9,81}{4187 \cdot 120} (1163 \cdot 8 + 930 \cdot 5 + 1396 \cdot 2) 3600 = 753,4 \text{ Па (76,8 кгс/м}^2\text{).}$$

В стояке с замыкающими участками (см. стояк /// на рис. V.5) температура и плотность воды изменяются не только в отопительных приборах (условные центры охлаждения — кружки внутри контура приборов), но и в точках стояка (черные точки на рисунке), где смешивается вода, выходящая из прибора и из замыкающего участка.

Естественное циркуляционное давление в вертикальной одноконтурной системе с замыкающими участками при верхнем расположении подающей магистрали [см. формулу (V.6)]

$$\Delta p_{e, ПР} = g [h_3(\rho_3 - \rho_T) + h_2(\rho_2 - \rho_T) + h_1(\rho_0 - \rho_T)] \quad (V.8)$$

Некоторое различие в величине естественного циркуляционного давления по формулам (V.6) и (V.8) определяется тем, что $h_1 > h_1^I$ на $0,5 h_{ПР}$.

В формуле (V.7) при использовании ее в данном случае высота h_1 - определяется вертикальным расстоянием между центрами нагревания и охлаждения в той точке, где в стояке изменяется температура воды.

В стояке с замыкающими участками имеются также так называемые **малые циркуляционные кольца** у каждого отопительного прибора, образованные подводками к прибору и замыкающим участком. Положения центра охлаждения в приборе и соответствующего центра охлаждения в стояке отличаются на $0,5 h_{ПР}$ (см. стояк /// на рис. V.5), и в малом циркуляционном кольце возникает собственное естественное циркуляционное давление (в заштрихованной части прибора вода имеет температуру $t_{ВЫХ}$, в замыкающем участке — $t_{ВХ}$):

$$\Delta p_{E, МАЛ} = g \frac{h_{ПР}}{2} (\rho_{ВЫХ} - \rho_{ВХ}) \quad (V.9)$$

где $\rho_{ВЫХ}$ и $\rho_{ВХ}$ — плотность воды, кг/м^3 , соответственно при температуре $t_{ВЫХ}$ и $t_{ВХ}$ (для прибора на III этаже на рисунке $t_{ВХ} = t_T$, $t_{ВЫХ} < 1$ часто называемой температурой смеси).

Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце можно представить в другом виде как разность гидростатического давления по высоте прибора и замыкающего участка:

$$\Delta p_{E, МАЛ} = gh_{ПР} (\rho_{СР, ПР} - \rho_{З, У}) \quad (V.9a)$$

где $\rho_{СР, ПР}$ и $\rho_{З, У}$ — плотность воды, кг/м^3 , соответственно при средней температуре воды в приборе и при температуре ее в замыкающем участке

Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце при движении воды в стояке, сверху - вниз способствует затеканию воды в прибор, особенно в малоэтажных зданиях.

Вертикальную одноконтурную систему с нижним расположением обеих магистралей с так называемыми П-образными стояками (см. рис. 1.2) применяют прежде всего в бесчердачных зданиях, имеющих технические подполья и подвалы. На

рис. V.6 приведена расчетная схема части такой системы со стояками для трехэтажного здания при теплоснабжении системы деаэрированной водой. В стояке / применены проточно-регулируемые приборные узлы с трехходовыми кранами КРТ, в стояке // — узлы со смещенными замыкающими участками и проходными регулирующими кранами КРП. На приборах в верхнем этаже предусмотрены воздушные краны.

Число приборов на одном этаже часто бывает нечетным. Для непарных приборов устраивают П-образные стояки с «холостой» восходящей трубой либо Т-образные стояки с одной восходящей и двумя нисходящими трубами. Стояки часто замоноличивают во внутренние перегородки, в результате чего они превращаются в дополнительные проточные бетонные отопительные приборы. Основные приборы в этом случае присоединяют открыто к специально предусмотренным патрубкам.

Расход и температуру воды в стояках определяют по формулам (V.4) и (V.5).

Естественное циркуляционное давление в стояке находят как разность гидростатического давления в нисходящей и восходящей частях стояка. Например, для проточно-регулируемого стояка

$$\Delta p_{e.лр} = g[h_3(\rho_3^{11} - \rho_3) + h_2(\rho_2^1 - \rho_2) + h_1(\rho_0 - \rho_r)] \quad (V.10)$$

Формула (V.10) общего вида действительна в данном случае без изменения. Высота h_i в этой формуле зависит от положения центров охлаждения воды (кружки в контуре приборов на стояке / или черные точки в стояке // на рис. V.6). На рисунке видно, что центр охлаждения воды в восходящей части стояка выше, а в нисходящей — ниже соответствующего условного центра охлаждения воды в отопительном приборе.

Естественное циркуляционное давление в малых циркуляционных кольцах отопительных приборов определяется по формуле (V.9) или (V.9a). В нисходящей (правой на рис. V.6) части стояка // и замыкающими участками естественное циркуляционное давление в каждом малом циркуляционном кольце, как было отмечено, способствует затеканию воды в отопительные приборы. Напротив, в восходящей (левой) части стояка // оно противодействует затеканию воды и относительно уменьшает расход воды в приборах, что неблагоприятно отражается на размерах площади нагревательной поверхности приборов, особенно высоких и водоемких. Формула (V.10) относится также к бифилярной схеме стояков.

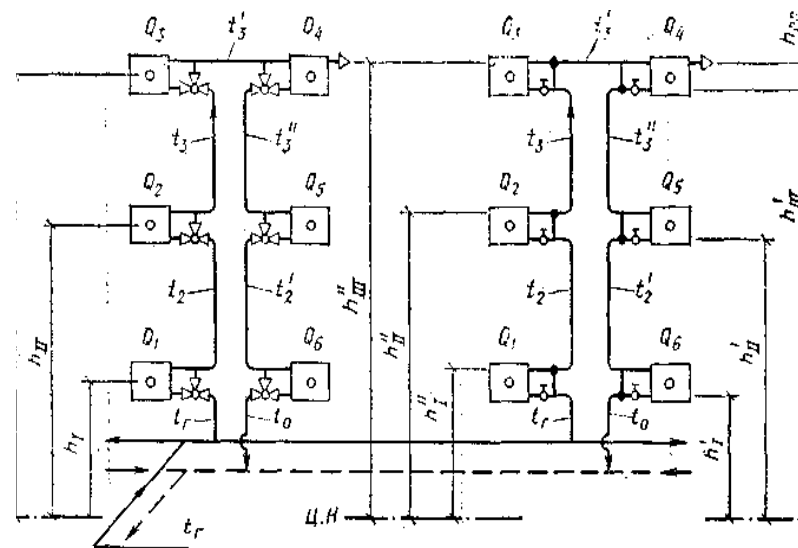


Рис.V.6. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с нижним расположением обеих магистралей и П-образными стояками.

I — проточное — регулируемый стояк; II- стояк с замыкающими участками.

Вертикальную однотрубную систему с нижним расположением подающей магистрали и верхней прокладкой обратной магистрали с «опрокинутой» циркуляцией воды в стояках — см. рис. 1.3) применяют в зданиях повышенной этажности (девять и более этажей). На рис. V.7 изображена расчетная схема части системы с «опрокинутой» циркуляцией воды в стояках, имеющих проточные приборные узлы (стояк /), проточно-регулируемые узлы с кранами КРТ (стояк //) и узлы с замыкающими участками и кранами КРП (стояк ///). Обходные замыкающие участки делают при этом, как правило, смещенными от оси стояков.

Расход и температуру воды определяют по формулам (V.4) и (V.5). Естественное циркуляционное давление $\Delta p_{e,пр}$ находят по формуле (V.7) или как разность гидростатического давления в общем обратном стояке (з. ст на рис. V.2) и в рассматриваемом стояке в здании, имеющем N этажей:

$$\Delta p_{e,пр} = g [h_{N+1}(\rho_0 - \rho_{N+1}) + h_N(\rho_0 - \rho_N) + \dots + h_2(\rho_0 - \rho_2) + h_1(\rho_0 - \rho_1)] \quad (V.11)$$

Формула (V.11) позволяет учесть отличие температуры воды выходящей из рассматриваемого стояка, от температуры воды в общем, обратном стояке.

Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце каждого отопительного прибора стояка III (см. рис. V.11) вычисляют по формуле (V.9) или (V.а). В данной системе это давление противодействует затеканию воды во все приборы, что приводит к относительному увеличению площади их нагревательной поверхности.

На основании полученных формул можно сделать следующие выводы.

В циркуляционных кольцах вертикальных однотрубных систем водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, возрастет с увеличением числа последовательно соединенных отопительных приборов и действует как единая величина, влияющая в равной степени на циркуляцию воды через все отопительные приборы каждого стояка.

В малых циркуляционных кольцах отопительных приборов в вертикальных однотрубных системах с замыкающими участками возникает дополнительное естественное циркуляционное давление, зависящее от высоты прибора и степени охлаждения воды в нем. Это давление способствует затеканию воды в приборы при движении воды в стояке сверху вниз и противодействует ему при движении воды снизу вверх (с увеличением числа этажей влияние этого гравитационного давления уменьшается).

Для большинства рассмотренных схем вертикальных однотрубных стояков характерно одностороннее присоединение отопительных приборов к стояку.

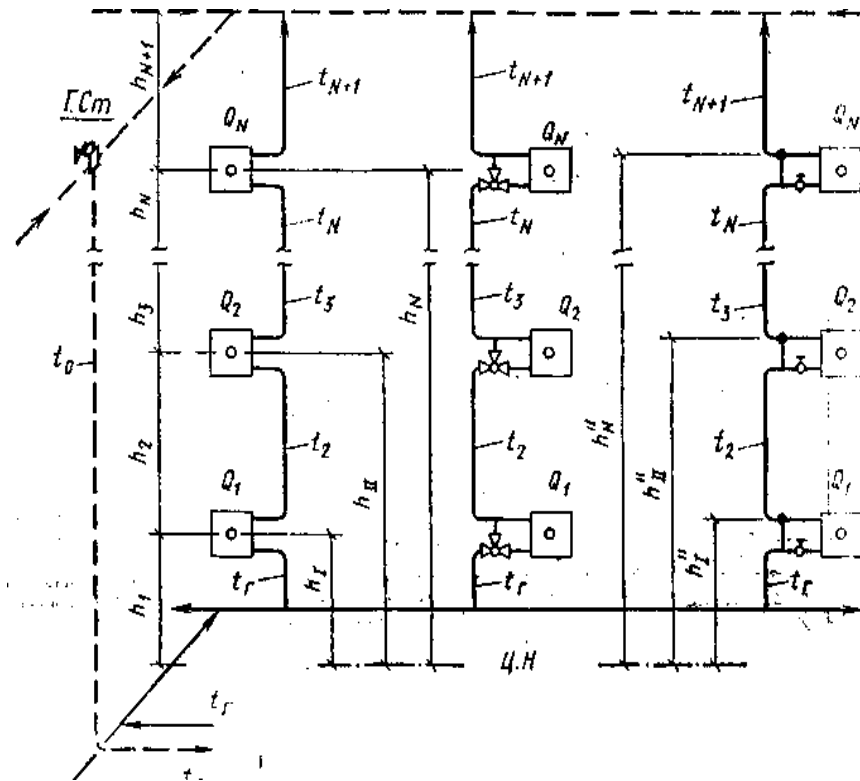


Рис. V.7 . Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с нижним расположением подающей магистрали и верхней прокладкой обратной магистрали. I — проточный стояк; II — проточно-регулируемый стояк; III — стояк с замыкающими участками

В циркуляционных кольцах вертикальных однотрубных систем водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, возрастет с увеличением числа последовательно соединенных отопительных приборов и действует как единая величина, влияющая в равной степени на циркуляцию воды через все отопительные приборы каждого стояка.

В малых циркуляционных кольцах отопительных приборов и вертикальных однотрубных системах с замыкающими участками возникает дополнительное естественное циркуляционное давление, зависящее от высоты прибора и степени охлаждения воды в нем. Это давление способствует затеканию воды в приборы при движении воды в стояке сверху вниз и противодействует ему при движении воды снизу вверх (с увеличением числа этажей влияние этого гравитационного давления уменьшается).

Для большинства рассмотренных схем вертикальных однотрубных стояков характерно одностороннее присоединение отопительных приборов к стояку. Это, хотя и увеличивает число стояков, однако позволяет унифицировать узлы обвязки отопительных приборов, как по диаметру, так и по длине труб, что необходимо для интенсификации производства при массовых заготовительных работах. Кроме того, отопительные приборы из гладких труб малого диаметра (здесь им уподобляются трубы стояков) имеют повышенный коэффициент теплопередачи по сравнению с другими видами отопительных приборов. Следовательно, при увеличении числа открыто прокладываемых стояков уменьшаются размеры основных отопительных приборов.

Однотрубные системы с проточными отопительными приборами дешевле других; их используют при приборах с воздушными регулирующими клапанами (например, при конвекторах «Комфорт») или для отопления без индивидуального регулирования теплопередачи приборов.

Проточно-регулируемые однотрубные системы с трехходовыми кранами КРТ применяют при необходимости индивидуального ручного регулирования теплопередачи отопительных приборов. Эти системы можно заменять однотрубными системами с замыкающими участками у приборов для уменьшения гидравлического сопротивления приборных узлов. При этом следует иметь в виду, что узел со смещенным замыкающим участком, хотя и обладает большим гидравлическим сопротивлением, чем узел с осевым замыкающим участком, способствует затеканию воды в отопительный прибор и компенсации теплового удлинения труб.

2. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ДВУХТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Двухтрубные системы с верхним расположением подающей магистрали применяют в основном при естественной циркуляции воды в системе отопления. При насосной циркуляции воды из-за гидравлической и тепловой неустойчивости их используют только в малоэтажных зданиях (два — три этажа) (см. рис. 1.5, а),

На рис. V.8 приведены схемы двухтрубных стояков при верхнем расположении подающей магистрали с односторонним (столбовая) и двусторонним (цепочечная) присоединением труб к отопительным приборам. При столбовой, более распространенной схеме подающий и обратный стояки прокладывают рядом (на рисунке — слева), при цепочечной — разобщенно (справа).

Расчетная схема стояка двухтрубной системы отопления с верхним расположением подающей магистрали дана на рис. V.9, а. При параллельном соединении отопительных приборов в двухтрубном стояке для каждого из приборов образуется собственное циркуляционное кольцо. В циркуляционном кольце через нижние приборы двухтрубной системы возникает естественное циркуляционное давление

$$\Delta p'_{E.LP} = gh_1(\rho_0 - \rho_T) \quad (V.12)$$

в циркуляционном кольце через прибор второго этажа

$$\Delta p''_{E.LP} = g(h_1 + h_2)(\rho_0 - \rho_T) = \Delta p'_{E.LP} + gh_2(\rho_0 - \rho_T) \quad (V.13)$$

Двухтрубные системы с нижним расположением обеих магистралей применяют в малоэтажных (с кранами двойного регулирования КРД у отопительных приборов) и в многоэтажных (с кранами КРП, имеющими дросселирующее устройство) зданиях. Расширенная область применения объясняется большей устойчивостью гидравлического режима и повышением тепловой устойчивости таких систем по сравнению с двухтрубными системами при верхнем расположении подающей магистрали.

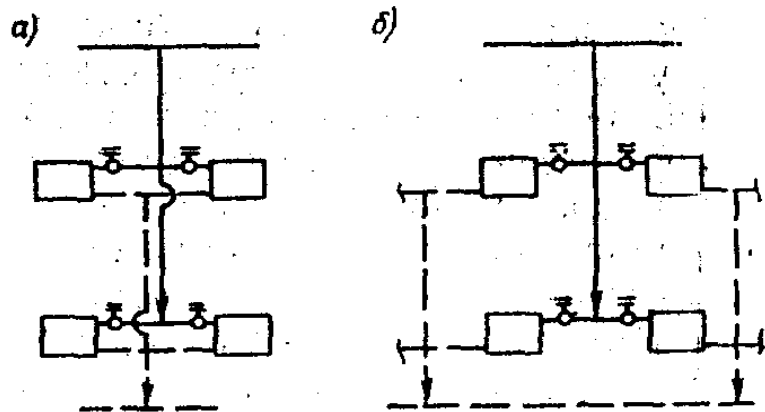


Рис. V.8. Столбовая (а) и цепочечная (б) схемы двухтрубного стояка системы отопления с верхним расположением подающей магистрали

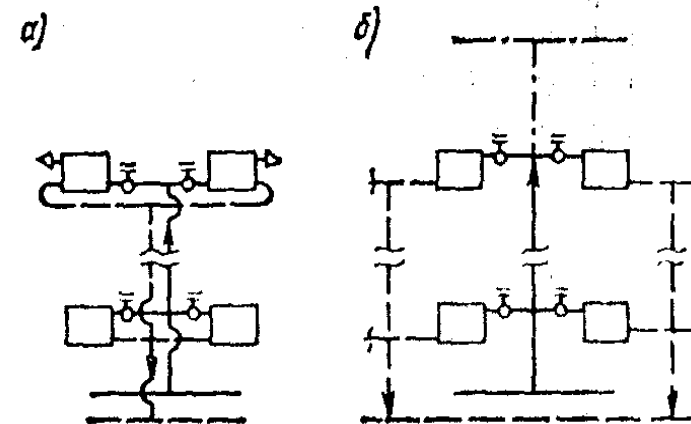


Рис. V.10. Схемы двухтрубного стояка системы отопления с нижним расположением обеих магистралей а - столбовая с воздушными кранами в приборах на верхнем этаже; б - цепочечная с воздушной трубой

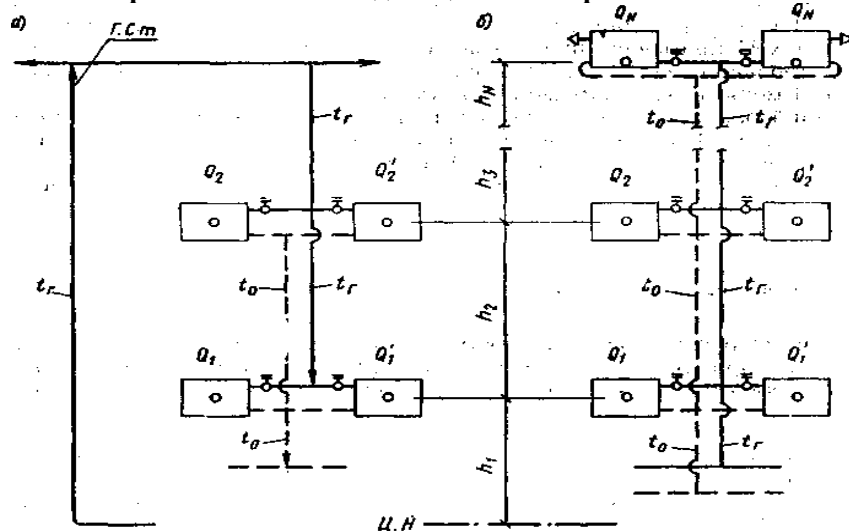


Рис. V.9. Расчетные схемы двухтрубных стояков системы водяного отопления с верхним расположением подающей магистрали (а) и с нижним расположением обеих магистралей (б).

На рис. V.10 показаны схемы двухтрубных стояков при нижнем расположении магистралей с односторонним (столбовая) и двусторонним (цепочечная) присоединением труб к отопительным приборам. В верхнем этаже присоединение труб показано в столбовой схеме с использованием воздушных кранов, в цепочечной схеме — при наличии воздушной трубы. Столбовая схема отличается обособлением парных стояков и применением скоб на них для отгибания горизонтальных подводов к приборам.

Расчетная схема стояка двухтрубной системы отопления с нижним расположением обеих магистралей изображена на рис. V.9, б.

На схеме показаны отопительные приборы I, II и N-го этажей. Здесь также для каждого отопительного прибора образуется отдельное циркуляционное кольцо с собственным естественным циркуляционным давлением.

В кольце двухтрубной системы через отопительный прибор первого этажа действует естественное циркуляционное давление, определяемое по формуле (V.12), в кольце через прибор II этажа — по формуле (V.13)

и т. д., наконец, в кольце двухтрубной системы через прибор N-го этажа — по формуле

$$\Delta\rho_{E.IIP}^N = g(h_1 + h_2 + \dots + h_N)(\rho_0 - \rho_\Gamma) = \Delta\rho_{E.IIP}^{N-1} + gh_N(\rho_0 - \rho_\Gamma) \quad (V.14)$$

В вертикальных двухтрубных системах отопления как с верхним, так и с нижним расположением магистралей в подобных циркуляционных кольцах действует одинаковое естественное циркуляционное давление. Его значение в каждом циркуляционном кольце определяется вертикальным расстоянием между условными центрами охлаждения и нагревания. Положение условного центра охлаждения в верхних отопительных приборах на рис. V.9, б установлено по оси подводок. Неоднородность плотности воды по высоте этих приборов вызывает внутреннюю циркуляцию и не отражается на циркуляции воды в стояке.

На основании полученных формул можно сделать вывод, что в вертикальных двухтрубных системах естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, различно по значению и независимо по действию для циркуляционных колец приборов, находящихся на разной высоте. Следовательно, в двухтрубных стояках естественное давление неодинаково влияет на циркуляцию воды через каждый отопительный прибор, что в результате может нарушать заданное (расчетное) распределение по приборам воды, подаваемой в стояки насосом. В этом причина наблюдаемой на практике вертикальной тепловой неустойчивости не отрегулированных двухтрубных систем отопления.

3. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Ветви горизонтальных систем можно устраивать, как и стояки вертикальных систем, однотрубными и двухтрубными. В современных насосных горизонтальных системах используют преимущественно однотрубные ветви (см. рис. 1. 4), обеспечивающие экономию труб и устойчивое отопление помещений.

Расчетные схемы горизонтальной однотрубной системы представлены на рис. V.11. Последовательно соединенные отопительные приборы на каждом этаже располагаются на одной высоте над центром

нагревания. Промежуточные изменения температуры и плотности по горизонтали из-за охлаждения воды в приборах не отражаются на величине естественного циркуляционного давления, которое, как и в двухтрубной системе, определяют в зависимости от разности гидростатического давления в стояках.

В горизонтальной однотрубной системе с приборами, соединенными по проточной (рис. V. 11, а - I этаж) и по проточно-регулируемой (рис. V.11, а — II этаж) схемам, естественное циркуляционное давление различно в кольцах через приборы каждого этажа:

$$\Delta\rho_{E.IIP}' = gh_1(\rho_0 - \rho_\Gamma); \Delta\rho_{E.IIP}'' = g(h_1 + h_2)(\rho_0 - \rho_\Gamma) \quad \text{и т.д.}$$

В горизонтальной однотрубной системе с замыкающими участками у приборов (рис. V.11, а- III этаж) возникает не только различное естественное циркуляционное давление в кольцах через ветви каждого этажа (формулы те же, высота — до условных центров охлаждения, изображенных на рисунке черными точками), но и собственное естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце каждого прибора. Его определяют по формуле, написанной по аналогии с формулой (V.9):

$$\Delta p_{E.MAL} = gh'(\rho_{ВЫХ} - \rho_{ВХ}) \quad (V.15)$$

где h' - вертикальное расстояние между условными центрами охлаждения воды в приборе и ветви (см. рис. V.11, а).

Формулы (V.12) - (V.14) относятся также к горизонтальной бифилярной схеме ветви, изображенной на рис. V.11, б.

Бифилярные ветви целесообразно устраивать при автоматическом поддержании заданной температуры воздуха в помещениях путем поэтажного количественного регулирования теплопередачи отопительных приборов.

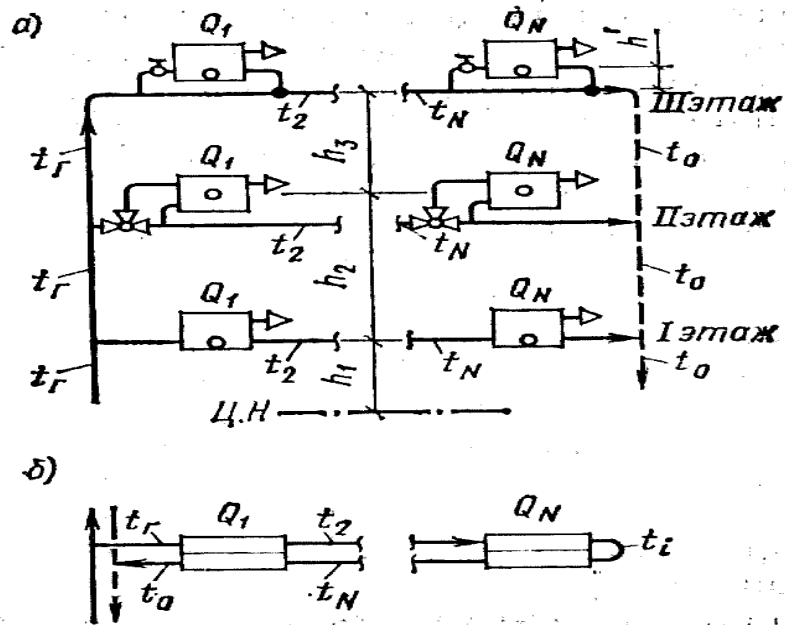


Рис.V.11. Расчетные схемы горизонтальной однострунной системы водяного отопления

а-с проточными ветвями (I этаж); с проточно-регулируемыми ветвями (II этаж); с ветвями, имеющими замыкающие участки (III этаж);

б — с бифилярными ветвями.

4. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ДВУХТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Горизонтальное двухтрубное распределение воды по приборам чаще осуществляют, в одноэтажных зданиях, когда требуется обеспечить независимое регулирование отопления отдельных помещений.

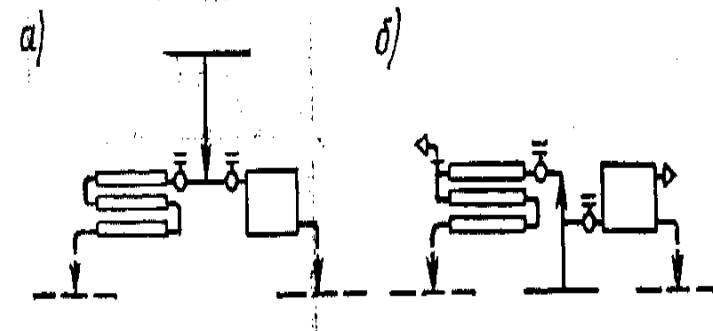


Рис. V.12. Приборные узлы горизонтальной двухтрубной системы водяного отопления с верхним (а) и с нижним (б) расположением подающей магистрали.

Присоединение труб к отопительным приборам выполняют преимущественно разносторонним, движение воды в приборах предусматривают по схемам сверху - вниз или снизу - вниз. На рис. V.12, а изображен фрагмент горизонтальной двухтрубной системы отопления одноэтажного здания с верхним расположением подающей магистрали, на рис. V.12, б — с нижним. При нижней разводке греющей воды в верхней части отопительных приборов устанавливают воздушные краны.

Систему по схеме на рис. V.12, а в первую очередь используют при естественной циркуляции, возникающей в основном вследствие охлаждения воды в неизолированных разводящих теплопроводах. При насосной циркуляции гидравлическое сопротивление отопительных приборов следует увеличивать, укрупняя приборы, используя змеевиковое движение воды в них (на рисунке слева), а также краны повышенного сопротивления.

Естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, определяют по формуле (V. 12) в зависимости от положения центров охлаждения в приборах по отношению к центру нагревания в системе. Это давление допускается не учитывать, если оно составляет менее 10% располагаемого циркуляционного давления.

Глава VI. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

VI.1. РАСЧЕТНОЕ ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ.

Под расчетным понимается циркуляционное давление, выбираемое для поддержания определенного гидравлического режима системы отопления. Циркуляционное давление, создаваемое насосом, постоянно в определенной рабочей точке его характеристики. Естественное циркуляционное давление подвержено непрерывному изменению из-за возрастания или убывания различия в плотности воды в разных частях системы в процессе ее эксплуатации.

Расчетное циркуляционное давление ΔP_p в системе водяного отопления в общем виде определяется по формуле

$$\Delta P_p = \Delta P_n + B \Delta P_e \quad (VI.1)$$

или

$$\Delta P_p = \Delta P_n + B(\Delta P_{e, пр} + \Delta P_{e, тр})$$

где: ΔP_n - циркуляционное давление, создаваемое насосом или передаваемое в систему топления через смесительную установку; $\Delta P_{e, пр}$ и $\Delta P_{e, тр}$ - естественное циркуляционное давление, возникающие вследствие охлаждения воды соответственно в отопительных приборах и в трубах циркуляционного кольца системы. B - поправочный коэффициент, учитывающий значение естественное циркуляционное давление в период поддержания расчетного гидравлического режима в системе ($B \leq 1$)

По характеристику воздействия естественное циркуляционное давление на циркуляцию воды в стояках все насосные системы отопления многоэтажных зданий разделяются на две группы: 1) вертикальные однотрубные; 2) вертикальные двухтрубные и горизонтальные однотрубные.

VI.2 СПОСОБЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Тепловая нагрузка прибора (точнее прибора с прилегающим

этаже стояком) принимается равной расчетным теплотерям помещений. Тепловая нагрузка участка $Q_{yч}$ составляется из тепловых нагрузок приборов, обслуживаемых протекающей по участку водой.

Расход воды на участке $G_{yч}$ при расчетном перепаде температуры воды в системе $t_r - t_0$

$$G_{yч} = \frac{Q_{yч}}{C(t_r - t_0)} \beta_1 \beta_4 \quad (VI.2)$$

где: β_1 - поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные теплотери, вызванные размещением отопительных приборов у наружных ограждений, β_4 — поправочный коэффициент, учитывающий теплопередачу через дополнительную площадь (сверх расчетной) принимаемых к установке отопительных приборов;

При гидравлическом расчете потери давления на каждом участке $\Delta p_{yч}$, Па, циркуляционных колец системы определяют по формуле

$$\Delta p_{yч} = \frac{\lambda}{d_B} t_{yч} \frac{\rho \omega^2}{2} + \sum \xi_{yч} \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (VI.3)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения, определяющий в долях гидродинамического давления ($\rho \omega^2 / 2$) линейную потерю гидравлического давления на трение на длине трубы, равной ее внутреннему диаметру d_B ; $t_{yч}$ — длина участка, м; $\sum \xi_{yч}$ — сумма КМС на участке, выражающая местные потери гидростатического давления в долях гидродинамического давления; ρ и ω — средняя плотность, кг/м³, и скорость движения, м/с, воды на участке.

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от режима движения воды (турбулентного или ламинарного) в трубах и приборах систем отопления.

При турбулентном движении воды в трубах коэффициент гидравлического трения определяют по формулам Никурадзе или Альтшуля:

$$\lambda = 0.11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d_B} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad (\text{VI.4})$$

где: $k_{\text{э}}/d_B$ - относительная шероховатость стенок труб; Re - число Рейнольдса

Предварительно вычисляют расход воды на каждом участке по формуле (VI.2). Линейные (на трение) и местные (на местные сопротивления) потери давления на участке определяют отдельно по преобразованной формуле (VI.3):

$$\Delta p_{\text{вч}} = \frac{\lambda}{d_B} l_{\text{вч}} \frac{\rho w^2}{2} + \sum \xi_{\text{вч}} \frac{\rho w^2}{2} = Rl_{\text{вч}} + Z \quad (\text{VI.5})$$

Таблица 6.1. Значения поправочного коэффициента β_1

Отопительный прибор	Значения β_1 , при установке прибора	
	у наружной стены	у сетевого проема
Радиатор: чугунный секционный	1,02	1,07
стальной панельный	1,04	1,1
Конвектор: с кожухом КН и КО	1,02	1,05
без кожуха КА	1,03	1,07

Потери давления в циркуляционном кольце:
при последовательном соединении N участков

$$\Delta P_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^N (Rl + Z)_i \quad (\text{VI.6})$$

при параллельном соединении двух участков, стояков или ветвей

$$\Delta p_i = \Delta p_j \quad (\text{VI.7})$$

Второй способ гидравлического расчета — по характеристикам сопротивления, когда определяют распределение потоков воды в циркуляционных кольцах системы и получают неравные (применяют также термины — переменные, скользящие) перепады температуры воды в стояках и ветвях: $\Delta t_{\text{ст}} \geq \Delta t_c$

Таблица 6.2. Коэффициенты местного сопротивления (усредненное) сварных тройников на магистралях насосных систем водяного отопления

Магистраль	Значения КМС							
	для тройников на проходе при $G_{\text{пр}}/G_{\text{сб}}$					для тройников на ответвления при $G_{\text{отв}}/G_{\text{сб}}$		
	0,6 и менее	0,6 - 0,7	0,7 - 0,8	0,8 - 0,9	0,9	0,1 - 0,2	0,2 - 0,3	0,3 и более
Подающая	0,5	0,3	0,3	0,2	0,2	5	5	5
Обратная	3	1,5	1,2	0,7	0,5	0	1	1,5

При соединении отдельных участков в циркуляционное кольцо общая характеристика сопротивления:
при последовательном соединении N участков

$$S_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^N S_i \quad (\text{VI.9})$$

при параллельном соединении двух участков (характеристика сопротивления так называемого узла)

$$S_{\text{уз}} = (\sigma_1 + \sigma_2)^{-2} \quad (\text{VI.10})$$

т. е. характеристика сопротивления узла параллельных участков равняется обратной величине квадрата суммы проводимостей участков, его составляющих, или

$$S_{y3} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}}\right)^2} \quad (\text{VI.11})$$

VI.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ПО УДЕЛЬНОЙ ПОТЕРЕ ДАВЛЕНИЯ НА ТРЕНИЕ

Гидравлический расчет начинают с расчета основного циркуляционного кольца теплопроводов системы.

Основным считают циркуляционное кольцо теплопроводов, в котором отношение расчетного циркуляционного давления ΔP_p к длине кольца Σl имеет наименьшее значение:

$$\Delta p_t = \Delta P_p / \Sigma l. \quad (\text{VI.12})$$

В вертикальной однотрубной системе - это кольцо через наиболее нагруженный стояк среди наиболее удаленных от теплового пункта при тупиковом движении воды или через наиболее нагруженный средний стояк при попутном движении воды в магистралях.

Гидравлический расчет проводят, используя вспомогательные таблицы в справочнике, составленные с учетом зависимости коэффициента гидравлического трения λ от режима движения воды.

На рис. VI.1. двойными линиями показаны участки основных циркуляционных колец с тупиковым (рис. VI.1, а) и попутным (рис. VI.1, б) движением воды в магистралях. Цифрами 1-7 отмечены точки присоединения соответствующих стояков к подающей магистрали, цифрами 1' - 7' - к обратной магистрали.

Таблица 6.3. Минимальный расход воды при движении ее однотрубных стояках с радиаторными узлами, имеющими смещенные замыкающие участки (высотой 0,5 м)

Расчетная температура воды в системе, $t_r - t_0, 'C$	Диаметр условного прохода труб, мм			Минимальный расход воды $G_{от}, \text{кг/ч}$
	стояка	Замыкающего участка	подводки	
95-70	15	15	15	200
105-70				220
95-70	20	15	20	150
105-70				170
95-70	25	20	25	330
105-70				360

При увязке потеря давления в любом промежуточном стояке $\Sigma(Kl + Z)_{ст}$ должна равняться располагаемому циркуляционному давлению (выраженному на эпюре разностью давления в точках присоединения стояка к магистралям):

$$\Sigma(Kl + Z)_{ст} = \Delta P_{p,ст} \quad (\text{VI.13})$$

где: $\Delta P_{p,ст}$ двухтрубной системы равно потерям давления (уже известным) на параллельно соединенных участках, входящих в основное кольцо:

$$\Sigma(Rl + Z)_{oc} = \Delta P_{p,ст} \quad (\text{VI.14})$$

для однотрубной системы

$$\Sigma(Kl + Z)_{oc} + (\Delta P_{e,ст} - \Delta P_{p,ст}) = \Delta P_{e,oc} \quad (\text{VI.15})$$

с поправкой на разность естественных циркуляционных давлений.

В системах с тупиковым движением воды затруднительно при ограниченном сортаменте труб достигнуть выполнения равенства

давлений по формуле (VI.13). Поэтому при определении потерь давления в промежуточных стояках допускают невязку до 15% с располагаемым циркуляционным давлением.

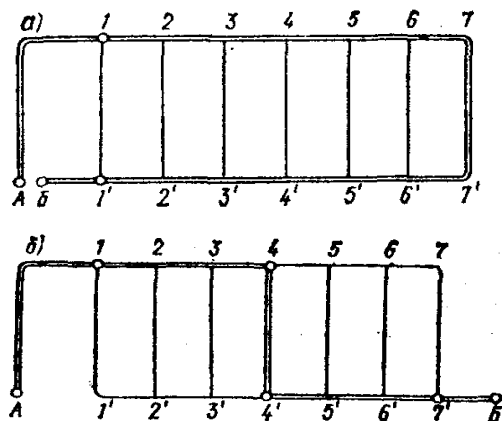


Рис. VI.1. Расчетные схемы циркуляционных колец вертикальных гнетом отопления с тупиковым (а) и попутным (б) движением воды в магистралях

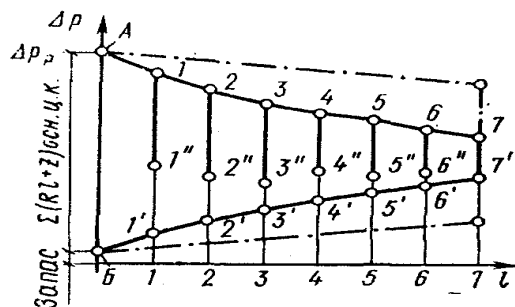


Рис. VI.2. Эюра циркуляционного давления в системе отопления с тупиковым движением воды в магистралях (1—7 — номера стояков).

На рис. VI.2. показано, что потери давления в циркуляционных кольцах различной длины неодинаковы. Наибольшие потери имеют место в основном циркуляционном кольце через дальний от теплового пункта стояк 7, наименьшие — во второстепенном кольце через ближний стояк 1.

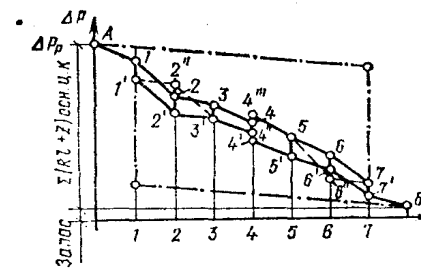


Рис. VI.3. Эюра циркуляционного давления в двухтрубной системе отопления с попутным движением воды в магистралях

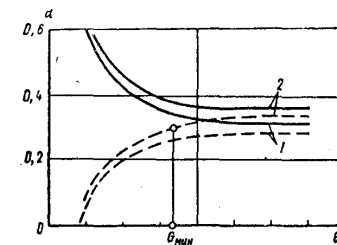


Рис. VI.4. Изменение коэффициента затекания воды α в отопительные приборы одно трубных стояков с замыкающими осевыми (1) и смещенными (2) участками при движении воды в стояках в количестве $Q_{ст}$ сверху вниз (сплошные линии) снизу вверх (пунктирные линии).

Пример VI.I. Выполним гидравлический расчет основного циркуляционного кольца вертикальной однотрубной системы водяного отопления трехэтажного здания, присоединенной через водоструйный элеватор к наружным теплопроводам, при параметрах теплоносителя $t_1 = 150^\circ\text{C}$, $t_T = 95^\circ\text{C}$, $t_0 = 70^\circ\text{C}$. Тепловые нагрузки приборов и участков

(Вт), длины участков указаны на схеме (рис. VI.5). Приборы (радиаторы РСВ) установлены у световых проемов, присоединены к стоякам без уток со смещенными обходными участками на III этаже, с осевыми замыкающими участками на II и со смещенными замыкающими участками на I этаже.

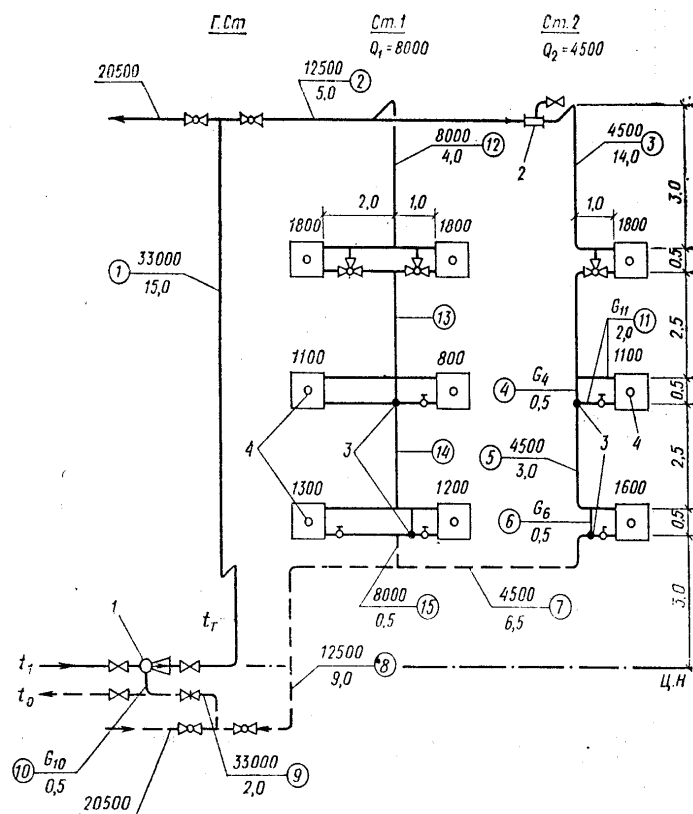


Рис. VI.5. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях

1 — водоструйный элеватор; 2 — воздухосборник; 3 и 4 — центры охлаждения воды соответственно в стояках и приборах; ц.н — центр нагревания воды

Основное циркуляционное кольцо выбираем при тупиковом движении воды в магистралях через стояк 2; длина кольца 56 м.

Расчетное циркуляционное давление пренебрегая $\Delta P_{E,TP}$ как незначительной величиной:

$$\Delta P_P = \Delta P_H + \Delta P_{E,TP} = 5900 + 980 = 6880 \text{ Па}; (701 \text{ кгс/м}^2);$$

принимая $\Delta P_H = 5900 \text{ Па}$ и определяя

$$\Delta P_{E,TP} = \frac{0.64 \cdot 9.81}{4187 \cdot 180} (1600 \cdot 3 + 1800 \cdot 9.25) 3600 \cdot 1.1 \cdot 1.06 = 980 \text{ Па}$$

при расходе воды в стояке

$$G_{CT} = \frac{4500 \cdot 3600 \cdot 1.1 \cdot 1.06}{4187(95 - 70)} = 180 \text{ кг/ч}$$

Средняя удельная потеря давления на трение

$$R_{CP} = \frac{0.65 \cdot 6880}{56} = 80 \text{ Па/м.}$$

Результаты расчета сводим в табл. VI.4. Запас давления в основном циркуляционном кольце $(6880 - 6245) / 6880 = 9,2 \%$ удовлетворяет принятому условию.

При расчете приняты коэффициенты местных сопротивлений на участках.

участок 1:

вентиль $D_y 32 \text{ мм}$ 9.0
отводы $D_y, 32 \text{ мм}$ (3 шт.) 0.3-3= 0,9

$$\sum \xi_1 = 9.9$$

участок 2:

тройник на растекании при
 $G_{отв} = G_{отв} / G_{ств} = 500 / 1320 = 0,38$ 10,1
кран пробочный проходной $D_y 25 \text{ мм}$ 1.5

$$\sum \xi_2 = 11.6$$

участок 3:

тройник на проходе при $\xi_{\text{прох}} = 180/500=0,36$	4,8
воздухосборник	1.5
отводы Ду 15 мм (4 шт.)	$0.8 \cdot 4=3,2$
тройник на проходе при $\xi_{\text{прох}}$	0,7
радиатор РСВ при Ду 15 мм	0.6
кран трехходовой Ду 15 мм при проходе.....	3.5

$$\sum \xi_3 = 14.3 (636,6 \text{ кгс/м}^2)$$

Таблица 6.4. Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца системы

Данные по схеме				принято						
№ участка	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	Dy, мм	ω , м/с	R, па/м	Rl, Па	$\Sigma \xi$	Z, Па	Rl + Z, Па
1	33000	1320	15	32	0,365	65	975	9,9	649	1624
2	12500	500	5	25	0,24	45	225	11,6	329	554
3	4500	180	14	15	0,265	97	1358	14,8	494	4852
4	-	120	0,5	15	0,175	46	23	2,3	34	57
5	4500	180	3	15	0,265	97	291	0,8	28	319
6	-	90	0,5	15	0,135	28	14	7,4	67	81
7	4500	180	6,5	15	0,265	97	631	6,4	221	852
8	12000	500	9	25	0,24	45	405	10,3	292	697
9	33000	1320	2	40	0,28	30,5	61	0,8	31	92
10	-	907,5	0,5	32	0,25	32	16	3,3	101	117
$\Sigma l=56$				$\Sigma Rl = 3999$			$\Sigma Z = 2246$			6245

Пример V1.2. Определим располагаемое циркуляционное давление и среднюю удельную потерю давления на трение для гидравлического расчета второстепенного циркуляционного кольца системы отопления, изображенной на рис. VI.5.

Гидравлический расчет второстепенного кольца через стояк I сводится в данном случае к расчету самого стояка I. Располагаемое циркуляционное давление для расчета стояка / определяем по формуле

$$\Delta P_{P,CT} = \Sigma(Rl + Z)_{3-7} + (\Delta P_{E,CT} - \Delta P_{E,CT,2}) = 3161 + (1027 - 980) = 3208 \text{ Па,}$$

Среднее значение потери давления на трение R_{CP} вычисляем при $\Sigma l = 15,5$ м:

$$R_{CP} = 0,65 \cdot 3208 / 15,5 = 135 \text{ Па/м.}$$

В результате гидравлического расчета аналогично расчету в примере VI.I определяем

$$d_{CT} = 20 \text{ мм, } d_{3,y} = d_{\text{ПОДВ}} = 15 \text{ мм.}$$

Пример VI.3. Выполним гидравлический расчет малого циркуляционного кольца отопительного прибора на II этаже в стояке 2 системы отопления, изображенной на рис. VI.5. Расход воды в стояке $G_{CT} = 180$ кг/ч.

Располагаемое циркуляционное давление определяем при движении воды сверху вниз: $\Delta P_{P,МАЛ} = \Sigma(Rl + Z)_{3,y} + \Delta P_{E,МАЛ} = 57 + 29 = 86 \text{ Па,}$ где:

$$\Sigma(Rl + Z)_{3,y} = \Sigma(Rl + Z)_4 = 57 \text{ Па (по табл. VI.4)}$$

исходя из коэффициента затекания воды в прибор $\alpha = 0,33$

$$\Delta P_{E,МАЛ} = 0,5 \beta g h_{\text{ГП}} (t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}) = 0,5 \cdot 0,64 \cdot 9,81 \cdot 0,5 \cdot 18,4 = 29 \text{ Па}$$

$$t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}} = \frac{Q_{\text{ГП}} \beta_1 \beta_4}{c G_{\text{ГП}}} = \frac{1100 \cdot 3600 \cdot 1,1 \cdot 1,06}{4187 \cdot 0,38 \cdot 180} = 18,4^\circ \text{C}$$

Результаты гидравлического расчета сводим в табл. VI.6.

Коэффициенты местных сопротивлений:

тройник на ответвлении при $\alpha=0,33$ и делении потока	11,1
то же, при слиянии потоков	-1,65
радиатор РСВ при Dy 15 мм.....	0,6
кран КРП Dy 15 мм	3,5

$$\sum \xi_3 = 13.55$$

Получено: $\Sigma(Rl + Z)_{\text{подв}} < \Delta P_{\text{Р.МАЛ}}$

Следовательно, действительный коэффициент затекания воды будет несколько больше принятого при расчете. Невязка не превышает 15%, поэтому расчет оставляем без изменения.

Таблица 6.5. Гидравлический расчет подводов к прибору на втором этаже

Данные по схеме				принято						
№ уч. ас. та	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	D _y , мм	ω, м/с	R, па/м	Rl, Па	Σξ	Z, Па	Rl + Z, Па
2	-	60	2	15	0,09	10,3	20,6	13,55	54	74,6

Невязка потери давления в параллельно соединенных горизонтальных однотрубных ветвях допустима до 15%.

VI.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Гидравлический расчет выполняют, используя постоянные значения коэффициента гидравлического трения λ , при турбулентном движении воды в шероховатых трубах и усредненные значения коэффициента местного сопротивления сварных тройников (см. табл. VI.2). Данные условия характерны для насосных систем отопления со скоростью движения воды в трубах 0,8 м/с и более.

Определения коэффициента затекания воды в один из участков узла, состоящего из двух параллельно соединенных участков:

$$\alpha_1 = \frac{G_1}{G_{\text{общ}}} = \frac{\sigma_1}{\sigma_1 + \sigma_2} = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_2}{\sigma_1}} \quad \text{или} \quad \alpha_1 = \frac{1}{1 + \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0.5}} \quad (\text{VI.16})$$

В более общем случае коэффициент затекания воды в один из параллельно соединенных участков

$$\alpha_1 = \frac{1}{\sum \sigma_i} = \frac{1}{1 + \frac{\sigma_2 + \dots + \sigma_N}{\sigma_1}} \quad (\text{VI.17})$$

Гидравлический расчет систем по характеристикам сопротивления при скорости движения воды 0,3—0,8 м/с приводит к преуменьшению линейных потерь давления на 5-10%.

Пример VI.4. Определим ориентировочную проводимость и потерю давления в прямом однотрубном стояке D_y 20 мм с осевыми замыкающими участками и двусторонним присоединением конвекторов «Комфорт-20» в 10-этажном здании, если расход воды в стояке составляет 620 кг/ч.

$$\sigma'_{CT} = 4.2 \cdot 0.65 \cdot 1.34 \cdot 1.7 = 6.2 \text{ кг/ч} (\text{чПа}^{0.5}) \left[19,4 \frac{\text{кг/ч}}{(\text{кгс/м}^2)^{0.5}} \right]$$

Потеря давления

$$\Delta P_{CT} = \left(\frac{G_{CT}}{\sigma'_{CT}} \right)^2 = \left(\frac{620}{6.2} \right)^2 = 10000 \text{ Па} \quad (1020 \text{ кгс/м}^2).$$

Скорость движения воды в трубах может быть установлена исходя из ориентировочного расхода воды по формуле

$$\varpi = \frac{GA^{0.5}}{22} \quad (\text{VI.18})$$

в системе единиц МКГСС

$$\varpi = \frac{GA^{0.5}}{7} \quad (\text{VI.18a})$$

где A — удельное динамическое давление, Па/(кг/ч)², G — ориентировочный расход воды, кг/ч.

Диаметр труб стояков. В вертикальных однотрубных системах применяют приборные узлы и стояки. Стояки по конструкции и диаметру труб в одной системе рекомендуют унифицировать.

Во избежание повторного гидравлического расчета систему конструируют после проведения прикидочного расчета потерн давления в выбираемых стояках по формуле

$$\Delta P'_{CT} = \left(\frac{G_C}{\sum \sigma'_{CT}} \right) \quad (VI.19)$$

где: G_C — расход воды в системе, кг/ч; $\sum \sigma'_{CT}$ — общая ориентировочная проводимость всех стояков системы.

Пример VI.5. Определим характеристику сопротивления и потери давления в стояке 2 (рис. VI.5) по условиям примера VI.1. Расход воды в стояке найдем по формуле (VI.3), задаваясь перепадом температуры, увеличенным на 3°C по сравнению с принятым в системе (25°C):

$$G_{CT} = \frac{4500 \cdot 3600 \cdot 1.1 \cdot 1.06}{4187(25 + 3)} = 160 \text{ кг/ч.}$$

Стояк состоит из последовательно соединенных трех участков и двух приборных узлов (на I и II этажах). Удельная характеристика сопротивления при $R_{CP}=80$ Па/м.

$$S_{yII} = 80/160^2 = 31 \cdot 10^{-4} \text{ (Па/м(кг/ч)}^2)$$

Принимаем по таблице $D_y = 15$ мм

Характеристика сопротивления участка 3 при $l = 14$ м, $\sum \xi = 14,3$ (включая приборный узел с трехходовым краном на III этаже)

$$S_3 = 10,6(2,6 \cdot 14 + 14,3) 10^{-4} = 537,4 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Для определения характеристики сопротивления узла на II этаже, состоящего из параллельно соединенных подводок с прибором с одной стороны и замыкающего участка — с другой, найдем характеристики сопротивления этих участков:

$$S_y = 10,6 \cdot (2,6 \cdot 2 + 13,55) 10^{-4} = 198,8 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma''_{II} = \frac{100}{\sqrt{198,8}} = 7,1;$$

$$S_{3,y} = 10,6(2,6 \cdot 0,5 + 2,3) 10^{-4} = 38,2 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma''_{3,y} = \frac{100}{\sqrt{38,2}} = 16,2;$$

Характеристика сопротивления узла по формуле (VI.10):

$$S_{y3} = 1/(7,1 + 16,2)^2 = 18,4 \cdot 10^{-4}.$$

Попутно вычислим коэффициент затекания воды в прибор на II этаже:

$$\alpha''_{II} = 7,1 : (7,1 + 16,2) = 0,3.$$

Коэффициент затекания, как и следовало ожидать, получился меньше, чем в примере VI.I ($\alpha = 0,33$), так как найден без учета естественного циркуляционного давления в малом кольце, способствующего затеканию воды в прибор.

Аналогично определяем:

$$S_5 = 10,6(2,6 \cdot 3 + 0,8) \cdot 10^{-4} = 91,2 \cdot 10^{-4}; \quad S'_{II} = 10,6(2,6 \cdot 1 + 8,5) 10^{-4} = 117,7 \cdot 10^{-4}; \quad \sigma'_{II} = 9,22;$$

$$S'_{3,y} = 10,6(2,6 \cdot 0,5 + 7,4) \cdot 10^{-4} = 92,2 \cdot 10^{-4}; \quad \sigma'_{3,y} = 10,4; \quad S'_{y3} = 1/(9,22 + 10,4) = 0,47;$$

$$(в примере VI.I = 0,5) \quad S_7 = 10,6(2,6 \cdot 6,5 + 6,4) 10^{-4} = 247 \cdot 10^{-4}.$$

Таким образом, характеристика сопротивления стояка

$$S_{CT} = (537,4 + 18,4 + 91,2 + 26 + 247) 10^{-4} = 920 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}.$$

Проводимость стояка

$$\sigma_{CT} = \frac{100}{\sqrt{920}} = 3,3 \text{ кг/(ч} \cdot \text{Па}^{0,5});$$

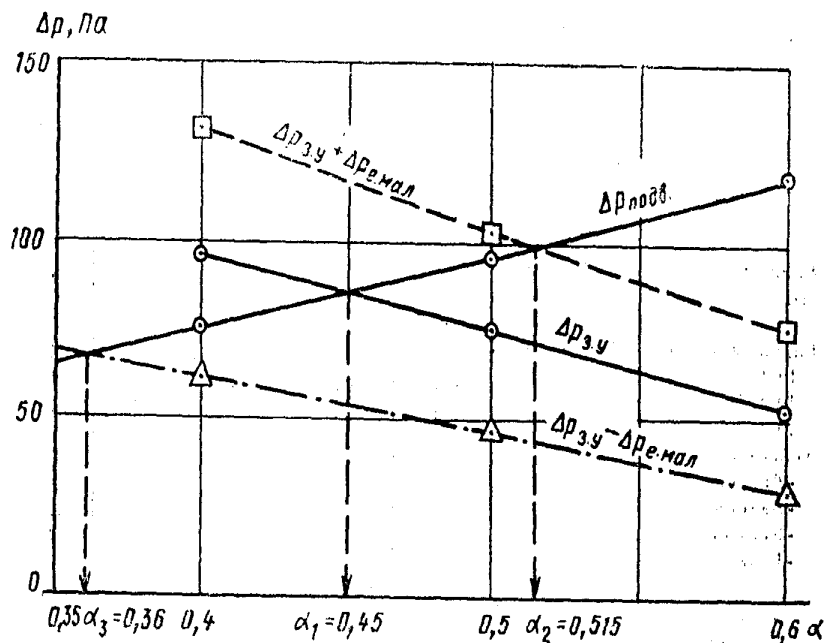
Потеря давления в стояке

$$\Delta p_{CT} = 920 \cdot 10^{-4} \cdot 160^2 = 2355 \text{ Па (240 кгс/м}^2).$$

Потеря давления уменьшилась (в примере VI.I $\Delta p_{CT} = 3161$ Па) главным образом в связи с сокращением расхода воды.

Пример VI.5. Определим коэффициент затекания воды в отопительный прибор РСВ ($Q = 1600$ Вт) на I этаже в стопке 2 системы отопления, изображенной на рис. VI.5, при движении воды как сверху вниз, так и снизу вверх. Расход воды в стояке $G_{CT} = 180$ кг/ч; длина каждой подводки D_y 15 мм по 0,5 м.

Действительные значения коэффициента затекания воды найдем



путем графического изображения изменения располагаемых и потерянного давлений в малом циркуляционном кольце (рис. VI.6). В точках пересечения линий давлений определим коэффициент затекания воды в отопительный прибор: 1) без учета $\Delta p_{e, \text{мал}}$ — естественного давления в малом циркуляционном кольце $\alpha = 0,45$. 2) с учетом $\Delta p_{e, \text{мал}}$ при движении воды в стояке сверху-вниз — $\alpha_2 = 0,515$; 3) то же, снизу-вверх — $\alpha_3 = 0,36$.

Рис. VI.6. Изменение давления в малом циркуляционном кольце и коэффициента затекания воды в прибор при движении воды сверху вниз и снизу вверх в стояке однотрубной системы отопления.

По результатам расчетов можно отметить заметное влияние естественного циркуляционного давления в малом кольце, возникающего при значительном охлаждении воды в приборе ($\Delta t_{\text{пр}} = 15 - 22^\circ\text{C}$), на расход воды в нем.

VI.5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ВОДЫ

Системы отопления для увеличения естественного циркуляционного давления устраивают, как известно, с верхней разводкой.

Гидравлический расчет систем чаще выполняют по удельной потере давления на трение. Основное циркуляционное кольцо системы выбирают по выражению $\Delta p_i = \Delta p_r / \Sigma l$.

Нередко основное кольцо проходит не через дальний, а через ближний прибор к тепловому пункту, особенно в горизонтальных двухтрубных системах. Это объясняется уменьшением естественного циркуляционного давления из-за небольшого охлаждения воды на коротком пути в подающей магистрали.

Ориентировочно среднее значение у дальней потери давления на трение R_{CP} , Па/м, определяют по формуле

$$R_{CP} = \frac{0,5 \Delta P_P}{\Sigma l}. \quad (\text{VI.20})$$

Формула (VI.20) отражает примерное равенство линейных и местных потерь давления и системах с естественной циркуляцией воды.

Предварительный гидравлический расчет проводят исходя из приблизительного расчетного циркуляционного давления ΔP_P^{II} , Па, определяемого по эмпирической формуле:

$$\Delta P_P^{\text{II}} = g [bh_r(l + h_r) \pm h_1(\rho_0 - \rho_r)]. \quad (\text{VI.21})$$

где: $b \leq 0,4$ — коэффициент, зависящий от покрытия труб тепловой изоляцией (0,4 при изоляции только главного стояка); h_r — расстояние по вертикали от центра нагревания до подающей магистрали, м; l — расстояние по горизонтали от главного до расчетного стояка, м; h_1 — расстояние по вертикали от центра нагревания до центра охлаждения в приборе, м; знак плюс соответствует расположению центра охлаждения выше центра нагревания, знак минус — ниже центра нагревания.

Предварительный гидравлический расчет выполняют, определяя расходы воды на участках, что теплотери помещений возмещаются

только приборами (без учета теплоотдачи труб). После выбора диаметра труб и вычисления потерь давления в системе $\Delta p_{\text{пот}}$ проводят тепловой расчет труб и получают температуру воды в начале и в конце каждого участка системы.

Передачу теплоты на участке $Q_{\text{уч}}$, Вт (ккал/ч), через стенки трубы длиной $l_{\text{тр}}$ можно представить как

$$Q_{\text{уч}} = q_{\text{тр}} \cdot l_{\text{тр}} \quad (\text{VI.22})$$

где: $q_{\text{тр}}$ — теплоотдача 1 м трубы, Вт/м; можно определять в зависимости от диаметра, положения (вертикальное или горизонтальное) трубы и температуры теплоносителя.

Передачу теплоты на участке можно также получить по уравнению

$$Q_{\text{уч}} = G_{\text{уч}} c (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}), \quad (\text{VI.23})$$

где: $G_{\text{уч}}$ — расход воды на участке, кг/ч; $t_{\text{нач}}$ и $t_{\text{кон}}$ — температура воды в начале и в конце участка, °С.

Тепловой расчет длинных участков выполняют дважды, принимая при вторичном определении $q_{\text{тр}}$ уточненную среднюю температуру воды на участке.

Тепловой расчет начинают с первого участка от теплообменника, считая $t_{\text{нач}} = t_{\text{г}}$. Принимая найденную $t_{\text{кон}}$ в качестве $t_{\text{нач}}$ для последующего участка, продолжают расчет и таким путем определяют температуру (а следовательно, и плотность) воды в каждой точке системы, в том числе при входе воды в приборы.

Пример VI.6. Определим теплопередачу в помещении при $t_{\text{в}} = 18^\circ\text{C}$ и температуру воды и конце участка неизолированной вертикальной трубы $D_{\text{у}} 20$ мм, длиной 2,1 м, если расход воды $G_{\text{уч}} = 86$ кг/ч и $t_{\text{нач}} = 89,4^\circ\text{C}$. Решение сводим в табл. VI.6.

Таблица 6.6. Тепловой расчет участка системы водяного отопления

№ участка	$G_{\text{уч}}$, кг/ч	$l_{\text{тр}}$, м	$D_{\text{у}}$, мм	$t_{\text{нач}}$, °С	$t_{\text{в}}$, °С	$t_{\text{нач}} - t_{\text{в}}$, °С	$q_{\text{тр}}$, Вт/м	$Q_{\text{уч}}$, Вт	$t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}}$	$t_{\text{кон}}$, °С
7	86	2,1	20	89,4	18	71,4	76	160	1,6	87,8

Уточняющий гидравлический расчет проводят в том случае, если обнаружится значительное различие между потерями давления в системе $\Delta p_{\text{пот}}$ и действительным располагаемым циркуляционным давлением $\Delta p_{\text{р}}^{\text{д}}$, которое определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{р}}^{\text{д}} = g \left[\sum_1^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i) \pm h_i (\rho_0^{\text{д}} - \rho_{\Gamma}) \right] \quad (\text{VI.24})$$

Первый член правой части формулы повторяет формулу, которую теперь уже можно использовать, второй — включает плотность обратной воды при ее действительной температуре.

Гидравлический расчет системы уточняют, если $\Delta p_{\text{пот}} < 0,85 \Delta p_{\text{р}}^{\text{д}}$ или $\Delta p_{\text{пот}} > \Delta p_{\text{р}}^{\text{д}}$. Однако в этом случае при гидравлическом пересчете допустимо тепловой расчет труб не повторять.

Если окажется, что $\Delta p_{\text{пот}} < 0,7 \Delta p_{\text{р}}^{\text{д}}$ или $\Delta p_{\text{пот}} > 1,15 \Delta p_{\text{р}}^{\text{д}}$, то уточняют не только гидравлический расчет, но и тепловой расчет труб, т.е. фактически делают заново весь расчет. При удачно выполненном предварительном гидравлическом расчете, когда $\Delta p_{\text{пот}} = (0,85 - 1,0) \Delta p_{\text{р}}^{\text{д}}$, гидравлический и тепловой расчет оставляют без изменений.

Данные теплового расчета труб используют при расчете площади нагревательной поверхности приборов. Необходимую тепловую мощность $Q_{\text{п.р}}$ каждого прибора уменьшают на величину $0,9 \sum Q_{\text{п.р}}$ т.е. на суммарную полезную теплопередачу через стенки труб, имеющих в помещении (полная теплопередача на отдельных участках известна из теплового расчета). Среднюю температуру воды для расчета площади каждого прибора определяют по действительным значениям тепловой мощности, расхода и температуры воды при входе в прибор.

Глава VII. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

VII.1. КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИБОРОВ

Интенсивность теплового потока от теплоносителя через стенку прибора в помещение зависит прежде всего от условий теплообмена у внешней поверхности прибора и характеризуется коэффициентов теплопередачи прибора. Коэффициент теплопередачи выражает плотность теплового потока на внешней поверхности стенки прибора, отнесенного к разности температуры теплоносителя и воздуха.

коэффициент теплопередачи каждого вновь создаваемого отопительного прибора устанавливают опытным путем без разделения теплового потока на части, выражающие передачу теплоты конвекцией и радиацией, вследствие наличия многих факторов, влияющих на этот коэффициент прямо или косвенно и затрудняющих точное его определение расчетным путем. Эти факторы делят на основные определяющие величину k_{np} , и второстепенные, влияющие на его величину в сравнительно узких пределах.

Основные факторы, определяющие величину коэффициента теплопередачи отопительного прибора, — это, во-первых, вид и конструктивные особенности, во-вторых, температурный напор при эксплуатации прибора.

Вид прибора позволяет заранее судить о возможной величине коэффициента теплопередачи. На рис. VII. 1 для основных видов приборов показаны области значений коэффициента теплопередачи при одних и тех же температурных условиях. Как видим, для гладкотрубных приборов характерны сравнительно высокие, для секционных радиаторов — средние, для конвекторов и ребристых труб — низкие значения коэффициента теплопередачи. В пределах каждой области коэффициент теплопередачи k_{np} изменяется в зависимости от *конструктивных особенностей* прибора того или иного типа.

Для гладкотрубных приборов k_{np} уменьшается при увеличении диаметра и числа параллельных труб. Это объясняется уменьшением интенсивности конвективного теплообмена у поверхности верхней части прибора, омываемой воздухом, подогревшимся внизу, и взаимным экранированием поверхностей труб, расположенных близко друг к другу, вследствие чего в помещение попадает только часть излучения.

Для бетонных панельных радиаторов k_{np} зависит от их положения (горизонтального или вертикального) в помещении и уменьшается по мере увеличения высоты и длины приборов. Уменьшение k_{np} ребристых труб по сравнению с гладкостенными приборами объясняется падением температуры поверхности по длине ребра и взаимным экранированием поверхностей смежных ребер, обращенных друг к другу. Коэффициент теплопередачи уменьшается также с увеличением числа ребристых труб, помещенных одна над другой (как и для гладких труб).

У секционных радиаторов по тем же причинам на величину k_{np} влияют форма и число колонок в секции, расстояние между смежными секциями, глубина и высота секции (чем выше секция, тем ниже k_{np}), а также число секций.

прибора. При испытании образцов конвекторов принят расход воды 300 кг/ч.

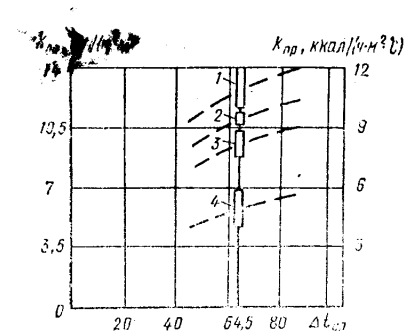


Рис. VII.1. Области значений коэффициента теплопередачи отопительных приборов при $\Delta t_{cp} = 64,5^\circ \text{C}$

1 - гладкотрубных приборов; 2 - радиаторов панельных; 3 - радиаторов секционных; 4 - конвекторов, ребристых труб.

У конвекторов k_{np} зависит, кроме отмеченного выше, от толщины, высоты и шага ребер нагревателя. Наибольшее значение k_{np} получено, например, при расстоянии около 6 мм между ребрами размером 50 x 100 мм.

Вторым основным фактором, определяющим величину k_{np} в эксплуатационных условиях, является *температурный напор* Δt , т. е.

разность между температурой теплоносителя t_r и температурой окружающей прибор среды t_n :

$$\Delta t = t_r - t_n \quad (\text{VII.1})$$

При этом наибольшему температурному напору соответствует наивысшее значение коэффициента теплопередачи (см. пунктирные линии на рис. VII.1).

Результаты Экспериментов по определению коэффициента теплопередачи для каждого нового отопительного прибора обрабатывают в виде эмпирической зависимости

$$k_{np} = m \Delta t_{cp}^n \bar{G}^p \quad (\text{VII. 2})$$

где m, n, p — экспериментальные числовые показатели, выражающие влияние конструктивных и гидравлических особенностей прибора на его коэффициент теплопередачи; \bar{G}^p — относительный расход воды в приборе, связывающий изменение коэффициента теплопередачи с гидравлическим режимом в приборе и степенью равномерности температурного поля на внешней поверхности прибора.

Среди второстепенных факторов, влияющих на коэффициент теплопередачи, выделим *расход воды* G_{np} , включенный в формулы (VII.2). В зависимости от расхода воды изменяются скорость и характер движения воды в приборе, т. е. условия теплообмена у его внутренней поверхности. Кроме того, изменяется степень равномерности температурного поля на наружной поверхности прибора.

Отопительные приборы в зависимости от их гидравлических особенностей разделены на три группы. Радиаторы секционные и панельные выделены в первую группу, конвекторы с кожухом — в третью, остальные приборы с трубчатыми нагревательными элементами во вторую группу. По приведенным формулам определяют полезную теплопередачу через 1 м² эквивалентной площади неокрашенных приборов. Наружная окраска влияет на теплопередачу отопительных приборов с гладкой поверхностью и практически не отражается на теплопередаче приборов с ребристой поверхностью. Краски, обладающие повышенной и излучательной способностью, увеличивают теплопередачу приборов. Опытные данные об изменении теплопередачи окрашенных радиаторов приведены в табл. VII.2.

Полезная теплопередача отопительных приборов может изменяться не только из-за их окраски, но и вследствие установки прибором в нишах стен или с декоративными ограждениями. На коэффициент теплопередач могут влиять также качество обработки внешней поверхности, загрязненность внутренней поверхности, наличие воздуха в приборе и другие эксплуатационные факторы.

VII.2. ЭКВИВАЛЕНТНАЯ НАГРЕВАТЕЛЬНАЯ ПОВЕРХНОСТЬ ПРИБОРОВ

При разработке новой конструкции отопительного прибора и при изготовлении его на заводе стремятся, с одной стороны, повысить коэффициент теплопередачи, с другой — увеличить площадь внешней поверхности каждого элемента как измерителя, определяющего объем выпускаемой продукции (даже в ущерб коэффициенту теплопередачи).

Для получения единого теплотехнического и производственного показателя в 1957 г. введено измерение теплоотдающей поверхности всех отопительных приборов в условных единицах площади.

За условную единицу принят квадратный метр эквивалентной площади (м²экп). Такое измерение площади нагревательной поверхности призвано стимулировать выпуск совершенных в теплотехническом отношении приборов.

Квадратным метром эквивалентной площади называется такая площадь теплоотдающей поверхности стандартно установленного отопительного прибора, через которую при средней температуре теплоносителя в приборе 82,5°C в воздух с температурой 18°C передается тепловой поток мощностью 506 Вт (435 ккал/ч). За стандартную принимается открытая установка прибора у наружной стены с односторонним присоединением к трубам, причем горячая вода подводится к прибору сверху.

При температуре входящей воды $t_{вх} = 95^\circ\text{C}$ и выходящей $t_{вых} = 70^\circ\text{C}$ перепад температуры воды в приборе

$$\Delta t_{np} = t_{вх} - t_{вых} = 95 - 70 = 25^\circ\text{C},$$

а средняя температура воды

$$t_{cp} = 0,5 (t_{вх} + t_{вых}) = 0,5 (95 + 70) = 82,5^\circ\text{C}.$$

Отсюда получаем стандартный температурный напор при теплоносителе-воде по формуле (VII.1)

$$\Delta t_{cp} = 82,5 - 18 = 64,5^\circ\text{C}.$$

Выбранный за расчетный при сравнении теплотехнических показателей отопительных приборов (см. рис. VII.1).

В однотрубных системах водяного отопления о последовательно соединенными приборами обычно известна температура воды, входящей в прибор $t_{вх}$, а температура воды, выходящей из него, зависит от расхода воды в приборе $G_{пр}$. Поэтому выражение для определения $t_{ср}$, напишем в виде, удобном для пользования:

$$t_{ср} = t_{вх} - 0.5 \Delta t_{пр} = t_{вх} - 0.5 Q_{пр} / G_{пр} \cdot C \quad (V11,3)$$

где $Q_{пр}$ — тепловая мощность отопительного прибора.

В двухтрубных системах водяного отопления с параллельно соединенными отопительными приборами температуру воды, входящей и выходящей из прибора,

Таблица 7.1. Расчетные формулы коэффициента теплопередачи отопительных приборов

Отопительный прибор	Расход теплоносителя		№ схемы присоединения	Коэффициент теплопередачи $k_{пр}$, Вт/(К·м ² ·эп)
	Стандартный $G_{ст}$, кг/(ч·м ² ·эп)	Относительный $G / F_{пр}$		
Радиаторы				
Радиатор чугунный секционный	17,4	≤7,0	1	2,25
			2	$\Delta t_{ср}^{0,30} G^{-0,030}$
			3	3,72
				$\Delta t_{ср}^{0,15} G^{-0,080}$
				2,21
				$\Delta t_{ср}^{0,25} G^{-0,070}$

		>7,0	1	2,38 $\Delta t_{ср}^{0,30}$
			2	4,42 $\Delta t_{ср}^{0,15}$
			3	2,53 $\Delta t_{ср}^{0,25}$
Радиатор стальной панельный типа РВС	17,4	<7,0	1	2,25
			3	$\Delta t_{ср}^{0,30} G^{-0,013}$
				1,78
				$\Delta t_{ср}^{0,30} G^{-0,045}$
		>7,0	1	2,30 $\Delta t_{ср}^{0,30}$
			3	1,95 $\Delta t_{ср}^{0,30}$
РСГ-1	17,4	≤8,6	1,3	1,90
			1,3	$\Delta t_{ср}^{0,34} G^{-0,050}$
		>8,6		2,12 $\Delta t_{ср}^{0,34}$
РСГ-2	17,4	≤17,2	1*	2,25
			3	$\Delta t_{ср}^{0,30} G^{-0,016}$
				1,85
				$\Delta t_{ср}^{0,30} G^{-0,066}$

		>17.2	1	$2,35 \Delta t_{cp}^{0,30}$
			3	$2,23 \Delta t_{cp}^{0,30}$
Конвекторы, ребристые и гладкие трубы				
Конвектор типов: «Комфорт-20», «Ритм»	300,0	$\frac{G_{np}}{300} \leq 0,3$	1	2,08
			1	$\Delta t_{cp}^{0,35} G^{-0.130}$
		$\frac{G_{np}^{**}}{300} > 0,3$		1,825
				$\Delta t_{cp}^{0,35} G^{-0.07}$
«Аккорд» КВ-20	300,0	$\frac{G_{np}}{300}$	2	3,41
	300,0	$\frac{G_{np}}{300}$	2	$\Delta t_{cp}^{0,20} G^{-0.030}$ Ψ^{***}
				2,77
				$\Delta t_{cp}^{0,25} G^{-0.100}$ Ψ^{***}
Трубы ребристые	35,0	$\frac{G_{np}}{300}$	1	2,25
			2	$\Delta t_{cp}^{0,30} G^{-0.080}$
			3	2,035
				$\Delta t_{cp}^{0,30} G^{-0.080}$
				1,84
				$\Delta t_{cp}^{0,30} G^{-0.080}$

Гладко трубный прибор диаметром, мм: D _y 32	--	--	{1	2,07 $\Delta t_{cp}^{0,32}$
			{2,3,4	1,92 $\Delta t_{cp}^{0,32}$
D _y =10-100	--	--	{1	1,84 $\Delta t_{cp}^{0,32}$
			{2,3,4	1,57 $\Delta t_{cp}^{0,32}$

* При двухрядной установке по схеме №1 $k_{np} = 2,26 \Delta t_{cp}^{0,30}$ (расход воды от 50 до 450 кг/ч)

** Более точно $G = \frac{G_{np}^{/300-0,08}}{0,92}$

*** Поправка на Δt_{np} составляет $\Psi = 1 - 0,002 \Delta t_{np}$.

Таблица 7.2. Влияние окраски нагревательной поверхности на теплопередачу радиаторов

Тип радиатора	Состав и цвет красителя	Изменение теплопередачи, %
Чугунный секционный	Цинковые белила	+2,2
	Терракотовая краска, растворенная в бензине (матовая поверхность)	+0,9
	То же, на олифе (блестящая поверхность)	-1,7
	Алюминиевая краска, растворенная в нитролаке	-8,5
Стальной панельный	То же	-13

в большинстве случаев выбирают без учета ее понижения вследствие охлаждения в подающих теплопроводах. За температуру воды, входящей в каждый прибор, принимают начальную температуру горячей воды в системе t_r , за температуру воды, выходящей из каждого

прибора, — конечную температуру охлажденной воды в системе t_0 . Тогда средняя температура воды в приборах:

$$t_{cp} = 0.5(t_{вх} - t_{вых}) \quad (VII.4)$$

Помимо температурного напора на плотность теплового потока прибора влияют, как известно, расход, а также характер движения воды в приборе, обусловленный способом его соединения с трубами.

Характер и значение этих факторов проследим на примере чугунных секционных радиаторов. В табл. VII.3 приведены показатели плотности теплового потока для указанных радиаторов при одном и том же температурном, напоре $\Delta t_{cp} = 64,5^\circ\text{C}$ и изменении относительного расхода воды $G/F_{пр}$ от 1 до 7;

Таблица 7.3. Поверхностная плотность теплового потока q_0 чугунных секционных радиаторов при $\Delta t_{cp} = 64,5^\circ\text{C}$

Схема присоединения	Плотность теплового потока q_0 Вт/(м ²), при относительном расходе воды $G/F_{пр}$					
	1		5		7	
	Вт/м ²	%	Вт/м ²	%	Вт/м ²	%
1- сверху	506	100	532	103	537	103
у	455	90	518	102	532	105
вниз	404	80	452	89	463	92
2- снизу						
вниз						
3- снизу						
верх						

VII.3 РАСЧЕТ ПЛОЩАДИ НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПРИБОРОВ

Требуемую площадь отопительных приборов $F_{э}$, м² эквивалентной площади, необходимую для обогрева помещения, определяют по формуле

$$F_{э} = Q_{ар} / q_0 \quad (VII.5)$$

где: $Q_{ар}$ — необходимая теплоотдача приборов в рассматриваемое помещение

$$Q_{пр} = Q_u - 0,9Q_{тр}; \quad (VII.6)$$

Q_u — расчетные теплопотери помещения (тепловая нагрузка этаже стояка), Вт (ккал/ч); $Q_{тр}$ — теплоотдача *открыто расположенных теплопроводов* (стояков, подводок) в пределах помещения, вычисляемая по формуле

$$Q_{тр} = q_v L_D - q_h L_H \quad (VII.7)$$

q_v и q_h — теплоотдача 1 м соответственно вертикальных и горизонтальных труб. Вт/м [ккал/(ч-м)]; для неизолированных труб теплоотдачу принимают по приложению 1 исходя из диаметра и расположения труб, а также разности температуры теплоносителя (t_T при входе в рассматриваемое помещение) и воздуха (t_B) в помещении; l_B и l_H — длина вертикальных и горизонтальных труб в пределах помещения, м.

Для определения температурного напора Δt_{cp} при расчетах по формуле (VII.2) вычисляют среднюю температуру воды в приборе рассматриваемого помещения с теплопотерями $Q_{пр}$, используя формулы (VII.3) и (VII.4):

при однетрубном стояке (однетрубной ветви)

$$t_{cp} = t_T - \Sigma \Delta t_m - (\Sigma Q_{пр} + 0,5 Q_{пр} / \alpha) \beta_1 \beta_4 / c G_{СТ} \quad (VII.8)$$

при двухтрубном стояке

$$t_{cp} = 0.5[t_T - (\Sigma \Delta t_m + \Sigma \Delta t_{СТ}) + t_0] \quad (VII.9)$$

где: t_T и t_0 — расчетная температура горячей и обратной воды в системе отопления, °C; $\Sigma Q_{пр}$ — сумма расчетных теплопотерь помещений, расположенных до рассматриваемого помещения, считая по направлению движения воды в трубах стояка (ветви).

Таблица VII.4. Значения показателя p

Отопительный прибор	Значения p при схеме присоединения прибора (см.табл.VII.1)		
	1	2	3
Радиаторы:			
Чугунный	0,030	0,080	0,070
секционный	0,013	-	0,045
РВС	0,050	-	0,050
РСГ-1	0,016	-	0,066
РСГ-2	0,080	0,080	0,080
Ребристая труба			

Для упрощения расчетов формула (VII.3) может быть представлена в виде:

$$q_3 = \varphi \Delta t_{cp}^{1+n} \quad (VII. 10)$$

когда поверхностная плотность теплового потока q_3 , Вт/(м² эп) ставится в зависимость только от температурного напора с поправочным коэффициентом φ равным

$$\varphi = m G^p, \quad (VII. 11)$$

учитывающим конструктивные особенности (коэффициенты m и p — см. табл. VII.1), схему присоединения и относительный расход воды (G) в отопительном приборе. Поправочный коэффициент φ может быть заранее вычислен (табл. VII.5). Тогда вычисление плотности теплового потока q_3 будет сводиться к определению температурного напора Δt_{cp} при показателе степени $1 + n$ (значения коэффициента n приведены в табл. VII.1).

Расчетную эквивалентную площадь приборов в помещении F_{np} , м² эп, вычисляют после определения требуемой площади по формуле (V II .5).

Для радиаторов, у которых относительный расход воды GF_{np} не повышает определенных значения (см. табл. V II.1), а также для ребристых труб

$$F_{np} = F^{1+p} \quad (VII.12).$$

с учетом примечания к формуле (VIII.6). Необходимые для расчетов значения показателя p приведены в табл. VII.6.

Для всех отопительных приборов, включая радиаторы при больших значениях G/F_{np} (см. табл. VII.1), когда k_{np} уже не зависит от расхода воды, расчетная площадь приборов не отличается от требуемой :

$$F_{np} = F_{\text{э}} \quad (VII.13)$$

Для приборов в двухтрубной системе отопления q_a определяют по номограмме при условно-постоянном расходе воды в приборе $G = 100$ кг/ч и суммарной расчетной тепловой нагрузке после вычисления t_{cp} по формуле (VII.9).

$$\Sigma Q_p = 100c(150 - t_{cp}) \quad (VII.14)$$

VII.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА ЭЛЕМЕНТОВ ПРИБОРОВ

Число элементов отопительных приборов, предназначенных для установки в помещении, вычисляют по расчетной эквивалентной площади нагревательной поверхности F_{np} .

Для **секционных радиаторов** число секций определяют по формуле:

$$N = F_{np} \beta_2 / f_{\text{э}} \beta_3 \quad (VII.15)$$

где $f_{\text{э}}$ — эквивалентная площадь одной секции радиатора, м² эп; β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий способ установки прибора в помещении; при открытой установке $\beta_2 = 1$; β_3 — поправочный коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе $\beta_3 = 1$ при $F_{np} = 2$ м² эп); для радиаторов типа М-140 вычисляется по формуле

$$\beta_3 = 0,97 + 0,06 / F_{np} \quad (VII.16)$$

Для эталонного радиатора Н-1.36 и других радиаторов с эквивалентной площадью одной секции 0,25 м² (например, типа МС-90) Коэффициент β_3 вычисляют по формуле

$$\beta_3 = 0,92 + 0,16 / F_{np} \quad (VII.17)$$

Расчетное число секций по формуле (VII.15) редко получается целым. При выборе целого числа секций радиатора допускают уменьшение расчетной площади F_{np} не более чем на 5% (но не более чем на 0,1

м² эп). Так поступают с целью ограничения отклонения от расчетной температуры в помещении (обычно приемлемо понижение 1 °С в гражданских и на 2°С в производственных зданиях). Тогда минимально допустимое число секций при данной F_{np} по формуле (VII.15)

$$v_m = (F_{np}\beta_2 - 0,05Nf_3\beta_3) / f_3\beta_3 \quad (VII.18)$$

Подставляя выражение (VII.17) для коэффициента β_3 , получим формулу для определения минимально допустимого числа секций радиатора типа М—140:

$$N_m = (F_{np}\beta_2 - 0,06) / 1,02f_3 \quad (VII.19)$$

При вычислении по формуле (VII.19) к установке в помещении принимается только ближайшее большее число секций

Число панельных радиаторов РСВ, РСГ, а также конвекторов с кожухом, устанавливаемых в помещении открыто;

$$N_m = F_{np} / f_3 \quad (VII.20)$$

где f_3 — эквивалентная площадь одного панельного радиатора или конвектора с кожухом выбранной марки, м² эп.

Число элементов конвекторов без кожуха или ребристых труб в ярусе по вертикали и в ряду по горизонтали определяют по формуле

$$N_m = F_{np} / nf_3 \quad (VII.21)$$

где n — число ярусов и рядов элементов, составляющих прибор; f_3 — эквивалентная площадь одного элемента конвектора или одной ребристой трубы принятой длины, м² эп.

Таблица 7.5. Значения коэффициента ϕ , учитывающего расхода воды и схему присоединения отопительного прибора или блока приборов

Отопительный прибор	№ схемы присоединения по табл. VIII.1	Значения ϕ при расходе воды в подводе к прибору или к блоку приборов G , кг/ч							
		20	35	50	100	200	300	500	1000
Радиатор чугунный секционный при \bar{G}/F_{ap} :	1	2,26	2,30	2,34	2,37	2,42	2,45	2,49	2,54
	2	3,82	4,0	4,17	4,35	4,60	4,75	4,94	5,23
	3	2,23	2,32	2,41	2,50	2,62	2,70	2,80	2,93
	1, 2, 3	$\phi_1 = 2,38; \phi_2 = 4,42; \phi_3 = 2,53$ независимо от расхода воды							
Радиатор РСВ при \bar{G}/F_{ap} :	1	2,25	2,27	2,29	2,30	2,32	2,33	2,35	2,37
	3	1,79	1,84	1,88	1,93	1,99	2,02	2,07	2,14
	1, 3	$\phi_1 = 2,30; \phi_2 = 1,95$							
Радиатор РСГ-1 при \bar{G}/F_{ap} :	1, 3	1,91	1,97	2,02	2,07	2,15	2,19	2,19	—
	1, 3	$\phi_{1,3} = 2,12$							
Радиатор РСГ-2 при \bar{G}/F_{ap} :	1	2,26	2,28	2,30	2,31	2,34	2,35	2,37	—
	3	1,87	1,94	2,01	2,08	2,17	2,23	2,31	—
	1, 3	$\phi_1 = 2,35; \phi_2 = 2,23$							
Конвекторы: КН-20, КО-20	1	1,28	1,41	1,56	1,69	1,77	1,83	1,88	—
	2	3,14	3,20	3,25	3,30	3,37	3,41	3,46	—
	4	2,71	2,76	2,80	2,84	2,90	2,94	2,98	—
	5	2,96	3,01	3,05	3,11	3,17	3,21	3,26	—
	7	2,67	2,72	2,76	2,81	2,86	2,90	2,94	—
	8	2,76	2,80	2,85	2,89	2,95	2,99	3,04	—
	9	2,49	2,53	2,57	2,61	2,67	2,70	2,74	—
	2	2,11	2,23	2,36	2,48	2,66	2,77	2,92	—
	1	2,15	2,25	2,35	2,45	2,59	2,67	2,78	2,94
	2	1,95	2,04	2,12	2,21	2,34	2,42	2,52	2,66
	3	1,76	1,84	1,92	2,00	2,12	2,19	2,28	2,41
Трубы ребристые									
Гладкотрубный прибор $D_{в.}$:	1								
	2, 3, 4								
	1								
	2, 3, 4								

$\phi_1 = 2,07$
 $\phi_2 = 1,92$
 $\phi_3 = 1,84$
 $\phi_4 = 1,57$

Таблица 7.6. Площадь внешней поверхности 1 м вертикальных и горизонтальных труб открыто приложенных в помещениях

Диаметр, мм		Площадь трубы длиной 1 м		
Условно о прохода D_y	Наружный d_n	Внешней поверхности f , м ²	Эквивалентная вертикальной трубы f_v , м ² эп	Эквивалентная горизонтальной трубы f_r , м ² эп
10	17,0	0,053	0,08	0,11
15	21,3	0,067	0,10	0,13
20	26,8	0,084	0,125	0,16
25	33,5	0,105	0,155	0,195
32	42,3	0,133	0,20	0,24
40	48	0,151	0,23	0,27
50	60	0,189	0,29	0,33
65	76	0,239	0,36	0,40
80	89	0,280	0,42	0,46
100	108	0,339	0,51	0,55

Длина греющей трубы в ярусе или в ряду гладкотрубного прибора составит

$$L = F_{np} \beta_2 / n f_3 \quad (\text{VII.22})$$

где: β_2 — поправочный коэффициент, учитывающий наличие декоративного укрытия труб 1 см. пояснение к формуле (VII.15); n — число ярусов или рядов греющих труб, составляющих прибор; f_3 — эквивалентная площадь 1 м открытой горизонтальной трубы, м² эп / м, Средние значения f_3 гладких труб при обогревании низкотемпературной водой даны в табл. VII.6

При округлении дробного расчетного числа элементов приборов до целого числа допустимо уменьшать f_3 не более чем на 5% (но не более 0,1 м² эп). Таким образом, фактическая площадь нагревательной поверхности приборов всегда несколько отличается от расчетной, но не должна быть меньше $0,95 F_{np}$.

VII.5. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ПРИБОРОВ

При проектировании водяного отопления здании предусматривают возможность изменения теплопередачи приборов с целью обеспечения наиболее благоприятной температуры помещения. Чаще всего в центральных (ЦТП) или местных (ИТП) тепловых пунктах здании осуществляют качественное регулирование. Кроме того, предусматривают краны у приборов для индивидуального количественного регулирования. Качественное регулирование для повышения тепловой устойчивости действия систем иногда дополняют количественным регулированием систем в целом или отдельных их частей.

Качественное регулирование систем в целом проводят в тепловых пунктах зданий по основному фактору внешнего возмущающего воздействия на тепловой режим помещений — по изменению температуры наружного воздуха. Для отдельных частей систем, ориентированных по противоположным сторонам горизонта или предназначенных для отопления различных зон и блоков зданий, учитывают дополнительные внешние факторы — воздействие ветра и солнечной радиации, т. е. осуществляют регулирование по приведенной температуре наружного воздуха

В крупных зданиях целесообразно разделение систем отопления на части, соответствующие ориентации фасадов зданий по четырем сторонам горизонта, с установкой в них (кроме северной части) смесительных насосов для пофасадного регулирования температуры горячей воды.

В городских кварталах в настоящее время применяют качественное регулирование температуры горячей воды в центральных тепловых пунктах (ЦТП). При таком регулировании температуры греющей воды для группы зданий трудно избежать неравномерного нагревания отдельных зданий или их частей, и требуется дополнительное местное регулирование с помощью, например, насосов ЦВЦ (см. п. V.1) или элеваторов с регулируемым соплом. Местное количественное регулирование, дополняющее качественное, т. е. изменение общего количества воды, циркулирующей в системах, осуществляют для поддержания тепловой устойчивости однотрубных систем отопления зданий повышенной этажности и для обеспечения заданного теплового режима помещений при бифилярных системах отопления. Количество воды, циркулирующей в однотрубных стояках или ветвях, изменяют

путем перепуска части горячей воды через регулятор расхода, подобный регулятору 3 на рис. VII.2, в обратную магистраль или с помощью регулятора расхода, устанавливаемого на общей магистрали системы. Регуляторы расхода в однотрубных системах отопления связывают с датчиками температуры, устанавливаемыми в первом и последнем помещениях, считая по направлению движения воды в стояках или ветвях.

В вертикальных бифилярных системах отопления в качестве регуляторов расхода применяют поворотные-регулирующие органы (ПРО), обеспечивающие плавное изменение количества циркулирующей воды, в блоке с исполнительными механизмами и термо-регуляторами. Управляющий блок действует по суммарному сигналу четырех датчиков, размещаемых в помещениях первого этажа. Этот сигнал фиксирует отклонение регулируемого параметра в помещениях одного из фасадов здания.

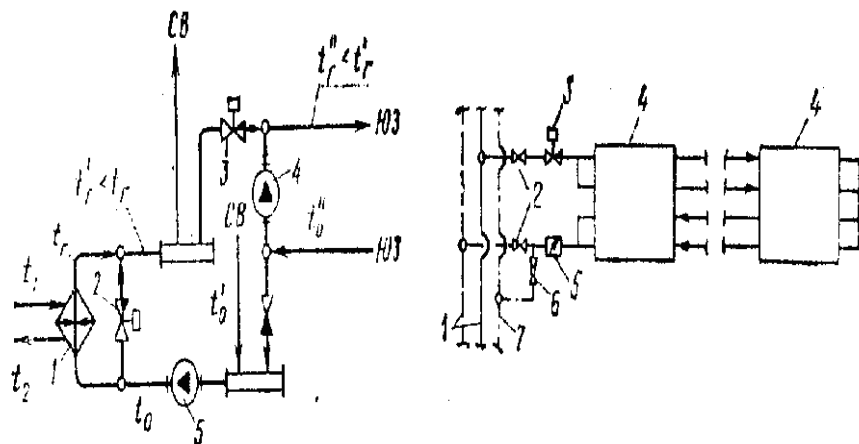


Рис. V II.2. Принципиальная схема местного качественного регулирования тепло-передачи приборов в северо-восточной и юго-западной частях системы отопления.

1 - теплообменник; 2 и 3 – регуляторы температуры; 4 - смесительный насос; 5 - циркуляционный насос.

Рис. V II.3. Схема горизонтальной бифилярной ветви системы водяного отопления с поэтажным управлением.

1- двухтрубный стояк; 2 - запорные экраны; 3 - регулятор температуры; 4 - отопительные приборы; 5 - дроссельный кран; 6 - спускной кран; 7 - дренажный стояк.

В горизонтальных бифилярных системах отопления для упрощения и снижения стоимости регулирующих устройств в дополнение к местному или пофасадному качественному регулированию применяют поэтажное количественное регулирование с помощью регуляторов температуры прямого действия. На рис. VII.3 дана схема горизонтальной бифилярной ветви системы отопления с поэтажным регулированием. На подводках к горизонтальной ветви с бетонными отопительными панелями установлены запорные краны и дроссельный кран, обеспечивающий вместе с трубами панелей необходимое гидравлическое сопротивление ветви. Регулятор температуры двухпозиционного действия предназначен для поддержания температуры помещения в заданных пределах.

Индивидуальное количественное регулирование, предназначенное для поддержания необходимой температуры воздуха, используют в помещениях при дополнительных теплоступлениях от оборудования, освещения, людей и других источников. Для регулирования по отклонению температуры воздуха от заданной для каждого помещения применяют регуляторы прямого действия как наиболее дешевые и простые в обслуживании, устанавливая их непосредственно у отопительных приборов. Манометрический терморегулятор прямого действия РТК с дистанционным и местным датчиками предназначен для регулирования теплопередачи приборов двухтрубных систем и ветвей горизонтальных однотрубных систем (см.рис. VII.3). Большое гидравлическое сопротивление регулирующего клапана не позволяет использовать его для приборов в вертикальных однотрубных системах отопления.

Манометрический терморегулятор прямого действия РТВ с дистанционным датчиком служит для индивидуального регулирования в однотрубных системах с замыкающими участками у отопительных приборов. При перемещении плунжера под давлением жидкости в термосистеме регулятора, реагирующей на изменение температуры воздуха в помещении, изменяются расходы воды в приборе и замыкающем участке и, следовательно, увеличивается или уменьшается теплопередача прибора. Регуляторы температуры прямого действия распространены за рубежом.

В новых конструкциях регуляторов термочувствительный элемент — сильфонная камера с жидкостью заменяется терморезистивным материалом (например, резиной) — полутвердой средой, создающей при расширении усилие для перемещения плунжера. Перспективной считают составную конструкцию регулятора: основную часть (ручной регулирующий кран) устанавливают при монтаже системы, комплектующую приставку (термостат) добавляют впоследствии, получая законченный автоматический регулятор температуры.

Для индивидуального ручного регулирования в настоящее время применяют различные регулирующие краны. Ручное двухпозиционное регулирование эффективно в том случае, когда доля отключаемой нагревательной поверхности составляет для радиаторов и конвекторов не менее 0,5, бетонных отопительных панелей 0,7, потолочных панелей — 1,0 (по данным ЦНИИЭП инженерного оборудования).

При выборе регулирующих кранов со значительным гидравлическим сопротивлением следует иметь в виду возможность возникновения шума при протекании через них воды, поэтому прежде всего для улучшения акустической характеристики дросселирующую диафрагму следует делать конусной, т.е. со скошенной кромкой отверстия,

Для индивидуального ручного регулирования теплоотдачи применяют также воздушные клапаны в кожухе конвекторов. Достоинством этого способа регулирования «по воздуху» является сохранение неизменным потокораспределения по отопительным приборам, что повышает гидравлическую устойчивость систем отопления. При отсутствии регулирующих кранов у конвекторов однотрубные системы становятся проточными. В двухтрубных системах отопления многоэтажных зданий регулирующие краны у конвекторов с воздушными клапанами в кожухе все же необходимы для обеспечения тепловой устойчивости систем. Следует также отметить, что остаточная теплоотдача конвекторов при полностью закрытых воздушных клапанах доходит до 40% расчетной, т.е. регулирование «по воздуху» происходит в пределах приблизительно половины тепловой мощности приборов.

На рис. VII.4, а показано изменение температуры поверхности при нагревании приборов различной массивности при постоянной температуре помещения; температура поверхности массивного бетон

ного прибора повышается медленно (с запаздыванием на 2–4 ч по отношению ко времени подачи горячей воды), а наиболее легкого прибора — стального конвектора — быстро (запаздывание 10–15 мин).

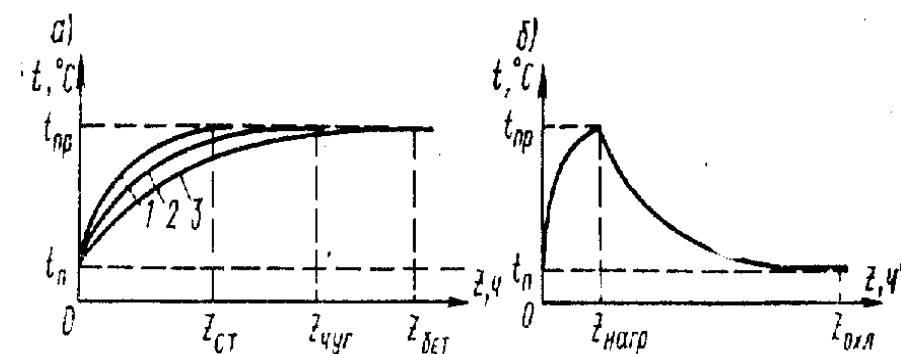


Рис. VII.4. Характер процессов нагревания (а) стального конвекторов («ст») (1), чугунного секционного радиатора («чуг») (2), бетонного панельного радиатора («бет») (3) и процессов нагревания и охлаждения чугунного радиатора в системе водяного отопления (б)

На рис. VII.4, б показано изменение температуры поверхности при нагревании и охлаждении чугунного радиатора; охлаждение происходит в несколько раз медленнее нагревания, что обусловлено значительной теплоемкостью воды в приборе. Для стального конвектора эти процессы протекают быстрее, для бетонного прибора — медленнее, чем для чугунного радиатора. Темп охлаждения отопительного прибора может быть определен по уравнению, приведенному в работе [3]. Можно найти, что, например, для стальных панельных радиаторов РСВ (типа МЗ-500) остаточный, тепловой поток через 1ч после выключения составит всего около 15% начального, т.е. в 2 раза меньше, чем для чугунных секционных радиаторов, а полный тепловой поток в течение первого часа после выключения — соответственно 45 и 60% начального. Следовательно, регулирование теплопередачи облегченных отопительных приборов более эффективно и быстрее должно отразиться на температуре помещений. При автоматическом регулировании теплопередачи облегченных отопительных приборов

можно более точно поддерживать необходимую температуру помещения.

Глава V III. ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ

VIII.1. ОСОБЕННОСТИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

Панельно-лучистым называют отопление помещений панельными радиаторами, при котором температура поверхности ограждений превышает температуру воздуха:

$$\tau_{\text{ср}} > t_{\text{в}} \quad (\text{VIII.I})$$

причем $\tau_{\text{ср}}$ — есть средняя температура поверхности всех ограждений и $t_{\text{в}}$ (наружных и внутренних) и отопительных приборов в помещении.

При панельно-лучистом отоплении помещение обогревается главным образом за счет лучистого теплообмена между панельными радиаторами (чаще называемыми отопительными панелями) и поверхностью ограждений. Излучение от нагретой панели, попадая на поверхность ограждений и предметов, частично поглощается, частично отражается. При этом возникает так называемое вторичное излучение, также в конце концов поглощаемое предметами и ограждениями помещения.

Благодаря лучистому теплообмену повышается температура внутренней поверхности ограждений по сравнению с температурой при конвективном отоплении, а температура поверхности внутренних ограждений в большинстве случаев превышает температуру воздуха помещения.

Системы панельно-лучистого отопления могут быть местными и центральными.

К *местному* относится отопление высокотемпературными приборами (панелями и плафонами с отражательными экранами). Для нагревания приборов используются пары высокого давления, электрическая энергия и горячие газы, причем температура их поверхности доходит до 800-850°C.

Для *центрального* панельно-лучистого отопления с теплоносителем-водой, рассматриваемого в данной главе, характерно использование инфракрасного излучения при сравнительно низкой температуре нагревательной поверхности (ниже 100°C).

Отопительные панели отличаются от радиаторов РСВ или РОГ тем, что в большинстве случаев они выполняются в виде бетонной плиты с замоноличенными в ней трубами.

Панельное отопление может применяться в жилых, общественных и производственных зданиях с ограждениями из трехслойных панелей и плит. Нагревательные элементы, встроенные в строительные конструкции, обеспечивают кроме экономии металла (по сравнению с чугунными радиаторами) и трудовых затрат повышенные санитарно-гигиенические показатели. Поэтому панельное отопление кроме жилых помещений применяют в общих комнатах детских садов и яслей, в операционных, родовых, наркозных и других помещениях лечебных учреждений, в плавательных бассейнах и спортивных залах, а также в вестибюлях (теплые полы) общественных зданий.

Отопительная панель может быть размещена в потолке, полу или стене помещения, поэтому, систему панельного отопления соответственно называют потолочной, напольной или стеновой. Местоположение отопительных панелей выбирают на основании технологических, гигиенических и технико-экономических соображений.

Размещение отопительной панели в потолке затрудняет конвективную теплоотдачу и в теплоотдаче теплообмен излучением составляет 70—75%. При переносе ее в пол активизируется теплоотдача конвекцией и на долю теплообмена излучением приходится всего 30—40%. Вертикальная стеновая панель в зависимости от высоты передает излучением 30—60% всего количества теплоты, причем доля теплообмена излучением возрастает с увеличением высоты прибора.

Лишь потолочное панельное отопление, во всех случаях передающее и помещение получением более 50°и теплоты, могло быть названо лучистым. При напольном отоплении, а также почти всегда при стеновом в общей теплопередаче панелей преобладает конвективный теплоперенос.

При панельно-лучистом отоплении возможно понижение $t_{\text{в}}$, по сравнению с обычной температурой воздуха в помещении (в среднем на 2°C), в связи с чем еще возрастает конвективный теплообмен, что также способствует хорошему самочувствию человека. Установлено, что в обычных условиях хорошее самочувствие людей обеспечивается при температуре воздуха в помещении 17,4° С при стеновых отопительных панелях и 19,3°С при конвективном отоплении

VIII.2. КОНСТРУКЦИИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ.

Бетонная отопительная панель представляет собой плиту, в которой имеются каналы для теплоносителя змеевиковой или регистрационной формы (рис. V Ш.. 1).

Для изготовления панелей используют тяжелый бетон, обладающий сравнительно высокой теплопроводностью [например, теплопроводность бетона составляет $1,5 \text{ Вт/(м·К)}$, или $1,3 \text{ ккал/(ч·м·}^\circ\text{C)}$ при 0°C и плотности в сухом состоянии 2400 кг/м^3 и коэффициентом линейного расширения $1 \cdot 10^{-5}$. Чаще всего каналы для теплоносителя образуют стальные трубы, коэффициент линейного расширения которых весьма близок к коэффициенту расширения бетона (коэффициент равен при температуре около 55°C).

Заделка труб в бетон дает существенный теплотехнический эффект - теплопередача труб увеличивается в среднем на 60% по сравнению с открыто проложенными. Возрастание теплопередачи обетонированной трубы объясняется увеличением внешней теплоотдающей поверхности, которая развивается быстрее, чем растет термическое сопротивление слоя бетона.

Стальные трубы в бетонных панелях имеют срок амортизации, значительно превышающий срок службы открыто проложенных труб. Сравнительная долговечность обетонированных стальных труб объясняется незначительной коррозией их внешней поверхности при отсутствии контакта с воздухом. Следует все же отметить, что теплопередача отопительных панелей меньше теплопередачи металлических отопительных приборов, и это приводит к значительному увеличению длины греющих труб.

В системах панельного отопления зданий встречаются панели двух видов:

1) *совмещенные*, представляющие одно целое с ограждающими конструкциями здания (каналы для теплоносителя устраиваются и панельных стенах, несущих плиты перекрытия и лестничных площадок при их изготовлении);

2) *приставные*, изготовленные отдельно и смонтированные рядом или в специальных нишах строительных конструкций.

Рассмотрим конструкции отопительных панелей в зависимости от их расположения в помещении.

Потолочные и напольные панели. Потолочная отопительная панель, совмещенная с перекрытием (рис. VIII.2. а), применяющаяся в

зарубежной практике (например, во Франции), используется при условии, что температура теплоносителя поддерживается на невысоком уровне (до $55 - 60^\circ\text{C}$). Трубы помещают в бетон несущей части междуэтажного перекрытия. В качестве теплоизоляции применяют пробку или другие малотеплопроводные материалы, способные поддержать давление со стороны пола.

При температуре теплоносителя $60 - 90^\circ\text{C}$ панели указанной конструкции размещают не по всей площади, а только по периметру помещения или по контуру здания, вдоль его наружных стен, как это делалось, например, при строительстве зданий в Ташкенте.

В перекрытии со сборными железобетонными плитами (рис. VIII.2. б) нагревательные элементы размещают в дополнительном слое бетона. Греющая панель может быть изготовлена и заводских условиях и в виде секций, соединяемых одна с другой па строительстве, или забетонирована поверх уложенного несущего настила в здании после прокладки, сварки и испытания труб.

Потолочной приставной панелью является подвесной потолок из тонких перфорированных стальных или алюминиевых листов, прикрепленных к трубам для теплоносителя (рис. VIII.3). Такая конструкция, применяющаяся с небольшими конструктивными отличиями, во многих европейских странах (в Англии, Франции, Швейцарии, Норвегии и др.), обеспечивает звукоизоляцию помещений, имеет малую тепловую инерцию, дает возможность повышать температуру теплоносителя. Пространство над подвесным потолком используют для прокладки труб и кабелей, размещения светильников и воздуховодов. Подвесные нагреваемые потолки позволяют также проводить ремонт без вскрытия основных строительных конструкций. Однако междуэтажные перекрытия здания в этом случае усложняются по конструкции, возрастает их толщина, а следовательно, и высота здания.

Стеновые отопительные панели подразделяются на плинтусные, подоконные и перегородочные. Каждая из указанных панелей, отличаясь высотой и местом расположения в помещении, может быть с односторонней и двусторонней теплоотдачей. Для обеспечения односторонней теплоотдачи панели с тыльной стороны покрывают тепловой изоляцией и приставляют вплотную или совмещают с основными строительными конструкциями. Наиболее часто для односторонней теплоотдачи используют плинтусные и подоконные панели. *Плинтусные панели*, заменяющие собой плинтус,

получили распространение в магазинах, выставочных залах и тому подобных помещениях в странах с умеренным климатом (США, Англии). Они представляют собой чугунные и стальные пустотелые элементы.

Установлено, что разность между температурой воздуха под потолком и у пола помещений, отапливаемых плинтусными панелями, составляет не более 1°C , тогда как при радиаторном отоплении она доходит до 3°C . Кроме того, наблюдается относительное повышение, температуры воздуха у пола и температуры поверхности пола и стен в нижней зоне помещений, что особенно важно для детских комнат. Недостатком плинтусных панелей является значительная их протяженность, вследствие чего при установке части панелей у внутренних стен сокращается рабочая площадь помещений.

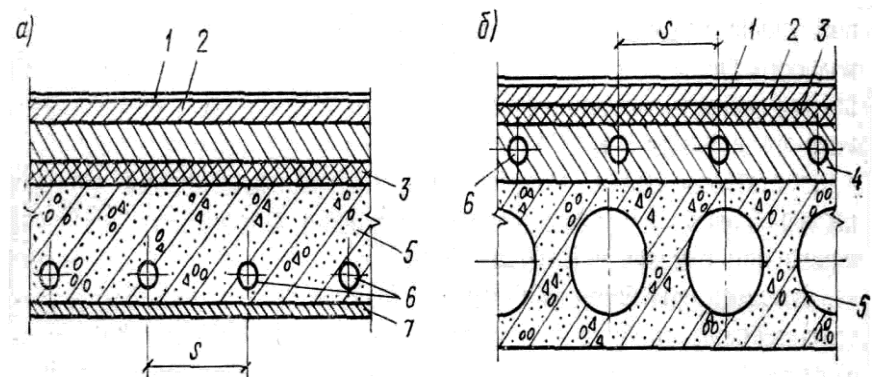


Рис.VIII.2. Потолочные бетонные отопительные панели:
а-совмещенная; б-над несущими плитами; 1- линолеум; 2-цементная стяжка; 3-тепловая изоляция; 4-отопительная панель; 5-железобетонная несущая плита; 6-стальные трубы для теплоносителя; 7-штукатурка.

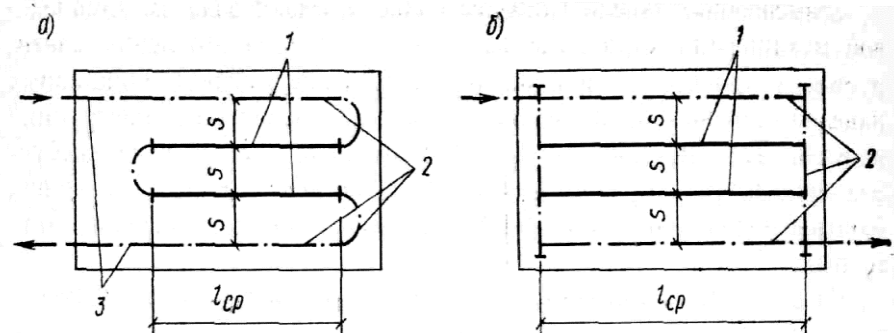


Рис VIII.1. Форма нагревательных элементов и отопительной панели-змеевиковая (а) и регистровая (б); 1,2,3- среднее, крайние и одиночные трубы.

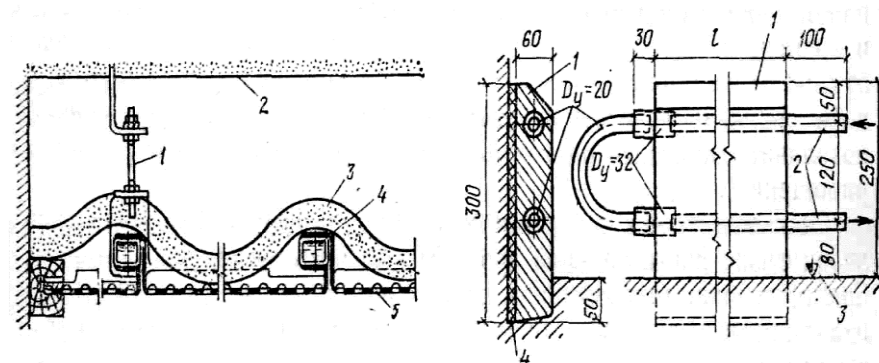


Рис VIII.3. Подвесной нагреваемый потолок:
1-подвеска; 2-перекрытие; 3-тепловая изоляция; 4-канал для теплоносителя; 5-перфорированный металлический лист

Рис. VIII.4. Плинтусная приставная бетонная отопительная панель:
1-бетон; 2-концы стальных труб для присоединения к стояку; 3-поверхность чистого пола; 4-тепловая изоляция;

Подоконные панели устанавливаются в тех местах под окнами помещений, где обычно размещают металлические отопительные приборы. Панели могут быть как совмещенными, так и приставными.

Совмещенные панели вместе со стояками (рис. VIII.5) бетонированы в заводских условиях одновременно с изготовлением стен для полносборных зданий. На поверхность стеновой панели выходит лишь дверца, закрывающая пищу с краном (см. рис. VIII.5), или верхняя часть крана специальной конструкции. Стояк, заделанный в бетон, является частью нагревательной поверхности отопительной панели.

Панели подобного типа в настоящее время применяются наиболее широко, правда без регулирующих кранов. Приставные подоконные панели бывают с односторонней и двусторонней теплоотдачей с их поверхности. Такие панели соединяются с трубами системы отопления как обычные отопительные приборы.

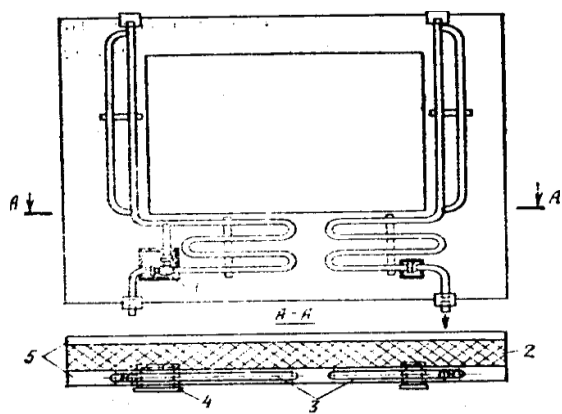


Рис. VIII.5. Бифилярный стояк и греющие элементы змеевиковой формы, совмещенные с трехслойной наружной стеной.

1 – кран КРТ; 2 – теплоизоляция; 3 – греющие элементы; 4 – дверца; 5 – бетон.

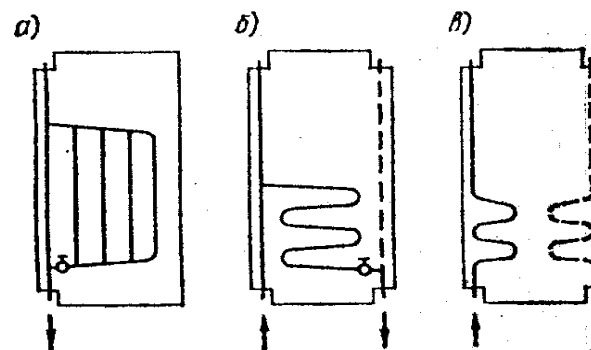


Рис. VIII.6. перегородочные приставные или встроенные бетонные отопительные панели с греющими элементами, соединенными по однострубно́й схеме с замыкающим участком (а), двухтрубно́й (б) и бифилярно́й схеме (в).

Подоконные панели, поверхность которых может иметь сравнительно более высокую температуру, получаются меньших размеров, чем панели других типов. При использовании подоконных панелей сокращается площадь холодной поверхности наружных стен, уменьшается радиационное охлаждение людей. Однако при совмещенных панелях, особенно с замоноличенными стояками, наблюдаются значительные дополнительные теплопотери наружу.

Перегородочные панели, заменяющие часть внутренних стен или включенные в них, могут применяться с различно расположенными греющими трубами (рис. VIII.7). Трубы в перегородочной панели, как и в подоконной, могут быть соединены по однострубно́й схеме с замыкающим участком (рис. VIII.7,а) по двухтрубно́й (рис. VIII.7,б) и бифилярно́й (рис. VIII.7, в) схемам. Встречаются также перегородочные панели с периметральным («контурные» панели) расположением труб. В перегородочные панели, имеющие толщину 80—120 мм, включают стояки, благодаря чему в помещениях возможна скрытая прокладка труб. Панели с двусторонней теплоотдачей устанавливают без тепловой изоляции, тепла целиком (без дополнительных потерь наружу) передается в отапливаемые помещения.

Недостатком перегородочной панели являются одинаковая теплопередача в два смежных помещения с различными обычно теплопотерями и невозможность регулирования теплопоступления в каждое помещение. Кроме того, при использовании таких панелей появляются щели в местах примыкания их к стенам, затруднительна расстановка оборудования в помещениях.

Перегородочные панели используют сравнительно редко; в настоящее время их не применяют в жилых, общественных и вспомогательных зданиях.

VIII.3. СХЕМЫ СИСТЕМ ПАНЕЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Теплоносителем в системах панельного отопления является преимущественно горячая вода. При использовании воды нагревание бетонных панелей происходит медленно и не сопровождается образованием трещин, что бывает при быстром нагревании панелей паром. При циркуляции воды по стальным трубам панелей внутренняя коррозия их происходит менее интенсивно, чем при использовании пара. Применение воды позволяет проводить центральное регулирование теплоотдачи панелей.

Использование нагретого воздуха как теплоносителя в системах панельного отопления позволяет экономить металл. Однако в системах воздушно-панельного отопления необходимо устраивать каналы значительных размеров, как во внутренних стенах, так и в перекрытиях и поддерживать их плотность (что затруднительно) при эксплуатации зданий. Следует отметить, что в качестве таких каналов могут быть использованы пустоты блочных и панельных внутренних стен, а также железобетонных настилов.

Расчетная температура воды, обогревающей стеновые бетонные панели, обычно не выходит за пределы 105°С. Вместе с тем расчеты и исследования показывают, что средняя температура поверхности бетонных панелей ниже температуры теплоносителя на 20—40°С. Поэтому при температуре воды 130°С температура поверхности низких стеновых панелей могла бы быть на допустимом уровне 95°С. Однако из-за возможности дегидратации цементного камня и снижения прочности бетона предельную температуру воды рекомендуют ограничивать 105°С.

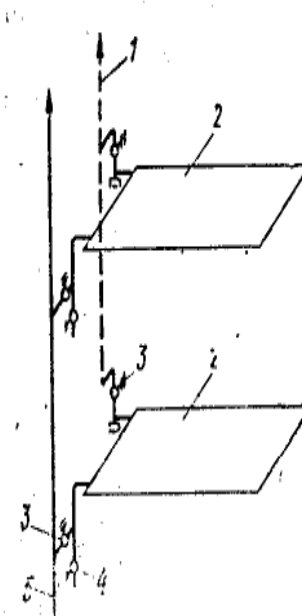


Рис. VIII.7. Схема стояка двухтрубной системы панельного отопления с «прокинутой» циркуляцией воды

1 — обратный стояк; 2 — напольно-потолочные отопительные панели; 3 — запорно-регулирующие краны; 4 — спускной кран; 5 — подающий стояк

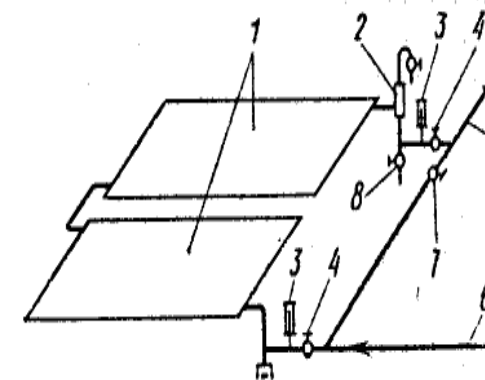


Рис. VIII.8. Схема присоединения напольных панелей к обратной магистрали системы водяного отопления

1 — напольные отопительные панели; 2 — воздухо-сборник; 3 — термометры; 4 — запорные краны; 5 — обратная магистраль в тепловой пункт здания; 6 — обратная магистраль системы; 7 — регулирующий кран на обводной трубе; 8 — спускной кран

При напольно-потолочных панелях применяют двухтрубные системы. На рис. VIII.7. изображена часть двухтрубного стояка с «прокинутой», циркуляцией воды: обратная вода поднимается вверх. Движение воды снизу вверх способствует уносу воздуха из труб панелей. Каждая отопительная панель независимо от другой может отключаться, опорожняться, ремонтироваться и промываться.

На рис. VIII.8. показано присоединение двух напольных панелей к обратной магистрали основной системы водяного отопления. Коли

чество воды и степень ее охлаждения в напольных панелях регулируются с помощью крана на обводной трубе, температура контролируется термометрами (чаще всего перепад температуры воды в панелях выдерживается в пределах 5—10°С). Панели могут отключаться и опорожняться через спускной кран.

VIII.4. ПЛОЩАДЬ И ТЕМПЕРАТУРА ПОВЕРХНОСТИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ.

Площадь нагревательной поверхности отопительной панели определяется прежде всего теплотерей помещения. При равных теплотерях площадь панелей зависит от температуры их поверхности. Расчеты панельных систем отопления показывают, что доля нагреваемой части общей площади ограждений помещения (F_n/F_0) колеблется от 5 до 20%.

Температура поверхности бетонной отопительной панели зависит от диаметра d и шага s греющих труб, глубины h их заложения и теплопроводности λ , бетона, температуры теплоносителя t_T и помещения t_n , т.е.

$$\tau_n = f(d, s, h, \lambda, t_m, t_n) \quad (\text{VIII.2})$$

Среди этих шести переменных четыре изменяются в сравнительно узких пределах или могут быть заранее известны: диаметр труб (обычно D_y равен 15 и 20 мм), теплопроводность бетона, температура теплоносителя и помещения. Следовательно, для каждого диаметра труб при определенных λ , t_T и t_n температура поверхности отопительной панели зависит от шага и глубины заложения труб.

Наиболее высокая температура t_0 наблюдается непосредственно близ труб, наиболее низкая температура $\tau_{s/2}$ — посередине между трубами (на расстоянии $s/2$ от оси труб). Если эти температуры известны, то среднюю температуру поверхности бетонной отопительной панели можно определить по формуле:

$$\tau_n = \tau_{s/2} + k(\tau_0 - \tau_{s/2}) \quad (\text{VIII.3})$$

где: k — коэффициент, характеризующий изменение температуры поверхности между греющими трубами.

Коэффициент k зависит от шага s и глубины заложения h труб в бетоне. Для отопительных панелей с шагом труб до 250 мм и глубиной заложения до 40 мм $k = 0,45$, при шаге труб более 250 мм коэффициент k уменьшается до 0,33.

Для стеновых панелей допустима наиболее высокая температура поверхности. Средняя температура поверхности панелей на высоте 1 — 3,5 м не должна превышать 45°С, а низких панелей, расположенных в зоне до 1 м от уровня пола, 95°С.

Принимая допустимую температуру поверхности за расчетную, можно определить предварительную площадь отопительной панели F_n , м², по формуле

$$F = Q_n / \alpha_n (\tau_n - \tau_e) \quad (\text{VIII.4})$$

где: Q'_n — теплотери помещения, вычисленные обычным способом; t_B — расчетная температура воздуха при лучистом отоплении; α_n — коэффициент внешнего теплообмена, Среднее значение коэффициента α_n (в пределах практически возможного изменения температуры поверхности панели τ_n), Вт/(м·К) [ккал/(ч·м·°С)], составляет:

для потолочной панели.....	7,9 (6,8)
» напольной	99; (85)
» стеновой	11,6 (10,0)

Площадь панели, найденная по формуле (VIII.4), называется предварительной не только потому, что вычисляется на основании приблизительных величин, а также из-за того, что она обычно несколько отличается от окончательной, которая устанавливается в процессе конструирования панели с учетом конкретных условий ее размещения, подвода теплоносителя, типизации размеров и тому подобных ограничений. Предварительную площадь отопительной панели необходимо знать для проверки условий теплового комфорта в помещении и дальнейшего проектирования. Если в помещении должна обогреваться только часть пола или потолка, то для приблизительно одинакового облучения людей рекомендуется располагать отопительную панель в виде полосы по периметру помещения.

VIII.5. ТЕПЛООБМЕН В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ.

Обозначим общую площадь внутренней поверхности всех ограждений помещения F_o , тогда доля обогреваемой теплоносителем площади составит F_n / F_o , доля необогреваемой площади — $\{ F_o - F_n \} / F_o$. Отсюда средневзвешенная температура поверхности всех ограждений, включая отопительные панели:

$$\tau_{cp} = (F_n / F_o)\tau_n + \{(F_o - F_n) / F_o\}\tau_g \quad (\text{VIII.5})$$

где: τ_g - средняя температура внутренней поверхности не обогреваемых теплоносителем ограждений.

Теплообмен в помещении рассчитывают при установившемся состоянии, когда тепловые потоки от греющей панели в помещение и из помещения наружу считаются равными. При этом задаются температурой наружного t_n и внутреннего t_B воздуха, температурой помещения t_B , коэффициентами теплопередачи наружных ограждений.

Задачей расчета является нахождение средней температуры внутренней поверхности ограждений с учетом лучистого теплообмена между отопительной панелью и остальными поверхностями и конвективного теплообмена между воздухом и ограждениями. Зная эту температуру, можно проверить соблюдение теплового комфорта, уточнить теплотери помещения и тепловую мощность отопительной панели.

Сложная система уравнений теплового баланса для всех ограждений при практических расчетах приводится к одному уравнению, определяющему теплообмен между нагретой и остальными поверхностями помещения. Расчеты можно проводить с применением эквивалентного коэффициента теплопередачи k_3 условного ограждения площадью $F_a = F_o - F_n$ по формуле

$$k_3 F_a (\tau_g - t_n) = \alpha_n F_n (\tau_n - \tau_g) + \alpha_k F_n (\tau_n - t_n) \quad (\text{VIII.6})$$

где: α_n - коэффициент лучистого теплообмена; α_k - коэффициент конвективного теплообмена.

Для предварительных расчетов принимают коэффициент

теплообмена излучением $\alpha_n = 5,2 - 6,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [4,5 ч- 5,8 ккал/(ч·м²·°C)] и коэффициенты теплообмена конвекцией α_k для потолочной панели 2,3-2,9 (2,0—2,5); для стеновой панели 5,0-7,0 (4,3-6,0); для напольной панели 4,1-5,5 Вт/(м²·К) [3,5-4,7 ккал/ч·м²·°C]

Неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи k_3 , Вт/(м²·К) [ккал/(ч·м²·°C)], вычисляют по формуле

$$k_3 = 1 / \{ (1/k_g) - R_g \} \quad (\text{VIII.7})$$

где: R_g — сопротивление теплообмену на внутренней поверхности ограждения [см. формулу (11.13)]; при лучистом отоплении ориентировочно может быть принято $R_g = 0,107 \text{ К} \cdot \text{м}^2/\text{Вт}$ (0,125 °C·м²·ч/ккал).

Эквивалентный коэффициент теплопередачи k_3 вычисляют для помещения, геометрически равного данному, в котором все ограждения, не обогреваемые теплоносителем, условно заменены одним тепло-технически эквивалентным ограждением той же площади ($F_3 = F_o - F_n$).

Обозначив коэффициенты теплопередачи k и площади F отдельных реальных ограждений помещения (наружных стен, окон, внутренних стен, пола и потолка) соответствующими индексами («н. с», «ок» и т. д.), получим эквивалентный коэффициент теплопередачи условного ограждения:

$$k_3 = \{ \beta [(kF)_{n.c} + (kF)_{ок}] + n_1 (kF)_{oc} + n_2 (kF)_{nl} + n_3 (kF)_{nm} \} / F_3 \quad (\text{VIII.8})$$

где: β — коэффициент, учитывающий добавочные теплотери [см. формулу (11.5)] n_1, n_2, n_3 — коэффициенты, учитывающие уменьшение расчетной разности температуры для внутренних ограждений.

Левая часть уравнения (VIII.6) выражает тепловой поток от внутренней поверхности условного ограждения в наружный воздух, т. е. теплотери помещения

$$Q_{огр} = k_3 F_a (\varphi_B - t_n) \quad (\text{VIII.9})$$

В правой части уравнения (VIII.6) первое слагаемое определяет полный (при $\Sigma \varphi_{n-в} = 1,0$) лучистый поток от греющей панели ил поверхность ограждений, второе учитывает конвективный теплообмен

панели с воздухом помещения.

VIII.6. РАСЧЕТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ

Каждая отопительная панель передает теплоту во всей своей внешней поверхности. Однако принято называть, подчеркивая величину основного теплового потока, панели приставные и встроенные в наружные ограждения панелями с *односторонней теплоотдачей*, панели, заменяющие внутренние ограждения (перекрытия, перегородки) или имеющие конвективный канал, панелями с *двусторонней теплоотдачей*.

Фактически для любой отопительной панели рассчитывают теплопередачу в обе стороны. Для панели с односторонней теплоотдачей общая теплопередача складывается из теплового потока с лицевой поверхности, направленного в отапливаемое помещение — лицевой теплоотдачи $Q_{лиц}$ и тыльного теплотокота направленного наружу, тыльной теплоотдачи $Q_{тыл}$ (рис.VIII.9):

$$Q_n = Q_{лиц} + Q_{тыл} \quad (VIII.10)$$

Для панели с двусторонней теплоотдачей второе слагаемое в уравнении (IX. 10) выражает теплопередачу в соседнее помещение или в конвективный канал.

Например, для напольно-потолочной панели

$$Q_n = Q_{nl} + Q_{nm} \quad (VIII.11a)$$

Для перегородочной панели с симметричным расположением греющих элементов в бетоне (см рис.VIII.11) уравнение (VIII.10) принимает вид:

$$Q_n = 2Q_{лиц} \quad (VIII.11б)$$

при теплопередаче в конвективный канал

$$Q_n = 1.7Q_{лиц} \quad (VIII.11в)$$

Лицевая теплоотдача бетонной отопительной панели складывается из теплопередачи отдельных греющих труб, по-разному

расположенных в панели. На рис. VIII. 1 показано различие в положении труб, отражающееся на их теплопередаче: трубы названы средними, крайними и одиночными. Наиболее интенсивно передают тепло одиночные трубы, теплопередача крайних и особенно средних труб тормозится взаимным прогреванием бетонного массива соседними трубами.

Если известна теплопередача 1 м трубы, то лицевая теплоотдача отопительной панели составит

$$Q_{лиц} = q_{cp}l_{cp} + q_{кр}l_{кр} + q_{од}l_{од} \quad (VIII.12)$$

где: q_{cp} , $q_{кр}$, $q_{од}$ — теплопередача 1 м средних, крайних и одиночных труб в бетонном массиве; l_{cp} , $l_{кр}$, $l_{од}$ — длина соответствующих труб в панели.

Лицевую теплоотдачу 1 м трубы $q_{лиц}$, Вт/м [ккал/(ч м)], определяют с учетом термического сопротивления отдельных слоев в конструкции панели, отделяющих теплоноситель от температурой t_T от помещения:

$$q_{лиц} = (t_m - t_n) / R_{лиц} \quad (VIII.13)$$

где: t_n — температура помещения; $R_{лиц} = R_B + R_{CT} - R_M + \Sigma R_t + R_n$ — общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя в помещение.

В формуле (VIII.13) все сопротивления — теплообмену у внутренней поверхности трубы R_B , стенки трубы R_{CT} , массива бетона R_M , добавочных слоев R_t и теплообмену у внешней поверхности панели R_n — относятся к 1 м трубы. Поэтому при их определении учитывают площадь поверхности теплообмена на длине 1 м, а результат выражают в $K \cdot м / Вт$ ($^{\circ}C \cdot м \cdot ч / ккал$).

Сопротивление теплообмену на внутренней поверхности 1 м трубы составляет

$$R_g = 1 / (\alpha_g F_g) \quad (VIII.14)$$

где: F_B — площадь внутренней поверхности теплообмена 1 м трубы.

При внутреннем диаметре трубы d_B для панелей с односторонней теплоотдачей $F_B = \pi d_B$, с двусторонней — $F_B = 0,5\pi d_B$, m^2/m .

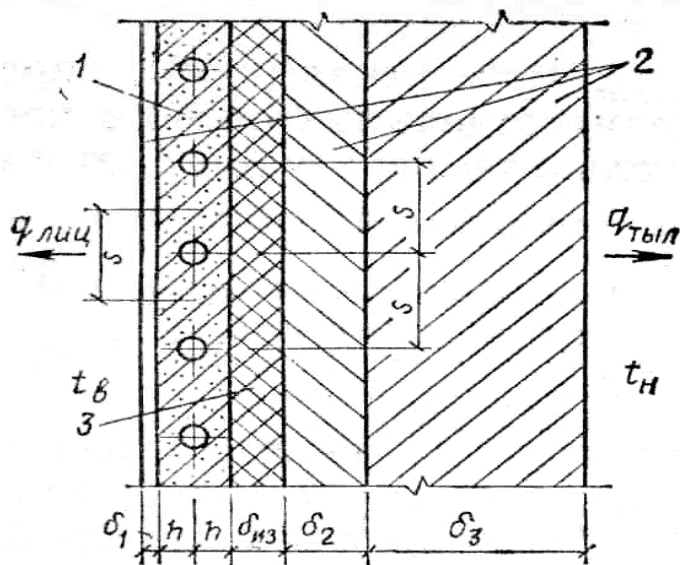


Рис VIII.9 Разрез наружного ограждения с совмещенной бетонной отопительной панелью;

1- отопительная панель с односторонней теплоотдачей; 2- слои ограждения; 3- тепловая изоляция

Термическое сопротивление стенки 1 м трубы

$$R_{ст} = \delta_{ст} / \lambda_m F_{ст} \quad (VIII.15)$$

где: $\delta_{ст}$ — толщина стенки трубы; $F_{ст}$ — площадь стенки 1 м трубы; при наружном диаметре трубы d_H для панелей с односторонней теплоотдачей $F_{ст} = 0,5\pi(d_B + d_H)$, с двусторонней — $F_{ст} = 0,25\pi(d_B + d_H)$, m^2/m

Термическое сопротивление массива бетона:

$$R_m = R_m / \lambda_m \quad (VIII.16)$$

Это сопротивление зависит от положения греющих труб в бетоне причем λ_m — действительное значение теплопроводности массива бетона.

Термическое сопротивление добавочных слоев панели (на рис. VIII.9) изображен один добавочный слой толщиной δ_j):

$$\sum R_i = 1/s \left[\sum (\delta_i / \lambda_i) \right] \quad (VIII.17)$$

где: s — площадь внешней поверхности, приходящаяся на 1 м трубы (см. рис. VIII.9), m^2/m .

Наконец, сопротивление теплообмену на внешней поверхности панели

$$R_n = 1/(\alpha_n s) \quad (VIII.18)$$

где: α_n — коэффициент внешнего теплообмена, определяемый по формуле (VIII.14).

Для одиночных греющих труб в бетоне считают, что теплоотдающая поверхность составляет полосу шириной 0,4 м. Тыльная теплоотдача бетонной отопительной панели в наружный воздух, так же как и лицевая теплоотдача, складывается из теплопередачи отдельных греющих труб, т. е. определяется по формуле (IX. 12). Тыльную теплоотдачу для 1 м трубы $q_{тыл}$, Вт/м [ккал/(ч м)], находят с учетом термических сопротивлений не только слоев отопительной панели, но и слоев конструкции наружного ограждения, отделяющих панель от наружного воздуха, по формуле

$$q_{тыл} = (t_m - t_n) / (R_{тыл} + R_{из}) \quad (VIII.19)$$

где: t_n - расчетная температура наружного воздуха; $R_{тыл} = R_B + R_{ст} + R_M + \sum R_i + R_n$ — общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя в наружный воздух, отнесенное к 1 м трубы; $R_{из}$ — термическое сопротивление дополнительного слоя тепловой изоляции для уменьшения теплотерь через наружное ограждение (см. рис. VIII.9).

Глава IX. РАСЧЕТ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ОТОПЛЕНИЯ

IX.1. МЕСТНОЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Принципиальные схемы системы местного воздушного отопления даны на рис. IX.1. Система с полной рециркуляцией воздуха может быть бесканальной (рис. IX.1, а) и канальной (рис. IX.1, б). При бесканальной системе воздух нагревается в калорифере и перемещается и вентилятором. Наличие канала для горячего воздуха вызывает естественную циркуляцию воздуха через помещение и калорифер.

Для местного воздушного отопления помещения одновременно с его вентиляцией используют две другие схемы, изображенные на рис IX.1. По схеме с частичной рециркуляцией внутреннего воздуха (рис. IX.1, в) помещение обогревается всем поступающим в него воздухом, а вентилируется только той его частью, которая забирается снаружи; по прямоточной схеме (рис. IX.1, г) наружный воздух в количестве, необходимом для вентиляции помещения, нагревается до требуемой для отопления температуры.

Массовое количество воздуха $G_{от}$ кг/с, подаваемого только с целью отопления помещения с теплотерями Q_n :

$$G_{om} = \frac{Q_n}{c(t_2 - t_6)} \quad (IX.1)$$

где: c - удельная теплоемкость воздуха, равная $1005 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) [0,24 \text{ ккал}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})]$;

t_r и t_n - температура горячего воздуха и воздуха помещения ($t_b = t_{p.з}$ по ГОСТ

12.1.005-76), $^\circ\text{C}$.

Для воздушного отопления помещений с постоянным или длительным (более 2 ч) пребыванием людей воздух можно нагревать до 70°C , если он свободно выпускается в верхнюю зону (выше 4 м от пола при горизонтальных или наклонных струях и 6 м при струях, направленных вертикально вниз). Температура воздуха, подаваемого в рабочую или обслуживаемую зону на расстоянии более 2 м от рабочих мест, не должна превышать 45°C . Если человек подвергается длительному непосредственному влиянию струи нагретого воздуха,

температуру этого воздуха рекомендуется понижать до 25°C .

Если количество воздуха для отопления оказывается равным или превышает количество воздуха для вентиляции ($G_{от} \geq G_{вент}$), то сохраняют количество и температуру отопительного воздуха, а систему выбирают прямоточной или с частичной рециркуляцией. Если же количество вентиляционного воздуха превышает расчетное количество воздуха для отопления ($G_{вент} > G_{от}$), то принимают количество воздуха для вентиляции, систему делают прямоточной, а температуру подаваемого воздуха вычисляют по формуле

$$t_2 = t_6 + \frac{Q_n}{cG_{вент}} \quad (IX.2)$$

После уточнения воздухообмена определяют расход теплоты на нагревание воздуха по формулам:

для рециркуляционной системы воздушного отопления

$$Q = G_{от} c(t_r - t_b) \quad (IX.3)$$

для частично рециркуляционной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = c [G_{от} (t_r - t_b) + G_{вент} (t_b - t_n)] \quad (IX.4)$$

для прямоточной отопительно-вентиляционной системы

$$Q = G_{вент} c (t_r - t_n) \quad (IX.5)$$

где: t_n - расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления.

В формуле (IX.4) количество рециркуляционного воздуха $G_p = G_{от} - G_{вент}$, так как $G_{от}$ выражает количество смешанного воздуха, нагретого до t_r с целью отопления.

Пример IX. 1. Определим часовое количество воздуха, подаваемого в рабочую зону, для поддержания в помещении температуры 20°C , если его теплотерии составляют 2000 Вт (1720 ккал/ч). Количество подаваемого воздуха при $t_r = 45^\circ\text{C}$ по формуле (IX.1)

$$G = \frac{2000 \cdot 3600}{1005(45 - 20)} = \frac{2000}{0.278 \cdot 25} = 287 \text{ кг/ч} \quad \text{или} \quad \frac{287}{1.11} = 258 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

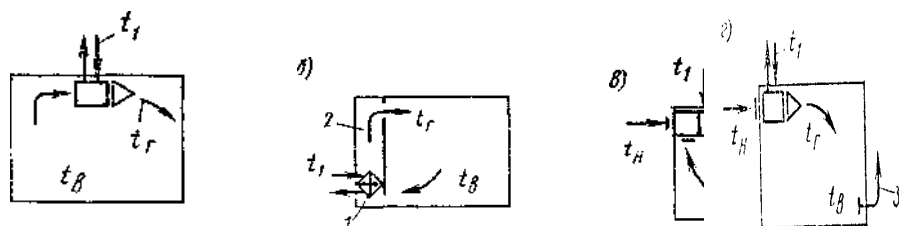


Рис. IX.1. Принципиальные схемы системы местного воздушного отопления.

а, б - полностью рециркуляционные; в - частично рециркуляционная; г - прямоточная; 1 - теплообменник – калорифер; 2 - капал горячего воздуха; 3 - канал вытяжной вентиляции.

Пример IX.2. Вычислим часовой расход теплоты на нагревание воздуха по условиям примера IX.1, если объем наружного воздуха, подаваемого для вентиляции помещения, $L_{\text{вент}} = 100 \text{ м}^3/\text{ч}$. Температура наружного воздуха $t_{\text{н}} = -15^\circ \text{C}$.

Расход теплоты в частично рециркуляционной отопительно - вентиляционной системе по формуле (IX.4)

$$Q = 1005 [287(45 - 20) + 100 \cdot 1,205 (20 + 15)] 10^{-3} = 11450 \text{ кДж/ч} (2732 \text{ ккал/ч}).$$

Объем рециркуляционного воздуха составляет

$$L_{\text{н}} - L_{\text{вент}} - (287 : 1,205) - 100 = 138 \text{ м}^3/\text{ч};$$

дополнительный, сверх теплопотерь помещения, расход теплоты $11450 - 2000 \times 3,6 = 4250 \text{ кДж/ч} (1012 \text{ ккал/ч}).$

Прямоточная отопительно-вентиляционная система неприменима, так как температура горячего воздуха в этом случае превысит допустимую даже при подаче воздуха в верхнюю зону. В самом деле по формуле (IX.2)

$$t = 20 + \frac{2000 \cdot 3600}{1005 \cdot 100 \cdot 1.205} = 20 + 60 = 80^\circ \text{C} > 70^\circ \text{C}$$

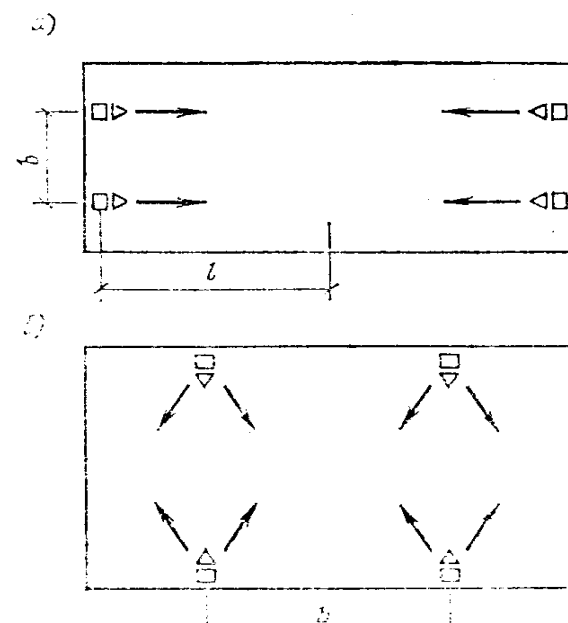


Рис. IX.2. Схема расположения отопительных агрегатов: компактные (а), верной (б)

Местное воздушное отопление предусматривают в производственных, гражданских и сельскохозяйственных зданиях: в рабочее время при отсутствии центральной системы приточной вентиляции, причем система отопления может быть чисто отопительной и совмещенной с местной приточной вентиляцией; в нерабочее время при отсутствии, невозможности или экономической нецелесообразности использования для отопления имеющейся системы приточной вентиляции. В промышленных зданиях местное воздушное отопление предусматривают в помещениях с производствами категорий Г и Д, технологический процесс в которых не сопровождается выделением пыли и вредных веществ, возгоняющихся при соприкосновении с нагретыми поверхностями.

Для местного воздушного отопления применяют: рециркуляционные отопительные агрегаты с механическим побуждением движения воздуха (см. рис. IX.1, а); отопительно-вентиляционные агрегаты с частичной рециркуляцией воздуха и прямоточные, также с механическим побуждением движения воздуха (см. рис. IX.1, в, з); рециркуляционные воздухонагреватели с естественным движением воздуха (см. рис. IX.1, б). При использовании отопительных агрегатов нагретый воздух может подаваться сверху наклонными струями в направлении рабочей зоны (наклонная подача) и горизонтальными струями выше рабочей зоны (сосредоточенная подача).

Для отопления помещений следует устанавливать не менее двух агрегатов (рис. IX.2). Тепловую мощность выбираемого типа агрегата принимают равной теплотерям ячейки помещения, обслуживаемой одним агрегатом:

$$Q_i = \beta_i q V_1 (t_{p,3} - t_H) \quad (IX.6)$$

где: β_i — поправочный коэффициент, принимаемый равным 1,1 при наклонной подаче и 1,25 при сосредоточенной подаче (для агрегатов СТД-300 м $\beta_i = 1,1$ во всех случаях);

q — удельная тепловая характеристика помещения (см. п. III.5); $V_1 = blh_n$ — объем обслуживаемой ячейки помещения, имеющего высоту h_n ; b и l — ширина и длина зоны эффективного обслуживания одним агрегатом: при наклонной подаче длина $l = 1,58 h_n$, ширина $b = l$ (допустимо принимать ширину в пределах от $0,5 l$ до $2 l$); при сосредоточенной подаче длина $l \leq 0,7 m \sqrt{bh_n}$, ширина $b \leq 3h_n$, (см. рис. IX.2);

m — аэродинамическая характеристика струи, выражающая интенсивность уменьшения скорости движения воздуха в струе ($m = 4,5$ при обычной регулирующей решетке, установленной в выходном патрубке агрегата).

При наклонной подаче наибольшая дальность струи нагретого воздуха достигается в том случае, если выпускать воздух вниз под углом 35° к горизонту на высоте h , м, над уровнем пола помещения (по материалам ЦНИИ промзданий).

$$h = 1 + h_{p,3} + 0,3h_n \quad (IX.7)$$

где: $h_{p,3}$ и h_n — высота соответственно рабочей зоны и помещения, м.

При истечении воздуха через регулирующую решетку агрегата ($m = 4,5$) образуется так называемая компактная струя. Воздушная струя превращается в неполную веерную в том случае, когда регулирующую решетку дополняют рассеивающей ($m = 1,8$).

Наибольшая скорость движения и наивысшая температура воздуха наблюдаются на верхней границе рабочей зоны на расстоянии $x = 0,635h_n$ от отопительного агрегата, из которого подается наклонная компактная воздушная струя. Скорость движения воздуха $v_{p,3}$, м/с, на верхней границе рабочей зоны при аэродинамической характеристике струи $m = 4,5$ в помещениях высотой от 9 до 15 м может быть найдена по формуле

$$v_{p,3} = k_h v_0 \sqrt{F_0} \quad (IX.8)$$

где: k_h , — экспериментальный коэффициент, зависящий от высоты помещения; при $h_n = 9$ м коэффициент $k_h = 0,11$; при 12 м - $k_h = 0,18$; при 15 м - $k_h = 0,22$; v_0 — начальная скорость движения воздуха при выходе из агрегата, м/с; F_0 — площадь регулирующей решетки агрегата, м².

Для аналогичных помещений избыточная температура воздуха $\Delta t_{p,3}$, °С, на верхней границе рабочей зоны при понижении температуры струи, выраженном тепловой характеристикой струи $n = 3,8$, составит

$$\Delta t_{p,3} = 0,26 \Delta t_0 \sqrt{F_0} \quad (IX.9)$$

где: $\Delta t_0 = t_i - t_{p,3}$ — начальная избыточная температура нагретого воздуха, °С.

Скорость движения воздуха и температуру его в рабочей зоне проверяют по формулам (IX.8) и (IX.9) после выбора типа отопительного агрегата. Полученные по этим формулам скорость и температуру сопоставляют с нормативными значениями, имея в виду что по ГОСТ 12.1.005 — 76 (см. табл. 11.1) $\Delta t_{p,3}$ допустима до 6°C , а вне постоянных рабочих мест до 11°C .

Если при наклонной подаче нормативные параметры воздушной среды в рабочей зоне не обеспечиваются, то применяют сосредоточен

ную подачу нагретого воздуха. Отопительные агрегаты для сосредоточенной подачи устанавливают в средней по высоте помещения зоне, причем минимально допустимую высоту над уровнем пола определяют по формуле

$$h = h_{p.з} + 0,3\sqrt{bh_n} \quad (\text{IX.10})$$

Отопительные агрегаты для сосредоточенной подачи воздуха размещают в плане помещения, как и для наклонной подачи (см. рис. IX.2), причем при неполных веерных струях агрегаты могут отстоять друг от друга на расстоянии до $10 h_n$.

Начальные характерные параметры воздушной струи, т. е. условия истечения нагретого воздуха из агрегата, можно выразить линейным размером H , м, названным геометрической характеристикой воздушной струи (воздушного фонтана).

Если при выпуске воздуха через регулируемую решетку агрегата создается компактная неастиляющаяся струя ($m = 4,5$; $n = 3,8$), то геометрическая характеристика компактной струи составляет:

$$H = 12,58v_0 F_0^{0,25} / \Delta t_0^{0,5} \quad (\text{IX.11})$$

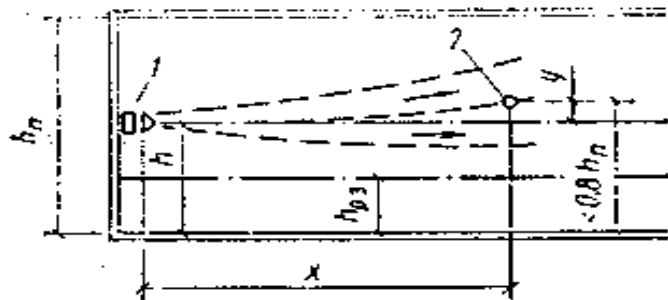


Рис. IX.3. Схема развития по высоте нагретой свободной струи при сосредоточенной подаче воздуха в помещении;
1 — отопительный агрегат; 2 — точка оси струи в «критическом» сечении.

Если при выпуске воздуха через рассеивающую решетку агрегата образуется веерная неастиляющаяся струя ($\tau = 1,8$; $\pi = 1,2$), то геометрическая характеристика неполной веерной струи имеет вид:

$$H = 8,96v_0 F_0^{0,25} / \Delta t_0^{0,5} \quad (\text{IX.12})$$

где: v_0 — начальная скорость движения воздуха, м/с; F_0 — площадь воздуховыпускного отверстия, м^2 ; Δt_0 — избыточная температура нагретого воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

В рабочей зоне помещения под приточной струей возникает обратный поток воздуха. В том месте, где расширяющаяся воздушная струя наиболее близко подходит своей нижней границей к рабочей зоне, обратный поток движется с максимальной скоростью. Нагретую струю следует рассчитать так, чтобы максимальные скорость движения и температура обратного потока, определяемые по приводимым ниже формулам, не превышали нормативов. Скорость $v_{обр}$, м/с, обратного потока

$$v_{обр} = kv_0 (F_0 / bh_n)^{0,5} \quad (\text{IX.13})$$

где: $k = 0,65 — 1,30$ (по табл. 8) или по формуле $k = 1,34 — 0,04N$, N — число отопительных агрегатов в ряду).

Избыточная температура $\Delta t_{обр}$, $^{\circ}\text{C}$, обратного потока

$$\Delta t_{обр} = 1,4\Delta t_0 (F_0 / bh_n)^{0,5} \quad (\text{IX.14})$$

Полученные значения, как и при наклонной подаче, проверяют по нормам, причем при сосредоточенной подаче, согласно ГОСТ 12.1.005—76, допускается повышение скорости движения воздуха до 0,7 м/с на постоянных рабочих местах при одновременном повышении температуры воздуха на 2°C .

Горизонтальная воздушная струя, не астиляющаяся на поверхность ограждений при выпуске ее в среднюю зону по высоте помещений, на определенном расстоянии от места подачи развивается свободно. До поперечного сечения, называемого «критическим», такую струю считают свободной. Далее на развитие струи влияют ограждения помещения, и струю называют стесненной.

В горизонтальной нагретой воздушной струе действует архимедова сила, вызывающая ее подъем. Высота подъема оси свободно и воздушной струи, обозначенная y (рис. IX.3), связана с горизонтальным расстоянием x от отопительного агрегата и с геометрической характеристикой струи H зависимостью.

$$y = x^3 / 3H^2 \quad (\text{IX.15})$$

При подъеме нагретого воздуха перегревается верхняя зона, вследствие чего увеличиваются теплотери через покрытие помещения и переохлаждается рабочая зона. Температура воздуха по высоте помещения становится более ровной, если увеличить начальную скорость движения нагретой струи (или уменьшить избыточную температуру до $10\text{—}15^\circ\text{C}$).

Необходимую начальную скорость движения компактной воздушной струи, выпускаемой из отопительного агрегата, можно определить по формулам (IX.11) и (IX.15) при ограничении высоты подъема оси струи над местом ее подачи величиной $y = 0,15 h_n$:

$$v_0 = 0.065(\Delta t_0)^{0.5} (b^3 h_n / F_0)^{0.25} \quad (\text{IX.16})$$

Аналогично получают формулу для начальной скорости движения неполной веерной воздушной струи

$$v_0 = 0.023(\Delta t_0)^{0.5} (b^3 h_n / F_0)^{0.25} \quad (\text{IX.17})$$

Равномерность температуры воздуха по площади и высоте связана с кратностью воздухообмена в помещении объемом V_n , м^3 :

$$k = L_n / V_n, \quad (\text{IX.18})$$

где: L_n — воздухообмен в помещении, $\text{м}^3/\text{ч}$,

С увеличением кратности воздухообмена от 1 до 3 температура воздуха по высоте помещения распределяется равномернее, дальнейшее же увеличение кратности воздухообмена практически не влияет на температуру воздуха в верхней зоне. При соблюдении описанных выше

условий в отношении скорости, высоты выпуска и кратности воздухообмена сосредоточенная подача нагретого воздуха вызывает изменение температуры воздуха всего на $0,1\text{—}0,15^\circ\text{C}$ на 1 м высоты, и температура воздуха в верхней зоне высоких цехов отличается от температуры в рабочей зоне не более чем на 3°C .

Наиболее выгодную кратность воздухообмена в помещении по наименьшему расходу электроэнергии в отопительных агрегатах находят при компактной воздушной струе по формуле:

$$ke = \frac{300v_{обр}^2}{l} \quad (\text{IX.19})$$

где: l — длина, обслуживаемой агрегатом ячейки помещения, м; $v_{обр}$ — максимальная скорость обратного потока, м/с.

Если кратность воздухообмена выбрана по формуле (IX.19), то температуру нагретого воздуха t_r , $^\circ\text{C}$, подаваемого отопительными агрегатами, вычисляют по преобразованной формуле (IX.2):

$$t_r = t_B + \frac{\beta_l Q_{II}}{c \rho_B k l V_{II}} \quad (\text{IX.20})$$

где: β_l — см, формулу (I.X.6),

Эта температура не должна превышать температуры горячего воздуха, предельно допустимой для компактной воздушной струи при заданной циркуляции воздуха в помещении, определяемой по формуле

$$t_{доп} = t_B + 76 \frac{v_8 F_8}{bh_{II}} \quad (\text{IX.21})$$

Пример I.X.3. Требуется рассчитать систему воздушного отопления агрегатами с сосредоточенной подачей воздуха в цехе длиной 70, шириной 50 и высотой 10 м, тепловой мощностью 764 кВт (657 тыс. ккал/ч) при $t_B = 15^\circ\text{C}$ и $v_{норм} = 0,4$ м/с.

Принимаем подачу воздуха шестью отопительными агрегатами с параллельным направлением компактных воздушных струй по схеме, изображенной на рис. I.X.2, а. Тогда тепловая мощность одного агрегата должна составить [см. формулу (IX.6)];

$$Q_1 = (1,25 \cdot 764) : 6 = 159 \text{ кВт} (137 \text{ тыс. ккал/ч}).$$

Выбираем шесть подвесных отопительных агрегатов типа АПВ-140, рассчитанных на подачу по $13\,900 \text{ м}^3/\text{ч}$ воздуха со скоростью $v_0 = 6,1 \text{ м/с}$ ($F_0 = 0,63 \text{ м}^2$) при избыточной температуре $\Delta t_0 = 34,8^\circ \text{ С}$.

Проверяем принятую длину зоны обслуживания агрегатом ($l = 25 \text{ м}$) при ее ширине $b = 70 : 3 = 23 \text{ м}$. Длина должна быть не более $0,7 \text{ м} \sqrt{bh/l} = 0,7 \cdot 4,5 \sqrt{23 \cdot 10} = 48 \text{ м}$, что выполняется.

Определяем кратность воздухообмена в цехе по формуле (IX.18)

$$k = (13\,900 \cdot 6) : (70 \cdot 50 \cdot 10) = 2,4.$$

Кратность воздухообмена близка к наиболее выгодной, вычисляем по формуле (IX.19):

$$k' = 300 \cdot 0,4^2 : 25 \approx 2.$$

Находим максимальную скорость движения воздуха в рабочей зоне по формуле (IX.13) при $k = 1,34 - (0,04 \cdot 3) = 1,22$;

$$v_{\text{обр}} = 1,22 \cdot 6,1 \sqrt{0,63 : (23 \cdot 10)} = 0,39 \text{ м/с},$$

что соответствует заданной нормативной скорости.

Определяем максимальное повышение температуры обратного потока в рабочей зоне по формуле (IX.14)

$$\Delta t_{\text{обр}} = 1,4 \cdot 34,8 \sqrt{0,63 : (23 \cdot 10)} = 0,25^\circ \text{ С},$$

что допустимо ($< 6^\circ \text{ С}$).

Высота установки агрегатов в цехе по формуле (IX.10)

$$h = 2 + 0,3 \sqrt{23 \cdot 10} = 6,5 \text{ м}.$$

Начальную скорость компактной воздушной струи для получения необходимой ее траектории получаем по формуле (IX.16)

$$v_0 = 0,065 \sqrt{34,8} \cdot [(23^3 \cdot 10) : 0,63]^{0,25} = 8 \text{ м/с} (> 6,1 \text{ м/с})$$

В связи с тем, что наклонную подачу нагретого воздуха применить нельзя, так как при этом скорость движения воздуха в рабочей зоне $v_{p,3} = 0,14 \cdot 6,1 \sqrt{0,63} = 0,68 \text{ м/с}$ [по формуле (IX.8)] превысит нормативную ($0,4 \text{ м/с}$), принимаем установку агрегатов на высоте $4,4 \text{ м}$, рекомендуемом для данного типа агрегатов.

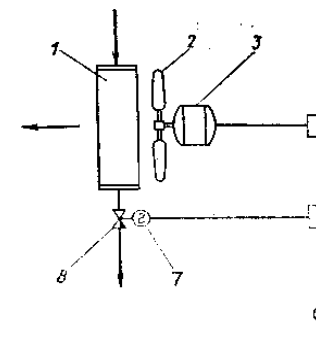


Рис. IX.4. Принципиальная схема автоматизации воздушного отопительного агрегата.

- 1 — калорифер; 2 — вентилятор;
3 — электродвигатель; 4 — магнитный пускатель;
5 — промежуточное реле; 6 — датчик температуры;
7 — исполнительный механизм; 8 — регулирующий орган.

Управление воздушным отоплением крупных помещений автоматизируется. Принципиальная схема автоматизации работы отопительного агрегата дана на рис. IX.4. Для регулирования применяют датчики двухпозиционного действия, что обеспечивает точность поддержания температуры воздуха в помещениях $\pm 1,5^\circ \text{ С}$.

IX.2. РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Рециркуляционный воздухонагреватель по способу отопления помещения, связанному с интенсивной циркуляцией воздуха при сосредоточенном его нагревании водой, считают прибором местного водовоздушного отопления.

Рециркуляционные воздухонагреватели по тепловой мощности занимают промежуточное место между обычными отопительными приборами водяного и парового отопления и отопительными агрегатами воздушного отопления: мощность составляет от 5 до 20—25 кВт (до

20-103 ккал/ч). Применяют их в жилых, общественных, вспомогательных и небольших промышленных зданиях (рис. IX.5) для отопления лестничных клеток многоэтажных зданий, для отопления отдельных помещений, не имеющих постоянных рабочих месту наружных ограждений и периодически используемых.

В лестничной клетке, отапливаемой рециркуляционным воздухонагревателем, размещаемым близ наружной входной двери (рис. IX.5, а), обеспечивается более ровная температура воздуха, чем при водяном отоплении несколькими отопительными приборами.

В общественных и вспомогательных помещениях (вестибюлях, холлах, торговых залах, складах и т. п.), имеющих значительную площадь при ограниченной высоте и сообщающихся с наружным воздухом, рециркуляционные воздухонагреватели устанавливают при входах (рис. IX.5, б).

Рециркуляционные воздухонагреватели применяют также для дежурного отопления периодически используемых помещений, окруженных по периметру постоянно отапливаемой частью здания и охлаждающихся в основном через покрытие (рис. IX.5, в). К таким помещениям относятся зрительные залы театров, концертные и другие залы, а также цехи.

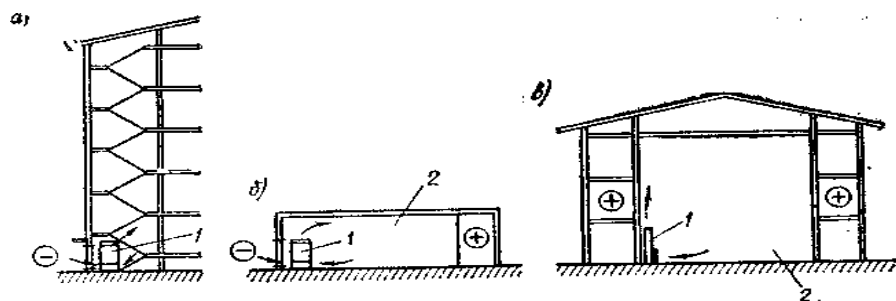


Рис. IX.5. Схемы установки рециркуляционных воздухонагревателей для отопления лестничной клетки многоэтажного здания (а), низкого помещения (б) и высокого помещения (в) 1 - воздухонагреватель; 2 — обогреваемое помещение

Рециркуляционный воздухонагреватель состоит из двух элементов — нагревателя и канала (рис. IX.6). Нагреватель делают из стандартных отопительных приборов — ребристых труб, радиаторов или

калориферов. Ребристые трубы и радиаторы используют для нагревателей меньшей мощности (до 8 кВт), калориферы — для получения более мощных нагревателей. При равной площади, занимаемой в помещении, тепловая мощность рециркуляционных нагревателей с калориферами в 6—6,5 раз больше их тепловой мощности с нагревателями из ребристых труб и радиаторов. Калориферы выбирают пластинчатого типа для уменьшения аэродинамического сопротивления и многоходовые для увеличения скорости движения теплоносителя.

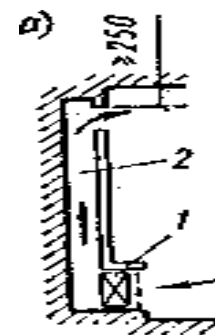


Рис. IX.6. Рециркуляционный воздухонагреватель со встроенным каналом (а)

1 - нагреватель; 2 — канал нагретого воздуха;

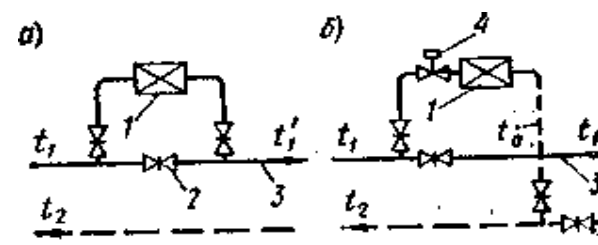


Рис. IX.7. Последовательная (а) и параллельная (б) схемы присоединения воздухонагревателя к теплопроводам

1 - воздухонагреватель; 2 — задвижка на обводной трубе (нормально закрыта); 3 - подающая магистраль основной системы отопления; 4 — регулятор расхода воды.

Канал высотой 1,5—И м делают встроенным во внутреннюю стену (рис. IX.б, а) или приставным из строительных материалов (рис. X.б, б) и металлическим (рис. IX.б, в).

Рециркуляционные воздухонагреватели при эксплуатации отличаются количественным саморегулированием, характерным для гравитационных систем водяного отопления. При изменении температуры греющей воды изменяются температура и количество циркулирующего воздуха, причем по мере похолодания усиливается теплопередача и возрастает кратность циркуляции воздуха в помещении. Это способствует улучшению прогревания помещения при низкой температуре наружного воздуха. Следует иметь в виду, что при отоплении рециркуляционными воздухонагревателями возможны (если не проведены необходимые расчеты) перегревание верхней зоны с возрастанием теплопотери через покрытие и недогревание рабочей зоны помещений.

Нагреватели присоединяют к теплопроводам систем отопления по двум различным схемам (рис. IX.7). Первая из схем представляет собой последовательное соединение (предвключение) «воздухонагревателя о основной системой отопления (рис. IX.7, а).

Все количество высокотемпературной воды, необходимое для основной системы отопления, предварительно пропускают через воздухонагреватель (задвижка 2 закрыта). Включение воздухонагревателя перед основной системой отопления позволяет при максимальном увеличении температурного напора и скорости движения воды сокращать его площадь. Схему используют для присоединения постоянно действующего нерегулируемого воздухонагревателя.

Температура воды, выходящей из предвключенного нагревателя:

$$t_1' = t_1 - \frac{Q_{p.n}}{cG_1} \quad (IX.22)$$

где: $Q_{p.n}$ - тепловая мощность рециркуляционного воздухонагревателя
 G_1 - расход, кг/ч, высокотемпературной воды на вводе в здание и в воздухонагреватель, определяемый по формуле

$$G_1 = \frac{Q_{p.n} + Q_c}{c(t_1 - t_2)} \quad (IX.23)$$

где: Q_c - тепловая мощность основной системы отопления.

По второй схеме автоматически управляемый воздухонагреватель соединяют с основной системой отопления параллельно (рис. IX.7,б). Регулирование и полное выключение воздухонагревателя при этом не отражаются на действии основной системы отопления, по площадь нагревателя возрастает из-за уменьшения температурного напора и скорости движения воды.

Расчет рециркуляционного воздухонагревателя заключается в выборе размеров канала и площади нагревателя, достаточных для передачи необходимого количества теплоты и создания усиленной циркуляции воздуха в помещении (не менее однократной).

Зная тепловую нагрузку, расход и температуру греющей воды и задаваясь размерами канала, можно найти температуру и скорость движения нагретого воздуха в канале.

Температура t_r , °C, нагретого воздуха в канале глубиной b_k при расчетной высоте h (см. рис. IX.6, б), определяется по формуле

$$t_2 = t_g + \left(\frac{0,9q_1}{c\rho b_k} \right)^{2/3} \left(\frac{\Sigma \zeta}{2gh\beta} \right)^{1/3} \quad (IX.24)$$

а скорость v_r , м/с, движения нагретого воздуха — по формуле

$$v_r = \left(\frac{0,9q_1}{c\rho b_k} \frac{2gh\beta}{\Sigma \zeta} \right)^{1/3} \quad (IX.25)$$

где: q_1 - тепловая мощность, Вт, приходящаяся на единицу длины нагревателя;

β - коэффициент объемного расширения воздуха (1/273);

$\Sigma \zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений в рециркуляционной воздухонагревателе по пути движения воздуха.

В процессе выбора площади теплоотдающей поверхности воздухонагревателя проводят аэродинамический расчет для уточнения расхода циркулирующего воздуха. Аэродинамический расчет основывается на равенстве естественного циркуляционного давления, возникающего при нагревании воздуха, аэродинамическому сопротивлению рецирку

ляционного нагревателя;

$$\Delta p_e = \Delta p_{p,v} \quad (\text{IX.26})$$

Естественное циркуляционное давление, создающее циркуляцию воздуха:

$$\Delta p_e = gh (\rho_v - \rho_r) \quad (\text{IX.27})$$

или

$$\Delta p_e = 3,6 \cdot 10^{-3} gh(t_2 - t_6) = 3,6 \cdot 10^{-3} npQ_{p,6} / cG_{om} \quad (\text{IX.28})$$

При этом считается, что в интервале температуры от 15 до 70 °С плотность воздуха уменьшается в среднем на 0,0036 кг/м³ при увеличении температуры на 1 °С.

Аэродинамическое сопротивление рециркуляционного воздухонагревателя складывается из сопротивления канала и, нагревателя:

$$\Delta p_{p,v} = \Delta p_k + \Delta p_n \quad (\text{IX.29})$$

Пренебрегая весьма малым сопротивлением, возникающим при трении о стенки канала воздуха, движущегося с низкой массовой скоростью [$\nu\rho = 1 \div 1,5$ кг/(с·м²)], сопротивление канала находят по формуле

$$\Delta p_k \approx \sum \zeta_n \frac{\rho \nu_k^2}{2} = \frac{\sum \zeta_n}{2\rho} \left(\frac{G_{om}}{3600F_k} \right)^2 \quad (\text{IX.30})$$

Сопротивление нагревателя описывается экспериментальной зависимостью

$$\Delta p_n = m g (\nu\rho)^p \quad (\text{IX.31})$$

где: m и p - эмпирические коэффициенты.

При использовании в качестве нагревателя, например, чугунного радиатора

$$\Delta p_n = 0,1g(\nu\rho)^{1,755} \quad (\text{IX.31a})$$

По приведенным уравнениям можно определить расход рециркуляционного воздуха $G_{от}$, предназначенного для отопления помещения. Можно также найти высоту канала h, если задаться температурой горячего воздуха и этим самым предопределить его расход.

Пример IX.4. Требуется рассчитать предвключенный рециркуляционный воздухонагреватель для поддержания в помещении объемом 630 м³ температуры $t_в = 18$ °С, если тепловые мощности нагревателя 15 кВт (12,9·10³ ккал/ч), основной системы отопления 225 кВт (193·10³ ккал/ч), температура теплоносителя воды $t_1=150$ °С, $t_2 = 70$ °С.

Расход греющей воды в воздухонагревателе по формуле (IX.23)

$$G_1 = \frac{(15 + 225)3600 \cdot 10^3}{4187(150 - 70)} = 2575 \text{ кг/ч.}$$

Температура воды, выходящий из воздухонагревателя, по формуле (IX.22)

$$t_1' = 150 - \frac{15 \cdot 3600 \cdot 10^3}{4187 \cdot 2575} = 150 - 5 = 145^\circ\text{C.}$$

Задаемся температурой горячего воздуха $t_r = 65$ °С и массовой скоростью воздуха в канале $\nu\rho = 1,5$ кг/(с·м²). Тогда количество воздуха для отопления помещения по формуле (IX.1)

$$G_{om} = \frac{15 \cdot 3600 \cdot 10^3}{1005(65 - 18)} = 1150 \text{ кг/ч.}$$

Кратность воздухообмена в помещении при этом

$$k = \frac{L_n}{V_n} = \frac{G_{om}}{\rho_6 V_n} = \frac{1150}{1,218 \cdot 630} = 1,5$$

т. е. является приемлемой для воздушного отопления.

Площадь поперечного сечения канала и живого сечения воздухонагревателя

$$F_k = F_n = \frac{G_{om}}{3600 \cdot \nu\rho} = \frac{1150}{3600 \cdot 630} = 0,213 \text{ м}^2$$

Выбираем многоходовой пластинчатый калорифер типа КМС-5 длиной 710 мм, имеющий площадь живого сечения по воздуху $F_n = 0,244 \text{ м}^2$. Тогда глубина вертикального канала при его ширине 710 мм, равной длине нагревателя будет равна:

$$b_k = \frac{F_k}{l_k} = \frac{0,213}{0,71} = 0,3 \text{ м}$$

Если сумма коэффициентов местных сопротивлений при входе и выходе воздуха из канала (с поворотом потока) $\sum \zeta_k = 0,6 + 1,3 = 1,9$, то сопротивление канала по формуле (IX.30) при $\rho_{cp} = 1,13 \text{ кг/м}^3$:

$$\Delta p_k \approx \frac{\sum \zeta_n}{2\rho} (\nu\rho)^2 = \frac{1,9}{2 \cdot 1,1} (1,5)^2 = 1,9 \text{ Па (0,19 кгс/м}^2)$$

Сопротивление воздухонагревателя по формуле (IX.31), выбранной для пластинчатого калорифера типа КМС:

$$\Delta p_n = 0,122 g (\nu\rho)^{1,76} = 0,122 \cdot 9,81 (1,3)^{1,76} = 1,9 \text{ Па (0,19 кгс/м}^2),$$

где: $\nu\rho = 1150 : (3600 \cdot 0,244) = 1,3 \text{ кг/(с.м}^2)$.

Расчетную высоту канала (вертикальное расстояние между серединами калорифера и воздуховыпускного отверстия) определяем из формулы (IX.28) при

$$\Delta p_e = \Delta p_{p,e} = 1,9 + 1,9 = 3,8 \text{ Па (0,38 кгс/м}^2)$$

$$h = \frac{3,8 \cdot 10^3}{3,6 \cdot 9,81 (65 - 18)} = 2,3 \text{ м}$$

165

Температуру горячего воздуха проверяем по формуле (IX.24) при глубине канала $b_k = 0,3 \text{ м}$ и расчетной высоте $i = 2,3 \text{ м}$, учитывая, что тепловая мощность нагревателя приходится на 0,71 м его длины

$$t_2 = 18 + \left(\frac{0,9 \cdot 15 \cdot 10^3}{1005 \cdot 1,044 \cdot 0,3 \cdot 0,71} \right)^{2/3} \left(\frac{4,4 \cdot 273}{2,0 \cdot 9,81 \cdot 2,3} \right)^{1/3} = 18 + 46 = 64^\circ \text{C}$$

Температура получилась достаточно близкой к первоначально принятому

влечению $t_r = 65^\circ \text{C}$. При расчете принята сумма коэффициентов местных сопротивлений рециркуляционного воздухонагревателя

$$\sum \zeta = \sum \zeta_k + \zeta_n = \sum \zeta_k + \frac{2\rho \cdot \Delta p_n}{(\nu\rho)^2} = 1,9 + \frac{2 \cdot 1,13 \cdot 1,9}{1,3^2} = 1,9 + 2,5 = 4,4$$

Скорость движения горячего воздуха в канале по формуле (IX.25)

$$\nu_2 = \left(\frac{0,9 \cdot 15 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 2,3}{1005 \cdot 1,13 \cdot 0,3 \cdot 4,4 \cdot 273 \cdot 0,71} \right)^{1/3} = 1,3 \text{ м/с}$$

что почти соответствует предварительно выбранной скорости. Наконец, можно убедиться, что калорифер КМС-5 имеет достаточную для нагревания воздуха площадь ($20,9 \text{ м}^2$).

Пример IX.5. Требуется рассчитать предвключенные рециркуляционные воздухонагреватели для отопления четырех лестничных клеток 5-этажного жилого здания, если теплотери здания, включая лестничные клетки, составляют 200 кВт (172 000 ккал/ч), отдельно одной лестничной клетки 6,5 кВт (5590 ккал/ч) температура воды $t_1 = 150^\circ \text{C}$, $t_2 = 70^\circ \text{C}$, $t_b = 16^\circ \text{C}$. Высота канала воздухонагревателя 1,5 м.

Расход высокотемпературной воды на вводе в здание по формуле (IX.23)

$$G_1 = \frac{200 \cdot 3600 \cdot 10^3}{4187(150 - 70)} = 2150 \text{ кг/ч.}$$

Выбираем попарно последовательное соединение теплопроводов

166

воздухонагревателей по схеме, приведенной на рис. X. 8. Тогда температура воды, выходящей из воздухонагревателей 2 и 3, по формуле (IX.22)

$$t'_1 = 150 - \frac{6,5 \cdot 3600 \cdot 10^3}{4187 \cdot 0,5 \cdot 2150} = 150 - 5,2 = 144,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

температура воды, выходящей из воздухонагревателей 1 и 4:

$$t''_1 = 150 - 5,2 \cdot 2 = 139,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Принимаем в качестве нагревателей круглые ребристые трубы, имеющие наружный диаметр 175 мм, диаметр канала для теплоносителя 70 мм. Скорость движения воды в канале ребристых труб

$$\omega = \frac{0,5 \cdot 2150 \cdot 4}{930 \cdot 3600 \cdot 3,14 \cdot 0,07^2} = 0,08 \text{ м/с}$$

Расчет проведем для воздухонагревателей 1 и 4 при пониженной температуре греющей воды. Задавая скорость движения воздуха в живом сечении ребристой трубы $v=1\text{ м/с}$, определим коэффициент теплопередачи [31] $k=10,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$, вычисляем необходимую площадь нагревательной поверхности ребристых труб:

$$F = \frac{Q_{PB}}{k \cdot \Delta t_{CP}} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{10,7(142,2 - 33)} = 5,6 \text{ м}^2$$

где: Δt_{CP} находим при $\Delta t_{CP,вз} = 0,5 (144,8 + 139,6) = 142,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{CP,вз} = 0,5 \cdot (50 + 16) = 33 \text{ } ^\circ\text{C}$, принимая температуру горячего воздуха $t_r = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Выбираем две ребристые трубы длиной 1,5 м для установки в два яруса общей площадью 6 м². Получаем площадь живого сечения нагревателя по воздуху $F_H = 0,15 \text{ м}^2$, воздушного канала $F_K = 0,18 \cdot 1,83 = 0,33 \text{ м}^2$ (ширина канала $b_K = 0,175 + 0,005 = 0,18 \text{ м}$, длина 1,83 м с учетом калача).

На основании равенства (X.26) напишем, используя выражения (X.28) и (X.30), уравнение для определения расхода циркулирующего воздуха в воздухонагревателе с ребристыми трубами:

$$0,0036gh \frac{Q_{P,B}}{cG_{OT}} = \left(\frac{\sum \zeta_K}{F_K^2} + \frac{\zeta_H}{F^2} \right) \frac{G_{OT}^2}{2\rho \cdot 3600^2} \quad (\text{IX.32})$$

где: ζ_n — коэффициент местного сопротивления нагревателя, определяемый для ребристых труб в зависимости от числа ярусов n по эмпирической формуле

$$\zeta_{P,T} = 2,3n - 1,5 \quad (\text{IX.33})$$

Подставляя в уравнение (IX.32) значения $\sum \zeta_K = 1 + 1,3 = 2,3$ и $\zeta_{p,t} = 2,3 \cdot 2 - 1,5 = 3,1$, а также другие известные величины, найдем $G_{OT} = 613 \text{ кг/ч}$. Воздухообмен в лестничной клетке при этом получается близким к двукратному.

Действительные значения скорости движения воздуха в живом сечении ребристой трубы

$$v = \frac{613}{1,15 \cdot 3600 \cdot 0,15} = 0,98 \text{ м/с}$$

и температуры горячего воздуха по формуле (IX.2)

$$t_T = 16 + \frac{6,5 \cdot 3600 \cdot 10^3}{1005 \cdot 613} = 16 + 38 = 54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Фактическая тепловая мощность воздухонагревателей 1 и 4 при уточненном значении коэффициента теплопередачи $k = 10,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

$$Q_{p,в} = 10,6 \cdot 6 [142,2 - 0,5 (16 + 54)] = 6818 \text{ Вт (5862 ккал/ч)},$$

т. е. больше заданной на 5%. Для воздухонагревателей 2 и 3 запас тепловой мощности составит 10%.

IX.3. ЦЕНТРАЛЬНОЕ ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Центральное воздушное отопление применяют в помещениях производственных, гражданских и сельскохозяйственных зданий, при

наличии центральной системы приточной вентиляции и осуществляют по трем основным схемам: с полной рециркуляцией (рис. IX.8, а), с частичной - рециркуляцией (рис. IX.8, б) и прямоточной (рис. IX.8, в). Для уменьшения расход теплоты в прямоточной схеме при сохранении ее основного преимущества — полноценной вентиляции помещений — используют рекуперативную схему (рис. IX.8, г) с дополнительным воздухо -воздушным теплообменником для некоторого нагревания наружного воздуха воздухом, удаляемым из помещений.

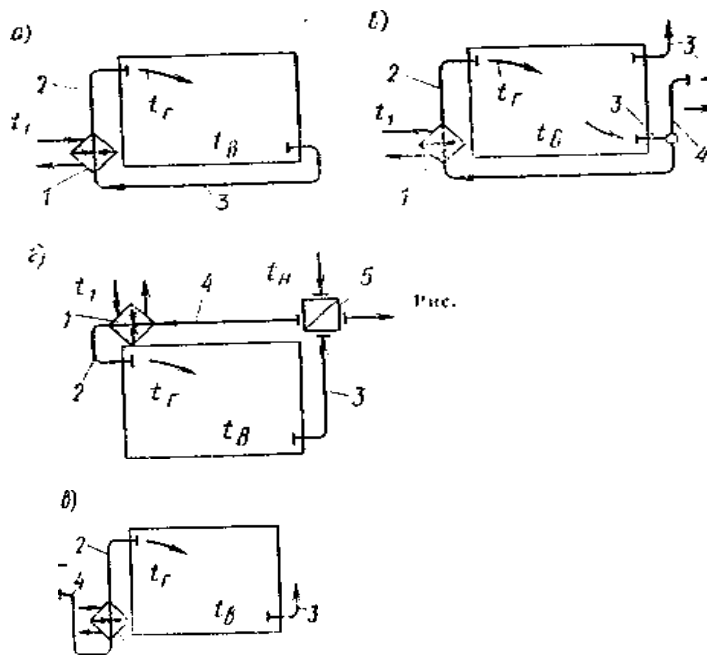


Рис. IX.8. Принципиальные схемы систем центрального вентиля-ционное отопления.

- а - полностью рециркуляционная;
 б - частично рециркуляционная;
 в - прямоточная; г - рекуперативная;
 1 - калорифер; 2 - канал горячего воздуха; 3 - канал внутреннего воздуха; 4 - канал наружного воздуха; 5 - воздухо - воздушный теплообменник.

Полную рециркуляцию воздуха используют для дежурного отопления в нерабочее время, если это не противоречит требованиям гигиены, пожаро и взрывобезопасности помещения; при этом воздух забирают из отапливаемого помещения.

В рабочее время центральное воздушное отопление подчиняют условиям вентилирования помещений. Приточный воздух нагревают до температуры, более высокой, чем температура помещения, в зависимости от недостатка теплоты, выявленного при сведении теплового баланса.

Места подачи нагретого воздуха и типы воздухораспределителей в помещении обычно выбирают по условиям вентиляции. Однако возможно изменение места подачи воздуха по условиям отопления.

Если воздух подается сосредоточенно в среднюю зону по высоте помещения, то получающиеся компактные и неполные веерные воздушные струи рассчитывают так же, как и при воздушном отоплении местными отопительными агрегатами. Такой способ распределения нагретого приточного воздуха распространен в производственных, вспомогательных и коммунальных (гаражи, прачечные) зданиях.

В помещениях гражданских зданий, сравнительно низких, чаще встречается подача воздуха вдоль ограждений, при которой получаются настильные струи. При выпуске в таких условиях нагретого воздуха из щелевидного отверстия образуется *плоская струя*, настилающаяся на поверхность наружного ограждения - стены, потолка или стекла светового проема (струя настилается, например, на потолок при выпуске воздуха на расстоянии от пола $h > 0.85h_n$).

При подаче воздуха из открытого щелевидного отверстия или из отверстия с параллельными направляющими лопатками геометрическая характеристика H , м, плоской настильной струи ($t_b = 20^\circ \text{C}$) имеет вид:

$$H = 18.9 v_0^{4/3} b_0^{1/3} / \Delta t_0^{2/3} \quad (\text{IX.34})$$

Расчет плоской настильной струи заключается в определении начальной скорости движения и температуры воздуха в струе на расчетном расстоянии x от места ее выпуска. Для расстояния $x \leq 6l_0$ (l_0 - длина отверстия щелевого воздухораспределителя) начальную скорость и плоской струи ($m = 2,62$) вычисляют по формуле:

$$v_0 = \frac{v_X}{3.7k_C} \left(\frac{x}{b_0} \right)^{0.5} \quad (\text{IX.35})$$

где v_x - максимальная скорость движения воздуха в расчетной точке помещения, м/с; k_c - поправочный коэффициент, учитывающий стеснение струи, зависящий от соотношения между расчетным расстоянием x и высотой помещения h_n ; $k_c = 1$, при $x < h_n$; $k_c < 1$

при $x \geq h_n$.

Объем воздуха L_1 , м³/с, подаваемого из отверстия длиной 1 м щелевого воздухораспределителя, при известных ширине щели b_0 и начальной скорости v_0 :

$$L_1 = b_0 v_0 \quad (\text{IX.36})$$

Длина одного воздухораспределителя l_0 и число воздухораспределителей в помещении определяются объемом подаваемого нагретого воздуха $L_{от}$ и необходимостью выполнения условия $x \leq 6l_0$. В помещении возможно ограничение скорости выпуска воздуха из приточного отверстия по акустическим условиям; тогда ширина и длина щели могут увеличиться.

Максимальную температуру воздуха t_x , °С, в плоской настильной струе на расчетном расстоянии x от места ее выпуска рассчитывают по формуле

$$t_x = t_b + 2,8\Delta t_0 (b_0/x)^{0.5} \quad (\text{IX.37})$$

IX.4. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯЦИОННОГО ОТОПЛЕНИЯ

В системах центрального воздушного отопления используют основные конструктивные элементы систем приточной вентиляции: фильтры, калориферы, вентиляторы, воздуховоды и пр. В воздуховодах в отличие от систем приточной вентиляции перемещается воздух меньшей плотности, чем плотность окружающего воздуха. Этим

обусловлена следующие особенности действия систем центрального воздушного отопления: нагретый воздух охлаждается по пути движения и усиливается влияние силы гравитации на движение воздуха, в результате чего снижается устойчивость отопления.

В системах центрального воздушного отопления ограниченной длины и высоты эти два фактора обычно во внимание не принимают. В разветвленных протяженных системах воздушного отопления крупных зданий (особенно многоэтажных) следует учитывать как охлаждение воздуха в воздуховодах, так и влияние естественного, циркуляционного давления на расход воздуха. Для учета охлаждения воздуха выполняют тепловой расчет воздуховодов и уточняют начальную температуру и расход воздуха.

Для ограничения отклонения расхода воздуха от расчетного с целью повышения аэродинамической устойчивости системы отопления увеличивают аэродинамическое сопротивление концевых ответвлений воздуховодов путем уменьшения диаметра ответвлений, установки на них диафрагм, а также увеличения сопротивления воздухораспределительных клапанов. Так согласно шведским данным, при аэродинамическом сопротивлении клапана 20 Па (2 кгс/м²) повышение или понижение температуры наружного воздуха на 20 °С (от 0°С) изменяет на 40% пропускную способность клапана в 10-этажном здании с естественной вентиляцией. Для того чтобы уменьшить это изменение в тех же условиях до 7% применяют клапаны с сопротивлением 157 Па (16 кгс/м²).

1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

Тепловой поток через стенки воздуховода длиной 1, м:

$$Q_{охл} = q_1 t \quad (\text{IX.38})$$

где: q_1 - тепловой поток через стенки воздуховода длиной 1 м, определяемый по формуле:

$$q_1 = kF_1(t_{cp} - t_b) = (t_{cp} - t_b) / R_1 \quad (\text{IX.39})$$

где: R_1 - сопротивление теплопередаче от нагретого воздуха,

имеющего среднюю температуру t_{cp} через стенки воздуховода длиной 1 м в помещение при температуре t_n .

Тепловой поток через стенки воздуховода при установившемся состоянии равен величине охлаждения потока нагретого воздуха, перемещающегося по воздуховоду:

$$q_1 l = G_{от} (t_{нач} - t_r) \quad (IX.40)$$

где: $G_{от}$ - расход воздуха для отопления помещения, кг/ч; $t_{нач}$ - температура горячего воздуха в начале воздуховода; t_r - температура воздуха, выпускаемого в помещение.

Уравнение (IX.40) позволяет установить начальную температуру воздуха в воздуховоде по заданной конечной или, наоборот, уточнить температуру воздуха, выпускаемого в помещение, а при необходимости и расход воздуха.

Из уравнения (IX.2) можно вывести выражение для температуры горячего воздуха в начале воздуховода

$$t_{нач} = t_в + \frac{Q_n + (1 - \eta) Q_{охл}}{Q_n} (t_2 - t_в) \quad (IX.41)$$

где: η - доля $Q_{охл}$, поступающая в отапливаемое помещение, причем $Q_{охл}$ в первом приближении можно определять по формулам (X.38) и (X.39) при известной температуре t_r вместо температуры t_{cp} .

Уточненный расход горячего воздуха в воздуховоде

$$G = \frac{Q_n + (1 - \eta) Q_{охл}}{c(t_{cp} - t_в)} \quad (IX.42)$$

Пример IX.6. Найдем начальную температуру воздуха в воздуховоде ($R_1 = 0.23$ К·м/Вт) длиной 10 м, проложенном вне отапливаемого помещения, в которое для возмещения теплопотерь $Q_n = 7$ кВт при $t_в = 16^\circ$ С подается по воздуховоду 600 м³/ч нагретого воздуха.

Температура воздуха для отопления помещения по формуле (IX.2):

$$t_2 = 16 + \frac{7 \cdot 3600 \cdot 10^3}{1005 \cdot 1,076 \cdot 600} = 16 + 39 = 55^\circ \text{C}.$$

Ориентировочный тепловой поток через стенки воздуховода длиной 1 м по формуле (IX.39) при $t_{cp} = t_r$ будет равен:

$$q_1 = \frac{55 - 16}{0.23} = 170 \text{ Вт/м} [146 \text{ ккал/(ч·м)}].$$

Предварительная температура воздуха в начале воздуховода по формуле (IX.43) при $\eta = 0$:

$$t'_{нач} = 16 + \frac{7 \cdot 10^3 + 170 \cdot 10}{7 \cdot 10^3} (55 - 66) = 16 + 48.5 = 64.5^\circ \text{C}$$

Уточненный тепловой поток через стенки воздуховода по формуле (IX.38) при $t_{cp} = 0,5 (64,5 + 55) \approx 60^\circ$ С:

$$Q_{охл} = \frac{60 - 16}{0,23} 10 = 1913 \text{ Вт} (1645 \text{ ккал/ч}).$$

Окончательная температура воздуха в начале воздуховода

$$t'_{нач} = 16 + \frac{7 \cdot 10^3 + 1913}{7 \cdot 10^3} (55 - 66) = 16 + 50 = 66^\circ \text{C}.$$

Таким образом, горячий воздух в воздуховоде длиной 10 м при заданном сопротивлении теплопередаче его стенок охлаждается на 11° С.

Для уменьшения охлаждения теплоносителя — воздуха, если теряемая теплота не используется для отопления, воздуховод вне обогреваемого помещения нужно покрывать усиленной тепловой изоляцией.

2. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РЕЖИМ ВОЗДУХОВОДОВ

В течение отопительного сезона в воздуховодах и в помещениях здания непрерывно колеблется давление под влиянием изменения температуры наружного и горячего воздуха, скорости и направления ветра, индивидуального регулирования воздухообмена. При этом нарушается расчетное распределение горячего воздуха по помещениям и происходит тепловое разрегулирование системы отопления.

Для обеспечения требуемого теплового режима фактическое количество горячего воздуха G_{ϕ} , поступающего в каждое помещение, может быть больше, но должно быть достаточно близким к расчетному количеству воздуха $G_{от}$. Для этого необходимо ограничить изменение избыточного давления в воздуховодах.

Напишем аэродинамическую зависимость между давлением в воздуховоде и количеством воздуха при его механическом перемещении в виде:

$$\frac{p + \Delta p}{p} = \left(\frac{G_{\phi}}{G_{ом}} \right)^2 \quad (IX.43)$$

где: p - избыточное давление в воздуховоде по отношению к давлению в помещении, создаваемое вентилятором для подачи воздуха в количестве $G_{от}$; Δp - дополнительное избыточное давление в воздуховоде, возникающее под влиянием перечисленных выше факторов и вызывающее увеличение расхода воздуха до G_{ϕ} .

Отношение фактического расхода воздуха G_{ϕ} к расчетному $G_{от}$ является показателем аэродинамического разрегулирования системы центрального воздушного отопления. Обозначив его буквой k_p , решим уравнение (IX.43) относительно избыточного давления, создаваемого вентилятором:

$$p = \frac{\Delta p}{k_p^2 - 1} \quad (IX.44)$$

Показатель разрегулирования $k_p = G_{\phi}/G_{от}$ в формуле (IX.44) выражает отклонение фактического расхода воздуха от расчетного под влиянием давления Δp при определенном давлении вентилятора. Очевидно, что чем ближе будет значение k_p к единице, тем более постоянным станет аэродинамический режим воздухопроводов и воздухораспределение; вместе с тем будет уменьшаться отклонение температуры воздуха в помещениях от расчетной. Для выражения показателя разрегулирования k_p через температуру используем формулу (IX.1), записав ее в форме, отвечающей тепловому балансу в помещении при подаче горячего воздуха в количестве G_{ϕ} :

$$G_{\phi} = \frac{\Sigma(kF)[(t_e + \Delta t_e) - t_n]}{c[t_z - (t_e + \Delta t_e)]} \quad (IX.45)$$

где: k и F - коэффициент теплопередачи и площадь наружного ограждения; Δt_e - повышение температуры воздуха в помещении при увеличении расхода воздуха от $G_{от}$ до G_{ϕ} .

Придав аналогичный вид формуле для вычисления расчетного расхода воздуха $G_{от}$, после преобразования получим

$$k_p = \frac{G_{\phi}}{G_{ом}} = \frac{(t_e + t_n) - \Delta t_e}{t_e - t_n} \frac{t_z - t_e}{(t_e - t_n) - \Delta t_e} \quad (IX.46)$$

Показатель разрегулирования $1/k_p$, может быть распространен на всю систему нейтрального воздушного отопления здания в конкретных климатических условиях, если ограничить повышение температуры воздуха против расчетной в помещениях, заведомо наиболее неблагоприятных в отношении разрегулирования. Это обеспечит воздушно-тепловой режим с меньшим отклонением от расчетного во всех остальных помещениях здания. В системе центрального воздушного отопления многоэтажного здания такими неблагоприятными являются помещения верхнего этажа. Именно в эти помещения под влиянием дополнительного избыточного давления в воздуховодах поступает относительно большее количество горячего воздуха по сравнению с расчетным, чем в другие, ниже расположенные помещения. Дополнительное избыточное давление в воздуховодах определяется главным образом климатическими особенностями местности и высотой здания. Максимальное дополнительное избыточное давление в вертикальных воздуховодах для помещений верхнего этажа можно считать (с достаточной для данного расчета точностью) равным разности аэростатических давлений снаружи здания и внутри воздухопроводов в расчетных условиях:

$$\Delta p = gh_{зо}(\rho_n - \rho_z) \quad (IX.47)$$

Пример X.7. Определим избыточное давление, которое следует поддерживать вентилятором в вертикальных воздуховодах системы

центрального воздушного отопления для подачи воздуха, нагретого до температуры 40° С, и помещения здания высотой 25 м, если при $t_{н} = -15^{\circ}\text{С}$ допускается увеличение $t_{в} = 20^{\circ}\text{С}$ в помещениях верхнего этажа на 2° С.

Показатель разрегулирования системы отопления по формуле (IX.46)

$$k_p = \frac{20+15+2}{20+15} \frac{40-20}{40-20-2} = 1.175$$

Значение $k_p = 1,175$ показывает, что для выполнения заданных условий количество горячего воздуха, поступающего в помещения верхнего этажа здания, не должно увеличиваться более чем на 17,5% расчетного.

Дополнительное избыточное давление в вертикальных воздуховодах для этих помещений по формуле (IX.47)

$$\Delta p = 9.81 \cdot 25 (1,368 - 1,128) = 59 \text{ Па (6 кгс/м}^2\text{)}.$$

Избыточное давление в этих воздуховодах, создаваемое вентилятором, определяем по формуле (IX.44)

$$p = \frac{59}{1.175^2 - 1} = 155 \text{ Па (15,8 кгс/м}^2\text{)}.$$

Следовательно, в заданных условиях требуется создание аэродинамического режима в вертикальных воздуховодах системы воздушного отопления, который характеризуется изменением избыточного давления в этих воздуховодах в течение отопительного сезона в пределах от 155 до 214 Па (от 15,8 до 21,8 кгс/м²).

Поддержание значительного избыточного давления возможно при использовании достаточно плотных воздуховодов (например, из листовой стали), а также воздухораспределительных клапанов повышенного аэродинамического сопротивления с шумоглушителями, что отражается на стоимости системы воздушного отопления. Кроме того, при эксплуатации такой системы возрастает расход электрической энергии для создания повышенного давления в воздуховодах. Поэтому наряду с расчетами аэродинамического и теплового режимов проводят экономические расчеты, учитывающие как положительные, так и отрицательные показатели конкретной системы центрального воздушного отопления.

Глава X. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ

X.1. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЯ

Распространенные однотрубные насосные системы водяного отопления, проектированию которых отведено основное место в книге, не лишены недостатков. При эксплуатации однотрубных систем отопления в отдельных помещениях имеются отклонения от заданного теплового режима вследствие нарушений расчетных условий в системах, вызываемых несоответствием фактической площади нагревательной поверхности приборов расчетной площади и неплановым изменением температуры и расхода воды. Эти нарушения усугубляются своеобразной «цепной реакцией», возникающей при продвижении воды через последовательно соединенные приборы каждого стояка или ветви. В результате при эксплуатации вынуждены проводить центральное регулирование температуры горячей воды, ориентируясь на помещения, находящиеся в неблагоприятных тепловых условиях. Это вызывает перегревание большинства помещений и перерасход тепловой энергии на обогревание зданий.

Тепловой комфорт зимой во всех помещениях и экономия тепловой энергии на их обогревание скорее могут быть получены при независимом теплоснабжении каждого отопительного прибора. При этом возможно индивидуальное регулирование теплоотдачи приборов с учетом теплоступлений в помещения от других источников и даже использование приборов для охлаждения помещений в летнее время. Таким образом, система отопления должна быть выполнена по схеме не только с двухтрубными магистралями, но и с двухтрубными стояками.

Двухтрубные системы водяного отопления были заменены однотрубными в целях экономии металла на теплопроводы, уменьшения затрат труда при производстве заготовительных и монтажных работ, устранения пусконаладочного регулирования. Достоинства двухтрубных систем могут быть реализованы, если сделать их равноценными однотрубным системам по расходу металла, затратам труда и капитальным вложениям.

Указанные условия могут быть выполнены при использовании двухтрубных стояков с нижним расположением обеих магистралей. В таких стояках увеличение естественного циркуляционного давления

вследствие охлаждения воды в трубах и приборах соответствует увеличению длины циркуляционных колец. Двухтрубные системы с верхним расположением подающей магистрали для этой цели непригодны. Стойки могут быть выполнены из труб малого диаметра В 5-этажных зданиях допустим диаметр труб стояков - D_y 10, в 10-этажных — D_y 15, в 20-этажных — D_y 20 мм исходя из скорости движения воды при максимальных расходах в основании стояков.

Гидравлическое сопротивление подводов ко всем отопительным приборам также может быть унифицировано. На рис. X.1 дана диаграмма изменения в расчетных условиях ($t_r = 95^\circ\text{C}$, $t_0 = 70^\circ\text{C}$) заданной (штриховая линия) теплоотдачи отопительных приборов в двухтрубном стояке 10-этажного здания в зависимости от гидравлического сопротивления подводов к ним. Существенная неравномерность теплоотдачи приборов соответствует малому сопротивлению; необходимое изменение теплоотдачи по высоте стояка достигается при повышенном гидравлическом сопротивлении подводов, точнее кранов. Это сопротивление $\Delta p_{кр}$, как установлено, должно быть не меньше максимального естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды, протекающей через приборы на верхнем этаже:

$$\Delta p_{кр} \geq \Delta p_{е.макс} \quad (\text{X. I})$$

где: $\Delta p_{е.макс}$ - максимальное естественное циркуляционное давление в стояке.

Сопротивление кранов следует увеличивать сверх значения $\Delta p_{е.макс}$ при необходимости получения близких значений теплоотдачи всех приборов по высоте стояка.

В такой двухтрубной системе с подводками повышенного сопротивления (сопротивление создается кранами типа КРП с дросселирующим устройством — см. п. VII.5) появляется возможность устанавливать приборы с одинаковой площадью нагревательной поверхности, если теплотери однотипных помещений по высоте здания закономерно уменьшаются снизу вверх. Теплоотдача всех приборов при необходимости в процессе эксплуатации может быть повышена путем увеличения давления насоса, причем в большей степени повышается тепло отдача приборов на нижних этажах.

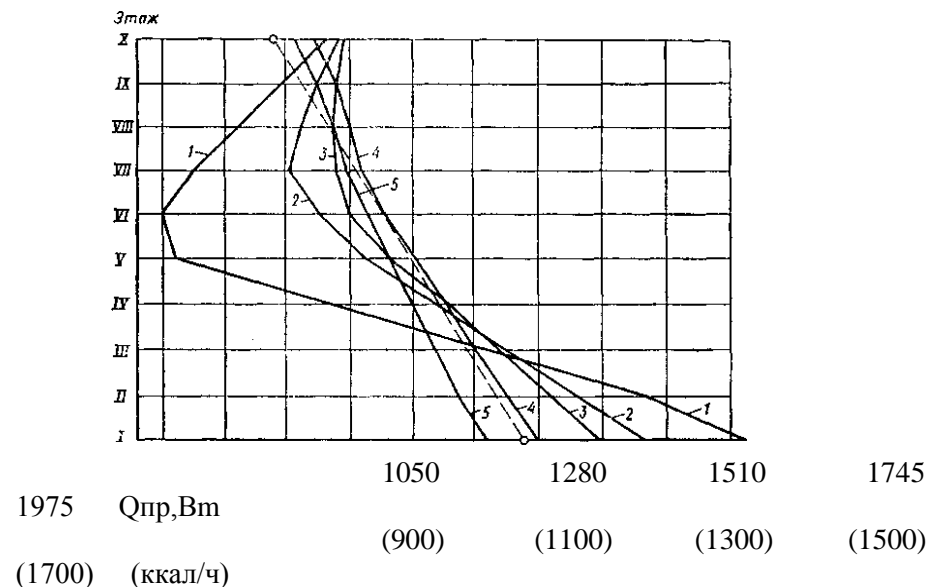
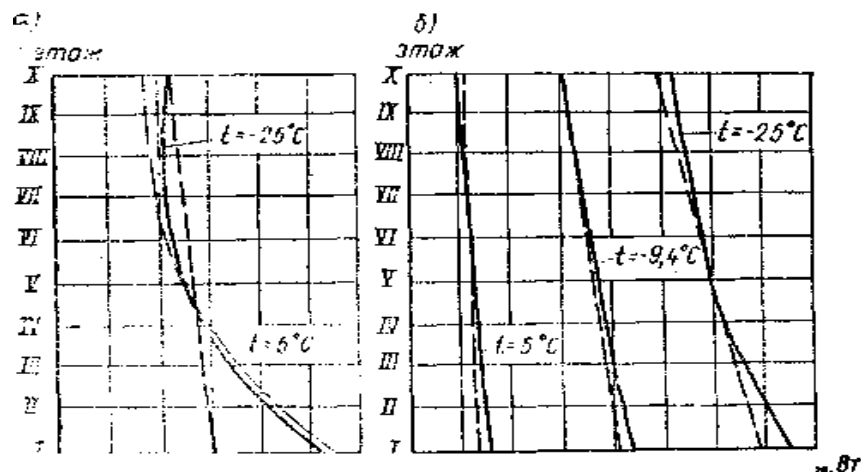


Рис. X.1. Диаграмма изменения заданной (штриховая линия) теплоотдачи приборов в двухтрубном стояке D_y 15 мм системы отопления 10-этажного здания при $t_r - 95^\circ\text{C}$, $t_0 = 70^\circ\text{C}$, $\Delta p_{и} = 18660 \text{ Па}$ (1900 кгс/м²) в основании стояка и дополнительном гидравлическом сопротивлении подводов к приборам.

В течение отопительного сезона двухтрубные системы с кранами повышенного сопротивления действуют устойчиво — без значительного вертикального теплового разрегулирования, поэтому могут быть названы системами повышенной тепловой устойчивости. На рис. X.2 приведены диаграммы изменения расхода воды и теплоотдачи приборов в двухтрубном стояке D_y 15 мм с кранами на подводках, имеющими сопротивление 5000 Па (500 кгс/м²), в 10-этажном здании в различные периоды отопительного сезона, полученные расчетным путем в МИСП. Можно отметить, что даже в приборах на нижних этажах, через которые протекает значительно увеличенное количество воды, теплоотдача повышается против расчетной всего на 7-9 %.



1 - 0; 2 - 1000 Па; 3 - 2000 Па; 4 - 5000 Па; 5 - 10 000 Па

20	40	60	80	100	G _{пр} , кг/ч	350	8J5	1280	1745	
Q _{пр} , Вт						(300)	(700)	(1100)	(1500)	(ккал/ч)

Рис. X.2. Диаграммы изменения заданных (штриховые линии) расхода воды (а) и теплоотдачи приборов с $F_{np}=2,87 \text{ м}^2$ эп (б) в двухтрубном стояке D_y 15 мм системы отопления повышенной тепловой устойчивости в 10-этажном здании при различной температуре наружного воздуха

Диаметр диафрагмы в кране КРП выбирается после проведения оценочных расчетов. При этом расходы воды определяют по тепловым нагрузкам приборов, находящихся в средней зоне (по высоте) трех характерных для системы стояков.

Желательно для всех кранов КРП принимать один и тот же диаметр дроселирующего устройства. Однако в различных частях системы можно применять краны с разными диаметрами диафрагм после проверки выполнения акустических требований.

Гидравлический расчет основного (среднего) стояка проводится сверху вниз, причем характеристика сопротивления диафрагмы $-S_d$, Па/(кг/ч)² [(кгс/м²)/(кг/ч)²], в кране КРП вычисляется по формуле:

$$S_d = 160/d_d^4 \quad (S_d = 16.3/d_d^4) \quad (X.2)$$

где: d_d - выбранным диаметр отверстия диафрагмы в кране КРП, мм,

Затем выполняется гидравлический расчет других характерных стояков (обычно ближнего и дальнего от теплового пункта, в которых принимают перепады температуры, отличающиеся на несколько градусов от $\Delta t_{cp, сист}$.

Разность давления, полученная в результате гидравлического расчета трех стояков, является исходной величиной для гидравлического расчета магистралей. По известным расходам воды в приборах определяют среднюю температуру воды в них, которая получается несколько ниже, чем $\Delta t_{cp, сист}$ в верхних и выше в нижних приборах стояков. Площади нагревательной поверхности приборов находят с учетом этой действительной температуры воды.

X.2. ВОДЯНОЕ ОТОПЛЕНИЕ ВЫСОТНЫХ ЗДАНИЙ

Высотные здания зонируются — делятся на части — зоны определенной высоты, между которыми помещаются технические этажи. В системах отопления высота зоны определяется допустимым давлением воды (рабочим давлением) в наиболее низко расположенных приборах и возможностью размещения оборудования и коммуникаций на технических этажах. В зависимости от рабочего давления, допустимого для отдельных видов отопительных приборов, а также для арматуры, высота зоны не должна превышать (с некоторым запасом) 55 м при использовании чугунных и стальных приборов и 90 м для приборов со стальными греющими трубами.

В пределах одной зоны система водяного отопления при водяном теплоснабжении устраивается по независимой схеме. Такая система имеет собственные теплообменник, циркуляционный и подпиточный насосы, расширительный бак.

Число зон по высоте здания определяется, как и высота отдельной зоны, допустимым гидростатическим давлением, но не для отопительных приборов, а для оборудования в тепловом пункте, находящемся при водяном теплоснабжении обычно в подвальном этаже.

Водо - водяные теплообменники и насосы, изготовленные по

специальному заказу, рассчитаны на рабочее давление 1,6МПа (16 кгс/см²). Это значит, что высота здания при водо-водяном отоплении имеет предел, равный 150-160 м. В таком здании могут быть устроены две (высотой по 75—80 м) или три (высотой по 50—55м) зональные системы отопления, причем гидростатическое давление в оборудовании системы отопления верхней зоны, находящемся в подвальном этаже, достигает расчетного предела.

В зданиях высотой от 160 до 250 м прибегают к комбинированному отоплению (рис. X.3): помимо водо-водяного отопления (в нижних 160 м) в зоне выше 160 м устраивают пароводяное отопление. Теплоноситель-пар, отличающийся незначительным гидростатическим давлением, подается на технический этаж под верхней зоной, где оборудуется еще один тепловой пункт. В нем устанавливают пароводяной теплообменник и циркуляционный насос. Изображенный на рисунке комплекс комбинированного отопления действует в центральной части главного корпуса МГУ: в нижних трех зонах устроено водо-водяное, в верхней, четвертой зоне - пароводяное отопление.

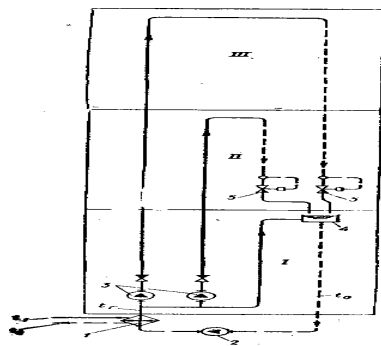


Рис. X.3. Принципиальная схема водяного отопления высотного здания

/ и // - зоны здания с водо-водяным отоплением; /// — зона здания с пароводяным отоплением (П - пар, К - конденсат); 1 - водо-водяные теплообменники 2-пароводяной теплообменник; 3 - циркуляционные насосы; 4 - расширительные баки



Рис. X.4. Принципиальная схема единой системы водо-водяного отопления высотного здания

1 - общий теплообменник; 2 - общий циркуляционный насос; 3 - зональные циркуляционно-повысительные насосы; 4 - общий расширительный бак; 5 — регуляторы давления «до себя».

В зданиях высотой более 250 м предусматривают новые зоны пароводяного отопления. Можно также применять электроводяное отопление с электрическими котлами. Описанный комплекс устройств для отопления высотных зданий вызывает значительное увеличение стоимости систем; кроме того, необходима установка высоконапорных подпиточных насосов для подачи деаэрированной воды в верхние зоны.

Возможно совершенствование систем отопления высотных зданий с уменьшением капитальных вложений и использованием только одного источника тепловой энергии — тепловых водогрейных станций.

В высотном здании может быть предусмотрена единая система водяного отопления с зональными циркуляционно-повысительными насосами (рис. X.4). Систему устраивают с разрывом струй воды, возвращаемой из верхних зон через единый открытый расширительный бак, благодаря чему гидростатическое давление не передается из верхних зон в нижние. В такой системе можно применять серийно выпускаемое оборудование, рассчитанное на низкое рабочее давление. Увеличенный расход электроэнергии на подъем воды в верхние зоны все же во много раз меньше непосредственного расхода электроэнергии

на обогревание помещений в этих зонах высотного здания.

Х.3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

Основными недостатками центрального воздушного отопления являются значительные площади поперечного сечения и поверхности воздухопроводов, занимающих заметный объем в зданиях. Вследствие этого увеличиваются расход металла и стоимость систем, нагретый воздух охлаждается по пути движения, возникает вертикальное тепловое разрегулирование под влиянием естественного давления. Качество действия таких систем нуждается в совершенствовании, так как в различные помещения подается воздух одинаковой температуры.

Можно исключить попутное охлаждение нагретого воздуха и ослабить влияние силы гравитации на перемещение воздуха, если при центральной обработке наружного воздуха нагревать его лишь до температуры помещений. Тогда центральный подогреватель должен быть дополнен местными нагревателями для группы или для каждого помещения.

На рис. X.5, а дана схема использования группового нагревателя 3, снабжаемого воздухом, центральным подогретым до $t_b = 15-20^{\circ}\text{C}$, через ответвление 2 от распределительного воздухопровода 1. Воздух, дополнительно нагретый в пределе до $60-70^{\circ}\text{C}$, выпускается под потолком каждого помещения через регулятор подачи воздуха 5 с шумоглушителем 4. В такой системе обеспечивается групповое качественное и индивидуальное количественное регулирование. На рис. X.5, б показан групповой нагреватель 3 для выпуска горячего воздуха под окнами помещений через подпольные или подвесные воздухопроводы 6 и регуляторы подачи воздуха 7.

Система центрального воздушного отопления может стать более совершенной, если применить индивидуальные водяные или электрические нагреватели 8 — доводчики температуры и влажности воздуха, (рис. X. 5, в), размещая их под окнами помещений. В такой системе можно значительно повысить скорость движения воздуха (до $20-25\text{ м/с}$) для сокращения площади поперечного сечения воздухопроводов. Индивидуальные нагреватели-доводчики следует делать и высоким аэродинамическим сопротивлением (до $250-300\text{ Па}$) и снабжать шумоглушителями и автоматическими регуляторами. Это придает системе аэродинамическую устойчивость и способствует тепловому

комфурту в помещениях.

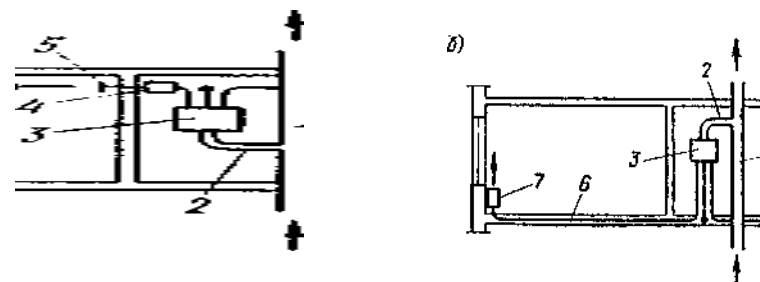


Рис. X.5. Схемы воздушного отопления зданий с централизованной подачей подогретого воздуха по теплопроводам и местным дополнительным нагреванием

а - в групповом нагревателе для выпуска воздуха под потолком помещений через шумоглушитель и регулятор подачи воздуха: *б* — то же для выпуска воздуха под окнами помещений чрез подпольный воздухопровод и регулятор подачи воздуха: *в* — в индивидуальном нагревателе - доводчике под окном каждого помещения

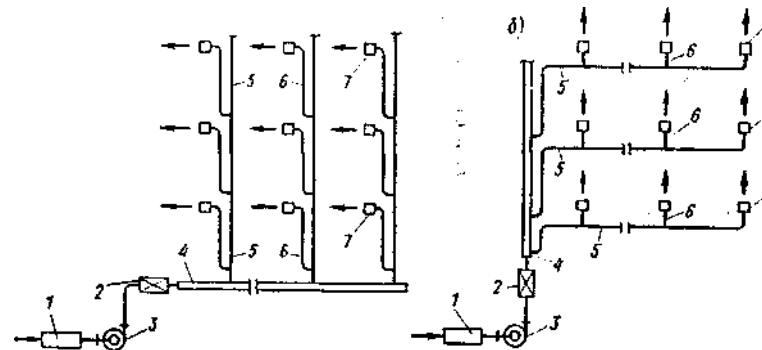


Рис. X.6. Схемы высокоскоростных систем центрального воздушного отопления зданий.

а - вертикальная система с горизонтальной камерой статического давления; *б* - горизонтальная система с вертикальной распределительной шахтой

В зданиях с периодическим пребыванием людей (например, административных) такую систему центрального воздушного отопления целесообразно эксплуатировать только в рабочее время, а для обогрева помещений в ночные часы использовать индивидуальные нагреватели 8 как конвекторы системы водяного или электрического отопления.

Схемы системы центрального воздушного отопления с индивидуальными нагревателями-доводчиками изображены на рис.Х.6. Система состоит из центрального агрегата 1 для очистки, увлажнения и подогревания воздуха, дополненного головным шумоглушителем 2 для снижения уровня звукового давления, создаваемого центральным вентилятором 3. Магистральный воздуховод 4 может быть горизонтальной камерой постоянного статического давления (рис. Х.6, а), находящейся в подвальном или техническом этаже здания, или вертикальной шахтой (рис. Х.6, б). Распределительные воздуховоды 5 и ответвления 6 к доводчикам 7 (соответственно вертикальные или горизонтальные) размещают в зависимости от конструкции здания близ колонн, над подвесным потолком и дополняют вертикальным противодымным затвором (петлей) по высоте одного этажа.

Описанная система с охлаждением приточного воздуха в летнее время превращается в одноканальную систему кондиционирования воздуха.

Глава XI. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.

Основным назначением отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха является создание определенных условий, соответствующих санитарным требованиям. При этом создание климатических условий должно увязываться с требованиями технологии.

Вместе с этим поддержание определенных климатических условий способствует сохранности и долговечности строительных конструкций.

Существуют районы, в которых температура в зимнее время равна - 80 °С и районы с температурой в летнее время + 50÷55°С. Примерно 30-40 % из сжигаемого топлива расходуется на системы

отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Назначением системы кондиционирования воздуха является обеспечение постоянства предварительно заданных параметров воздуха по температуре и относительной влажности. Система кондиционирования воздуха обладает следующими функциями:

1. Фильтрация воздуха, т.е. очистка его от пыли, возникающей как внутри помещения так и поступающей снаружи.

2. Уничтожение запахов (дезодорация).

3. Сообщение воздуху определенных приятных запахов, например, запаха моря и леса.

4. Ионизация воздуха, увеличение концентрации ионов, положительно влияющих на здоровье человека.

5. Создание умеренной циркуляции воздуха с целью равномерного распределения температуры и влажности в помещении.

Создание этих условий или части их сопровождается появлением определенного шума, который пагубно влияет на здоровье человека.

Основным решением этой проблемы является удаленность установок кондиционирования от потребителя. Системы кондиционирования, призванные для обеспечения климатических условий для труда и отдыха людей, называются комфортными. Большое количество кондиционеров применяется на транспорте, в быту и промышленности.

XI. ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМ ПОМЕЩЕНИЙ

Человеческий организм в процессе жизни постоянно выделяет тепло и влагу. Чтобы физиологические процессы организма протекали нормально необходимо, чтобы окружающая среда была комфортной, т.е. способной поглотить тепло и влагу.

Тепло передается окружающей среде конвекцией и излучением. С другой стороны, окружающая среда не должна иметь низкую температуру, чтобы не вызвать простудных заболеваний.

Теплоустойчивость ограждений

Тепловые процессы в помещениях не бывают стационарными: меняется тепловыделение в помещениях и меняется температура окружающей среды в течение дня.

Под их влиянием в ограждениях меняются и тепловые потоки.

Свойство ограждений сопротивляться влиянию температуры и

тепловых потоков называется теплоустойчивостью ограждения. Свойство теплоустойчивости проявляется в том, что волна колебаний температур гасится в толщине ограждения. По направлению тепловой волны амплитуда колебания его движения постоянно уменьшается и превращается в ноль.

Способность ограждения периодически аккумулировать какое-то количество тепла и отдавать ее окружающей среде под влиянием гармонических колебаний температур определяют коэффициентом усвоения. Он представляет собой отношение амплитуды колебаний теплового потока к амплитуде колебаний температуры поверхности.

Теплозащитные свойства ограждений

Теплозащитные свойства ограждений определяются по двум показателем:

1. Сопротивление теплопередаче и теплоустойчивости.

Сопротивление теплопередаче должно быть таким, чтобы обеспечить в помещении санитарно-гигиенические условия и условия, соответствующие требованиям технологического производства.

Минимально допустимые сопротивления теплопередаче, при которой в зимнее время соблюдаются санитарно-гигиенические условия, называются требуемым сопротивлением теплопередаче.

2. Требования к теплозащитным свойствам ограждений в гигиеническом отношении сводятся к тому, чтобы температура на внутренней поверхности ограждений была такой, при которой люди, находящиеся в помещении, не испытывали бы сильного радиационного охлаждения со стороны этой поверхности. Кроме того, эта температура не должна вызывать конденсации влаги воздуха на поверхности ограждений. Это ухудшает санитарно-гигиеническое состояние помещений.

Чтобы не было конденсации влаги на поверхности, температура внутренней поверхности должна быть больше температуры точки росы водяных паров, содержащихся в воздухе. Конденсат на поверхности ограждения ухудшает техническое качество его и влажные ограждения быстро выходят из строя чисто механически. Поэтому следует выполнять требование: $t_{вн} > t_{т.р.}$

Теплоустойчивость ограждений оценивается по величине тепловой мощности:

$$D = \sum R_n S_n$$

где: R - сопротивление теплопередаче; S - коэффициент теплоусвоения.

При одинаковых величинах сопротивления теплопередаче для двух типов ограждений температуры их внутренней поверхности могут быть разными в зависимости от их тепловой массивности.

Так, при изменении температуры окружающего воздуха для двух типов ограждений с одинаковым значением сопротивления теплопередаче, в ограждении с большой тепловой массивностью температура внутренней поверхности будет выше.

Тепловая массивность	D < 4	4 < D < 7	D > 7
Расчетная температура (зимний)	t_1	$\frac{t_1 + t_3}{2}$	t_3

где: t_3 - средняя температура самой холодной пятидневки

Дополнительные теплопотери через ограждения.

Дополнительные теплопотери задаются в % к основным теплопотерям.

1. Добавка на ориентацию относительно сторон света.
2. Добавка на обдуваемость ветром наружных ограждений (для районов со скоростью ветра 5 м/с - 5 % ; 10 м /с - 10%. Добавку увеличивают в 2 раза (10 %) - для районов со скоростью ветра больше 10 м/с).
3. Добавка для продуваемых угловых помещений - 5 %.
4. Добавка для выветривания воздуха через ворота в производственных помещениях 30 %.
5. Добавка для нагревания воздуха, поступающего через щели инфильтрацией - 30-40%.

Выбор расчетных внутренних и наружных параметров воздуха.

Для комфортного кондиционирования внутренние параметры воздуха рассчитываются на поддержание оптимальных условий для нормального самочувствия людей. А для технологического кондиционирования - на поддержание условий технического производства. Если точность поддержания внутренних расчетных поддерживать в пределах ± 1 °С, а относительную влажность ± 7

% параметров в задании не оговаривается, то температуру необходимо
Расчетные внешние параметры (РВП) принимаем трех категорий: А; Б; В.

Для холодного периода в качестве РВП принимаются:

- по категории А - средняя температура самого холодного месяца в 13⁰⁰ часов дня;
- по категории Б - средняя температура самой холодной пятидневки в 13⁰⁰ часов дня самого холодного месяца;
- по категории В - абсолютная минимальная температура, которая случается в данной местности самого холодного месяца в 13⁰⁰ часов дня.

Для теплового периода за наружную расчетную температуру по категории А принимается средняя температура в 13⁰⁰ часов самого жаркого дня (энтальпия, относительная влажность).

Для категории Б - температура более высокая, которая наблюдается в данной местности не более 220 часов в течение года (энтальпия, относительная влажность).

Для категории В - абсолютная максимальная температура, когда-либо встречавшаяся в данной местности, и энтальпия, соответствующая этой температуре.

Необходимо помнить, что повышение внутренних расчетных параметров в зимнее время и занижение их в летнее время, (а также завышение наружных РП в летнее время и занижение в зимнее время) при проектировании влечет за собой увеличение капитальных затрат.

Для музеев, архивов расчетные параметры необходимо принимать по категории "В".

Промышленные здания для комфортного кондиционирования относят к категории "А".

Общественные здания, гостиницы, кинотеатры, административные здания относятся к категории "В".

Классификация систем кондиционирования воздуха.

I. По целевому назначению системы кондиционирования подразделяются на комфортные и технологические:

Комфортные предназначены для создания условий труда и отдыха людей, а технологические - для создания условий технологии производства.

II. По внутреннему устройству кондиционеры бывают автономные и неавтономные.

Автономные кондиционеры включают в себя все оборудование, необходимое для обработки воздуха. К этим оборудованьям относятся электрокалориферы, которые служат для нагревания воздуха и холодильные машины - для охлаждения воздуха.

Извне к автономным кондиционерам подводится только электроэнергия для включения в работу электродвигателя и вода для охлаждения конденсатора холодильной машины.

А к неавтономным кондиционерам подводится электроэнергия для работы двигателя.

Теплоноситель подводится из теплосети для работы нагревателя воздуха, хладоноситель - для работы воздухоохладителя.

По размещению кондиционеров по отношению к обслуживаемому зданию они подразделяются на центральные и местные.

Центральные кондиционеры обрабатывают всё количество воздуха, необходимое для всего здания и по воздухопроводам его направляют в каждое отдельное помещение.

По давлению, развиваемому вентиляторами, они бывают низкого давления (до 100 кг/м² или 10,01 атм), среднего давления (до 300 кг/м²), и низкого давления (выше 300 кг/м²).

Центральные кондиционеры бывают одноканальные и 2-х канальные

В 2-х канальных системах в помещении подводится горячий воздух по 1-му каналу и холодный воздух по другому.

Местные кондиционеры устанавливаются непосредственно в обслуживаемом помещении. Они бывают автономные и неавтономные. Местные неавтономные кондиционеры включают в себя теплообменники, в которые летом подается холодная вода и воздух, также вентиляторы воздуха с последующей подачей его через эти теплообменники в помещения.

Достоинства и недостатки центральных и местных кондиционеров.

I. Центральные кондиционеры устанавливаются в специальных помещениях.

Для них требуется также система воздухопроводов, которая занимает полезную площадь и ухудшает интерьер помещения.

II. Центральные местные кондиционеры собираются из отдельных секций, поэтому требуются большие монтажные работы.

III. Автономные местные кондиционеры поступают с завода в абсолютно готовом виде. Их монтаж и эксплуатация сводятся только к подключению к электросети и они не требуют воздуховодов, так как устанавливаются непосредственно в охлаждаемых ими помещениях.

IV. Для их эксплуатации не нужен штат работников в отличие от центральных кондиционеров.

V. Автономные местные кондиционеры занимают часть светового проема и обладают самым главным недостатком - повышенным уровнем шума, а центральные кондиционеры можно расположить на достаточном расстоянии от потребителей, поэтому от них на окружающих людей воздействует гораздо меньше шума.

XI.2. Автономный бытовой кондиционер типа БК

Все узлы кондиционера собираются на металлическом поддоне (рис.XI.1). Сверху одевается металлическая крышка. Корпус кондиционера делится на 2 части теплоизолирующей перегородкой 13, поэтому кондиционер состоит из 2 отсеков: I - холодный отсек и II - горячий отсек.

В горячем отсеке (II), который располагается со стороны улицы, находятся тепловыделяющие элементы 8-9 и шумные узлы кондиционера.

С помощью центробежного вентилятора 3 обеспечивается циркуляция комнатного воздуха через испаритель 2. Этот воздух очищается от пыли в фильтре 1, затем охлаждается при прохождении через испаритель 2 и возвращается в помещение.

За счет тепла комнатного воздуха в испарителе кипит хладагент-фреон 22. Пары хладагента засасываются компрессором 5 из испарителя через расширитель 4. В расширителе испаряются захваченные вместе с паром капельки хладагента. Таким образом, расширитель предотвращает попадание влаги в компрессор.

Компрессор кондиционера герметичный, ротационный. В компрессоре во избежание утечек хладагента электродвигатель располагают в одном корпусе с компрессором. Это вызывает необходимость охлаждения обмоток электродвигателя. Для нормальной работы электродвигателя температура его обмотки не должна превышать 105 °С.

При высоких температурах происходит размягчение изоляции и разрушение ее. Для такого охлаждения предусмотрен теплообменник 8.

Конденсатор и испаритель кондиционера представляет собой змеевиковый аппарат из медных трубок диаметром 10 мм. На трубки наложены металлические ребра. Конденсатор снаружи обдувается наружным воздухом с помощью осевого вентилятора 7.

В конденсаторе хладон, сталкиваясь с холодной стенкой труб конденсатора, конденсируется.

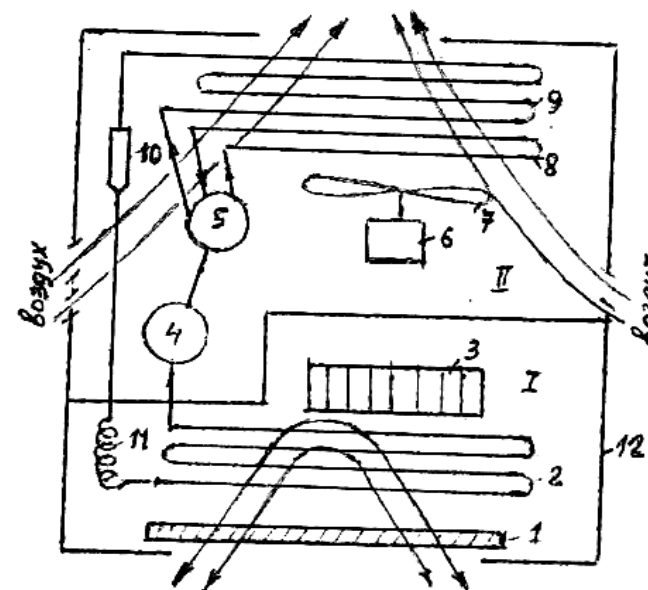


Рис. XI.1. Устройство автономного кондиционера типа БК

1 - фильтр, 2 - испаритель, 3- центробежный вентилятор, обслуживающий испаритель, 4 - расширитель, 5 - компрессор, 6 - электродвигатель, 7 - осевой вентилятор, обслуживающий конденсатор и теплообменник, 8 - теплообменник, 9-конденсатор, 10- фильтр-осушитель, 11- капиллярная трубка, 12- корпус, 13- стенка, перегородка

Во вторых, в конденсаторе происходит высвобождение теплоты конденсации и выброс ее в окружающую среду. Вместе с теплотой конденсации выбрасывается теплота механической работы электродвигателя

Таким образом, конденсатор выполняют 2 функции:

1. Превращение парообразного хладона в жидкий.

2. Выброс теплоты, которую хладон забрал из воздуха помещения, также теплоты работы электродвигателя в окружающую среду.

Благодаря этому возможно совершение следующего цикла. Жидкий хладон из конденсатора проходит через фильтр-осушитель 10. Здесь в фильтре происходит также очищение от мелких частичек, оставленных при сборке кондиционера или попавших при зарядке ее.

Затем хладон проходит через капиллярную трубку 11 диаметром 1 и 2 мм, поэтому очистка хладона очень важна. Кроме того, в фильтре-осушителе хладон проходит через осушительный патрон, заполненный силикагелем, который абсорбирует влагу (капельки воды). В противном случае эта вода может замерзнуть в капиллярных трубках и система застынет.

В капиллярных трубках происходит дросселирование хладона, т.е. понижение давления с высокого до давления испарения. Благодаря этому хладон может кипеть в испарителе при низкой температуре, после капиллярной трубки парожидкостная смесь поступает в испаритель и цикл повторяется.

XI.3. Центральные кондиционеры

Центральные кондиционеры изготавливаются с типовыми и со специальными схемами обработки воздуха.

Типовые базовые схемы предусматривают минимальное количество секций для обработки воздуха. В том случае, когда невозможно обеспечить обработку воздуха с помощью базовой схемы, разрабатываются специальные схемы кондиционеров, дополняя базовые схемы необходимыми секциями.

Производительность типовых центральных кондиционеров КТЦ лежит в пределах от 30 до 300 тысяч м³/ч воздуха.

Секции у кондиционеров разделяются на рабочие и вспомогательные (рис.3.2). В рабочих секциях производится обработка

воздуха, а вспомогательные секции предназначены для обслуживания рабочих секций. Поэтому при сборке рабочие и вспомогательные секции чередуются одна за другой. К рабочим секциям относятся воздухоподогреватель, оросительные камеры, фильтры, смесительные камеры.

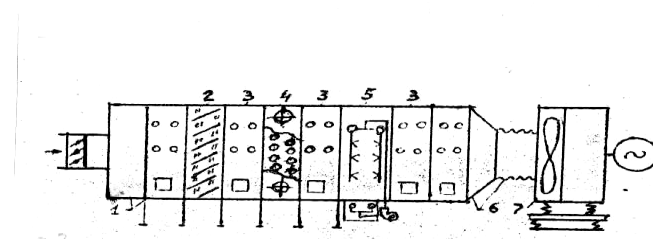


Рис. XI.2 Схема центральных кондиционеров.

- 1 - блок-приемник; 2 - фильтр; 3 - камера обслуживания;
4 - воздухонагреватель первого блока; 5 - оросительная камера; 6 - воздухонагреватель второго подогрева; 7 - блок присоединительный;
8 - блок вентиляторный.

Глава XII. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.

XII.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЙ.

Источниками тепловыделений в общественных зданиях являются электро-светильники и люди, находящиеся в помещении. Источниками тепловыделений в производственных помещениях могут быть:

- люди, работающие в помещении;
- наружные ограждения - стены, окна, двери, полы, кровля;
- солнечная радиация;
- производственные оборудования;

- электросветильники и электронагревательные приборы;
- нагретое производственное оборудование;
- остывающие материалы и полуфабрикаты;
- продукты сгорания и химических реакций;
- теплопоступления от инфильтрации;
- теплопоступления при конденсации водяных паров.

Количество тепла, выделяемого людьми, находящимися в помещении, определяется по формуле:

$$Q_{\text{ПОМ}} = q \cdot n \text{ кДж/кг}, \quad (\text{XII.1})$$

где: q - количество тепла, выделяемого одним человеком, обычно $q = 125 \div 580$ кДж/чел,

n - количество людей в помещении.

Поступление тепла от солнечной радиации.

Для общественных зданий тепло солнечной радиации составляет до 30% в общем балансе теплопоступлений. Расчетное количество тепла от солнечной радиации через остекленные поверхности равны $q_{\text{Д}} = 250-700$ кДж/м² · час. Поступление тепла в помещение через 1 м² чердачного перекрытия можно принимать в среднем 21 кДж/час.

Поступление тепла при работе электродвигателей и другого оборудования определяется по формуле:

$$Q_{\text{Э}} = 860 N_{\text{УСТ}} \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4, \quad (\text{XII.2})$$

где: $N_{\text{УСТ}}$ - установленная мощность электродвигателей, кВт

η_1 - коэффициент одновременности работы оборудования равен 0,5-1,0;

η_2 - коэффициент загрузки оборудования равен 0,5÷0,8

η_3 - коэффициент использования установленной мощности равен 0,7-0,8

η_4 - коэффициент ассимиляции тепла воздухом помещения, учитывающий ту часть фактически затрачиваемой механической энергии, которая передается в виде тепла воздуху. Для текстильных цехов он равен 1,0, а для насосных станций равен 0,1.

Если считать, что $\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$, то можно принимать для механических цехов $\eta_{\text{ОБЩ}} = 0,25$ и для текстильных фабрик $\eta_{\text{ОБЩ}} = 0,9$.

Тепловыделения от электрического освещения и электронагревательных приборов определяются по формуле:

$$Q_{\text{Э.О}} = 860 \cdot N, \text{ ккал/час} \quad (\text{XII.3})$$

где: N - установленная мощность осветительной и нагревательной аппаратуры, кВт.

Тепловыделения от нагретого производственного оборудования определяются по следующей формуле:

$$Q_{\text{ОБЩ}} = K \cdot F (t_{\text{ВН}} - t_{\text{ПОМ}}) \text{ кДж/час} \quad (\text{XII.4})$$

где: K - общий коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции,

кДж/м² час.град; F - теплоотдающая поверхность, м²; $t_{\text{ВН}}$ - температура внутри агрегата, град; $t_{\text{ПОМ}}$ - температура в помещении, град.

Если известны средние температуры наружных теплоотдающих поверхностей агрегата, то, зная материал наружной поверхности, а следовательно, и коэффициент его теплоотдачи, путем лучеиспускания и конвекции тепловыделения в воздух помещения можно определить по формуле:

$$Q_{\text{ОБЩ}} = F \{K_{\text{К}} (t_{\text{ПОВ}} - t_{\text{НОМ}})^{1,25} + C_{\text{Л}} (T_{\text{ПОВ}} / 100)^4 - (T_{\text{ПОМ}} / 100)^4\} \quad (\text{XII.5})$$

где: F - теплоотдающая поверхность, м²; $\alpha_{\text{К}}$ - коэффициент конвекции (10 ÷ 12 кДж/м² · час.град.); $t_{\text{ПОВ}}$ - температура нагретой поверхности, град;

$t_{\text{ПОМ}}$ - температура воздуха помещения, град; $C_{\text{Л}}$ - коэффициент лучеиспускания.

Тепловыделения от остывающих материалов и полуфабрикатов.

Тепло, выделяемое материалом при переходе его из жидкого в твердое состояние, определяется по формуле:

$$Q_M = G \cdot \epsilon \cdot [C_{\text{ж}}(t_{\text{нач}} - t_{\text{пл}}) + i + C_{\text{т}}(t_{\text{пл}} - t_{\text{к}})] \text{ кДж/час} \quad (\text{XII.6})$$

где: G - вес материала, кг; ϵ - коэффициент, учитывающий интенсивность выделения тепла по времени, зависящий от веса материала; i - теплота плавления материала, кДж/кг;

$t_{\text{к}}$ - конечная температура остывания материала, град.

Расход тепла на нагревание мелких предметов, поступающих в помещение, определяется по формуле:

$$Q_M' = 0,5 G C (t_{\text{пом}} - t_M), \text{ кДж/час}$$

где: G - вес поступившего в течение часа материала, кг;

t_M - температура поступающего материала, град.

Тепловыделения от продуктов сгорания и химических реакций

определяются по формуле:

$$Q_X = G \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}} \cdot \eta_X, \text{ кДж/час} \quad (\text{XII.7})$$

где: G - расход горючего, кг/час; $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ - теплотворная способность горючего, кДж/кг;

η_X - коэффициент неполноты сгорания горючего, принимаемый равным 0,90 - 0,97.

Тепловыделения от нагретых поверхностей укрытий, воздуховодов и турбопроводов определяются по формуле:

$$Q_{\text{УКР}} = KF (t_{\text{ср}} - t_{\text{пом}}), \text{ кДж/час} \quad (\text{XII.8})$$

где: $t_{\text{ср}}$ - температура среды под укрытием в воздуховоде, в турбопроводе, град.

Тепловыделения от поверхности нагретой воды определяются по формуле:

$$Q_{\text{Воды}} = (4,9 + 3,5 \nu) (t_{\text{Воды}} - t_{\text{Возд}}) F, \text{ кДж/час} \quad (\text{XII.9})$$

где: ν - скорость движения воздуха над водой, м / сек; $t_{\text{Возд}}$ - температура воздуха, град;

$t_{\text{Воды}}$ - температура воды, град, F - поверхность воды, м².

Тепловыделения от электросварочных машин определяются по формуле:

$$Q_{\text{СВ}} = 860 \cdot 0,25 N \eta, \text{ кДж / час;} \quad (\text{XII.10})$$

где: N - средняя используемая мощность машины, кВт/час; η - коэффициент одновременности работы машин (при количестве более 10 машин $\eta=0,6$)

0,25 - коэффициент, учитывающий водяное охлаждение сварочных машин.

4.2. Определение влаговыделений

Источниками влаговыделений в общественных зданиях являются люди, находящиеся в помещении.

Источниками влаговыделений в производственных помещениях могут быть люди, открытые водные поверхности, материалы высыхающие, процесс глажения белья и др., прорыв пара через неплотности; влажные поверхности оборудования и полов.

Влаговыделения от людей определяются по формуле:

$$W_{\text{Л}} = d n, \text{ кг/час} \quad (\text{XII.11})$$

где: d - количество влаги, выделяемое одним человеком, кг/час (обычно $d = 0,03 - 0,07$ кг/час);

n - количество людей, находящихся в помещении.

Влаговыделения с открытых водных поверхностей определяются по формуле Дальтона:

$$W_{\text{от}} = F (a + 0,0174 \nu) (P_{\text{нас}} - P_{\text{п}}) 760 / P_6 \quad (\text{XII.12})$$

где: F - площадь испарения, м²; a - коэффициент, учитывающий подвижность воздуха (обычно $a = 0,022 - 0,05$); ν - скорость воздуха над испаряющейся поверхностью, м / сек;

$P_{\text{нас}}$ - давление насыщенного водяного пара при температуре поверхности воды, мм. рт.ст;

$P_{\text{п}}$ - парциальное давление водяного пара воздуха, в котором происходит испарение влаги, мм. рт.ст. P_6 - барометрическое давление, мм. рт. ст.

Влаговыведения от влажных материалов в процессе их сушки определяются весовым методом (опытным путем), т.е. путем взвешивания их до и после сушки.

Количество влаги, вносимое с инфильтрующимся воздухом, определяется по формуле:

$$W_{\text{инф}} = G (d_{\text{н}} - d_{\text{в}}), \text{ кг/час} \quad (\text{XII.13})$$

где: G - количество инфильтрующегося воздуха, кг/час;
 $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{в}}$ - влагосодержание наружного и внутреннего воздуха, кг/кг

Влаговыведения от химических реакций, например, процессов горения, определяются по данным этих реакций. При этом выделяется влаги, кг:

При сгорании 1 кг ацетилена -----	0,7
То же бензина - -----	1,4
То же водорода -----	9,0
То же природного газа -----	1,3

Прорыв пара через неплотности производственного оборудования и коммуникаций при правильной их эксплуатации сводится к минимуму, которым можно пренебречь. Но в некоторых случаях прорыв пара через неплотности соединений оценивается в 2 % от количества протекающего пара в данном оборудовании.

Влаговыведения со смоченной поверхности оборудования и полов при адиабатическом испарении могут быть определены по формуле:

$$W_{\text{п}} = 0,006 F (t_{\text{в}} - t_{\text{м.т}}), \text{ кг/час} \quad (\text{XII.14})$$

где: F - смоченная поверхность оборудования и пола, м²;
 $t_{\text{в}}$ - температура воздуха помещения по сухому термометру, град.
 $t_{\text{м.т}}$ - температура воздуха помещения по мокрому термометру, град.

Количество влаги, испаряющееся от металлообрабатывающих станков при работе с эмульсией, определяется по формуле:

$$W_{\text{э}} = 0,15 N, \text{ кг/час} \quad (\text{XII.15})$$

где: N - мощность установленного металлообрабатывающего оборудования, кВт.

Количество испаряющейся жидкости, кроме воды, определяется по формуле:

$$G_{\text{ж}} = m (0,000352 + 0,000786 v) \cdot P F, \text{ кг/час} \quad (\text{XII.16})$$

где: m - молекулярный вес жидкости; v - скорость движения воздуха над источником испарения, м / сек; P - упругость паров жидкости, насыщающих воздух при температуре жидкости, мм. рт. ст.; F - поверхность испарения, м².

При испарении с поверхности водных растворов минеральных солей при концентрации последних до 25% по весу упругость паров можно принимать как упругость водяного пара.

Кроме влаговыведений, в помещении могут быть и влагопоглощения, как, например: поглощение влаги гигроскопическими материалами с химическими веществами, находящимися в помещении, которое определяется опытным путем, следовательно, баланс влаги в помещении выразится формулой:

$$W_{\text{изб}} = \sum W_{\text{выд}} - \sum W_{\text{пог}}, \text{ кг / час} \quad (\text{XII.17})$$

Очевидно, что в зависимости от конкретных условий баланс влаги в помещении может быть как положительный, так и отрицательный.

XII.3 h - d диаграмма и ее применение в расчетах кондиционирования воздуха.

Некоторые характерные точки на h - d диаграмме.

$h - d$ диаграмма, разработанная проф. Л.К. Рамзиным в 1918 г., представляет собой графическую зависимость параметров влажного воздуха I ; d ; t ; ϕ и $P_{\text{п}}$ для заданного барометрического давления.

Постоянные значения (const) этих параметров на диаграмме представлены линиями. На h-d диаграмме любая точка обозначает вполне определенное физическое состояние воздуха.

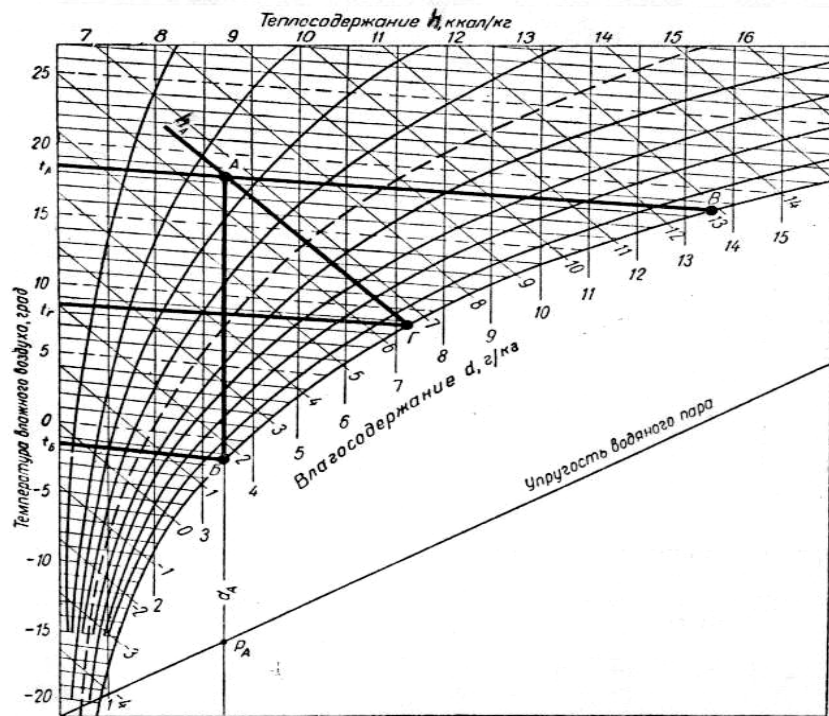


Рис. XII.1. Некоторые характерные точки на h-d диаграмме.

Так, для воздуха, имеющего физическое состояние, характеризуемое точкой А (рис. XII.1) легко на h-d диаграмме прочитать все остальные параметры t_A ; d_A ; h_A ; ϕ_A ; P_A .

Если через точку А провести линию АВ постоянного влагосодержания ($d = \text{const}$) до пересечения ее с линией $\phi = 100\%$, то получим точку В, которая представляет измененное состояние воздуха в точке А при его охлаждении до температуры t_B . Точка В называется точкой росы для воздуха, имеющего состояние, характеризуемое точкой

А, а температура t_B - температурой точки росы.

Если этот же воздух состояния в точке А подвергнуть насыщению водяными парами при $t_A = \text{const}$, то его состояние при полном насыщении находится на пересечении линии t_A с линией $\phi = 100\%$ в точке В (рис. XII.1). Точка В называется точкой насыщения для воздуха состояния в точке А при температуре t_A . В точке "В" также легко прочитать все параметры воздуха в новом его состоянии.

Если воздух состояния А охлаждать, увлажняя его без подвода и отвода тепла, то это изменение будет происходить при постоянном теплосодержании ($h = \text{const}$). Если провести через точку "А" линию $h_A = \text{const}$ до пересечения с линией насыщения $\phi = 100\%$, то получим точку "Г" и проходящую через нее линию температуры t_r . Эта точка называется точкой мокрого термометра, а температура t_r называется температурой мокрого термометра $t_{\text{М.Т}}$ или предельной температурой адиабатического охлаждения воздуха. Все точки, лежащие на одной линии $h = \text{const}$, имеют одну и ту же постоянную $t_{\text{М.Т}}$. Парциальное давление водяных паров для воздуха в точке "А" определяется точкой P_A , лежащей на пересечении линии d_A с линией парциального давления.

XII.4 Характерные случаи изменения состояния воздуха и их изображение на h - d диаграмме.

В практике процессы изменения состояния воздуха протекают при постоянном выделении или отнятии тепла или влаги, а также при одновременном их выделении.

Пусть, например, воздух с начальным состоянием, характеризующимся точкой А с параметрами t_A ; d_A ; h_A ; ϕ_A . требуется довести до состояния, характеризующегося точкой В с параметрами t_B ; d_B ; ϕ_B ; и h_B ; (рис. 4.2.).

Количество тепла, необходимое для процесса, будет:

$$Q = G (I_B - h_A), \quad \text{кДж/час} \quad (\text{XII.18})$$

где: G - количество воздуха кг / час;

а количество влаги

$$W = G (d_B - d_A) \quad \text{кг/час} \quad (\text{XII.19})$$

Разделив уравнение (4-18) на уравнение (4-19), получим:

$$\varepsilon = \frac{G}{W} = \frac{h_B - h_A}{0,001 (d_B - d_A)} = \frac{\Delta I}{0,001 \Delta d} \text{ кДж/кг} \quad (\text{XII.20})$$

Такой процесс изменения состояния воздуха называется тепловлажностным процессом. Он показывает, какое количество тепла подводится или отводится к 1кг воздуха на 1кг влаги. Графически на h-d диаграмме он выражается отношением приращения ординат Δh к приращению абсцисс Δd . Это отношение определяет собой угол наклона прямой,

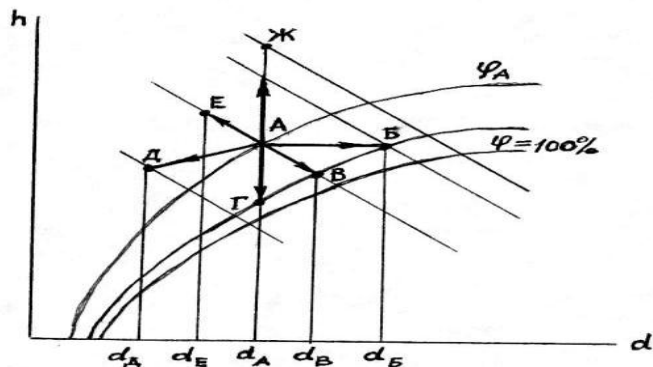


Рис. XII.2. Тепловлажностные процессы воздуха.

изображающей процесс ε , к оси абсцисс. Эту прямую называют лучом тепловлажностного процесса или угловым масштабом h-d диаграммы. Рассмотрим (рис. XII.2.) некоторые случаи изменения состояния воздуха.

Первый случай. Воздух, характеризуемый точкой А, доводится до состояния, характеризуемого точкой В. При этом воздухом поглощается одновременно тепло и влага, причем $h > h_A$ и $d_B > d_A$. В этом случае направление искомого луча процесса будет характеризоваться отношением:

$$\varepsilon_1 = \frac{h_B - h_A}{d_B - d_A} \cdot 1000 > 0$$

и соответствовать нагреванию и увлажнению воздуха.

Второй случай. Воздух переводится из состояния А в состояние В с параметрами $h_B = h_A$ и $d_B > d_A$.

Так как процесс увлажнения воздуха проходит при постоянном теплосодержании, то величина луча процесса будет

$$\varepsilon_2 = \frac{0}{d_B - d_A} \cdot 1000 = 0$$

и соответствует адиабатическому увлажнению воздуха.

Третий случай. Воздух переводится из состояния в точке А в состояние в точке Г с параметрами $h_G > h_A$ и $d_G = d_A$, т.е. процесс проходит при постоянном влагосодержании с направлением вниз от точки А, причем $h_A > h_G$.

Выражение луча процесса в этом случае будет;

$$\varepsilon_3 = \frac{h_G - h_A}{0} \cdot 1000 = -\infty.$$

Четвертый случай. Воздух (точка Д) отдает тепло $h_D < h_A$ и влагу $d_D < d_A$, т.е. проходит процесс охлаждения и осушения воздуха. Направление луча процесса будет:

$$\varepsilon_4 = \frac{h_D - h_A}{d_D - d_A} \cdot 1000 = \frac{-\Delta I}{-\Delta d} \cdot 1000 > 0$$

Так как приращения тепло-и влагосодержания имеют отрицательные значения, то направление луча процесса будет от точки А к точке Д.

Пятый случай. Воздух (точка Е) отдает влагу $d_E < d_A$ при постоянном теплосодержании $h_E = h_A = \text{const}$, т.е. протекает процесс осушки воздуха при помощи абсорбентов. Направление луча процесса будет:

$$\varepsilon_5 = \frac{0}{d_f - d_A} \cdot 1000 = 0$$

Однако, так как приращение влагосодержания будет отрицательным, то направление луча процесса будет от точки А к точке Е.

Шестой случай. Воздух (точка Ж) подвергается нагреванию в калориферах при постоянном влагосодержании $d_{ж} = d_A = \text{const}$. Так как $h_{ж} > h_A$, то направление процесса будет:

$$\varepsilon_6 = \frac{h_6 - h_A}{0} \cdot 1000 = +\infty$$

Так как приращение теплосодержания будет положительным, то направление луча процесса будет вверх от точки А.

Следовательно, лучи процессов ε наглядно характеризуют тепло-влажностные процессы, протекающие в кондиционируемом помещении или камере кондиционера.

ХИ.5 Прямоточная обработка воздуха

При прямоточной обработке наружный воздух в количестве $G_H = G_K = G_{пр}$ кг / час поступает в кондиционер, где обрабатывается в зависимости от периода года (теплый, холодный) и подается в помещение. Из помещения воздух в полном количестве ($G_{пр}$) удаляется системой вытяжной вентиляции наружу.

Расчет для теплого периода. В теплый период наружный воздух с температурой $t_H^л$ обычно более высокой, чем температура воздуха в помещении

$t_B^л$, характеризуемый на h-d диаграмме точкой Н (рис ХИ.3.), поступает в промывную камеру кондиционера, где вступает в контакт с разбрызгиваемой водой, имеющей температуру ниже температуры воздуха в помещении.

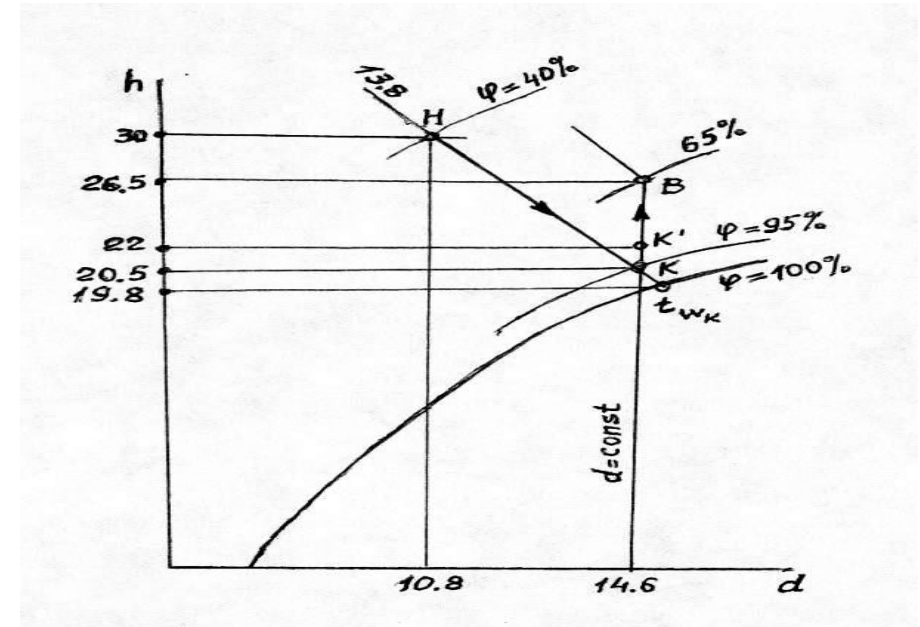


Рис. ХИ.3. Построение на h-d диаграмме процесса кондиционирования в летнее время.

В результате тепло-, влагообмена воздух при выходе из промывной камеры приобретает $\phi = 90 - 95 \%$.

Чтобы получить h-d диаграмму данного процесса проводим из точки Н луч процесса НК до пересечения с кривой $\phi = 95 \%$ (точка К). Далее воздух, пройдя вентилятор, нагреется и будет характеризоваться точкой К'. Процесс в помещении может закончиться в точке В, характеризующей заданные параметры воздуха в помещении. Температура воды в поддоне промывной камеры, т.е. температура воды (t_{wk}), участвующей в процессе обработки воздуха, находится на кривой $\phi = 100 \%$ на продолжении линии НК.

Производительность камеры по холоду в данном процессе обработки воздуха определяется по формуле:

$$Q_x = G_K \cdot 10 (t_H - t_K), \text{ кДж/час} \quad (\text{ХИ.21})$$

а расход тепла на нагревание воздуха составит:

$$Q_{\text{изб}} = G_{\text{пр}} (h_{\text{в}} - h_{\text{к}}'), \quad \text{кДж/час}$$

Количество испарившейся воды в камере в обрабатываемый воздух составит:

$$W_{\text{исп}} = G_{\text{пр}} (d_{\text{к}} - d_{\text{н}}) \quad \text{кг/час}$$

ХII.6. Расчет прямооточного процесса обработки воздуха в кондиционере.

Построить на h - d диаграмме процесс обработки воздуха в прямооточном кондиционере, определить потребный воздухообмен в помещении, производительность камеры по холоду и расход тепла на нагревание воздуха, если даны:

параметры наружного воздуха:

$$t_{\text{н}} = 30^{\circ}; \quad h_{\text{н}} = 13,8; \quad d_{\text{н}} = 10,8;$$

параметры внутреннего воздуха:

$$t_{\text{в}} = 26-27^{\circ} \quad \text{и} \quad \varphi_{\text{в}} = 63 - 67 \%;$$

теплоизбытки в помещении

$$Q_{\text{изб}} = 10000 \text{ Ккал / час} = 41900 \text{ кДж/час};$$

Производим построение процесса на h - d диаграмме, согласно которому получаем:

параметры воздуха, выходящего из камеры (точка К):

$$t_{\text{к}} = 20,5^{\circ}; \quad \varphi_{\text{к}} = 95 \%; \quad h_{\text{к}} = 13,8; \quad d_{\text{к}} = 14,6.$$

параметры воздуха, поступающего в помещение:

$$t_{\text{к}}' = 22^{\circ}; \quad \varphi_{\text{к}}' = 85 \%; \quad h_{\text{к}}' = 14,2; \quad d_{\text{к}}' = 14,6.$$

Процесс может быть закончен в точке В, имеющей параметры:

$$t_{\text{в}} = 26,5^{\circ}; \quad \varphi_{\text{в}} = 65 \%; \quad h_{\text{в}} = 15,2; \quad d_{\text{в}} = 14,6, \text{ так как они отвечают}$$

заданным. Процесс проходит по $h = \text{const}$ и является наиболее

рациональным. Перепад температур в помещении $\Delta t = 26,5 - 22 = 4,5$

$^{\circ}$. Температура разбрызгиваемой воды $t_{\text{вк}} = 19,8^{\circ}$.

На основании полученных данных определяем:

потребный воздухообмен в помещении:

$$G_{\text{пр}} = \frac{10000}{15,2 - 14,2} = 10000 \text{ кг/час}$$

Производительность камеры по холоду:

$$Q_{\text{х}} = 10000 \cdot 0,24 (30 - 20,5) = 22800 \text{ Ккал / час} \approx 95760 \text{ кДж / час}$$

Расхода тепла на нагревание воздуха нет. В данном случае он будет покрываться теплоизбытками в помещении.

$$Q = G_{\text{пр}} (h_{\text{в}} - h_{\text{к}}') = 10000 (15,2 - 14,2) = 10000 \text{ ккал / час} = 41900 \text{ кДж / час}.$$

Количество испаряющейся влаги воды в камере составит:

$$W_{\text{исп}} = 10000 (14,6 - 10,8) \cdot 0,001 = 38 \text{ кг / час}.$$

Из приведенного примера видно, что за счет адиабатического увлажнения воздуха (испарения воды) наружный воздух снизил свою температуру на $9,5^{\circ}$.

ХII.7 Выбор процесса обработки воздуха в прямооточном кондиционере в летнее время.

Не всегда в практике построение процесса в помещении может быть закончено в точке В (рис XII.3), и часты случаи, когда заданные параметры воздуха в помещении ($t_{\text{в}}$ и $\varphi_{\text{в}}$) могут быть обеспечены воздухом, выходящим из камеры (точка К) по $d = \text{const}$ при адиабатическом процессе его обработки.

Пусть точками Н и В характеризуются соответственно параметры наружного и внутреннего воздуха (рис. XII.4.)

Из точки Н аналогично рис. XII.3 проводим по $h = \text{const}$ процесс НК₁ и из точки К₁ по $d = \text{const}$ поднимаемся в точку В₁ до $\varphi_{\text{в}}$, характеризующую заданную влажность в помещении. При этом температура воздуха в точке В₁ не будет совпадать с заданной, а будет выше. Ниже заданной температуры она быть не может, так как тогда не

будет выдержана заданная влажность воздуха (ϕ_B).

Далее из точки B_1 по кривой ϕ_B опускаемся в точку В, характеризующую заданные параметры воздуха и по $d = \text{const}$ опускаемся в точку К на кривой $\phi = 95\%$.

Процесс обработки воздуха в камере характеризуется политропной НК; это свидетельствует, что адиабатическая обработка воздуха в камере в данном случае невозможна.

На продолжении прямой НК с кривой $\phi = 100\%$ находим конечную температуру воды (точку t_{WK}), участвующей в процессе обработки воздуха в камере. Потребный воздухообмен в помещении, производительность камеры по холоду и прочее определяют аналогично предыдущему.

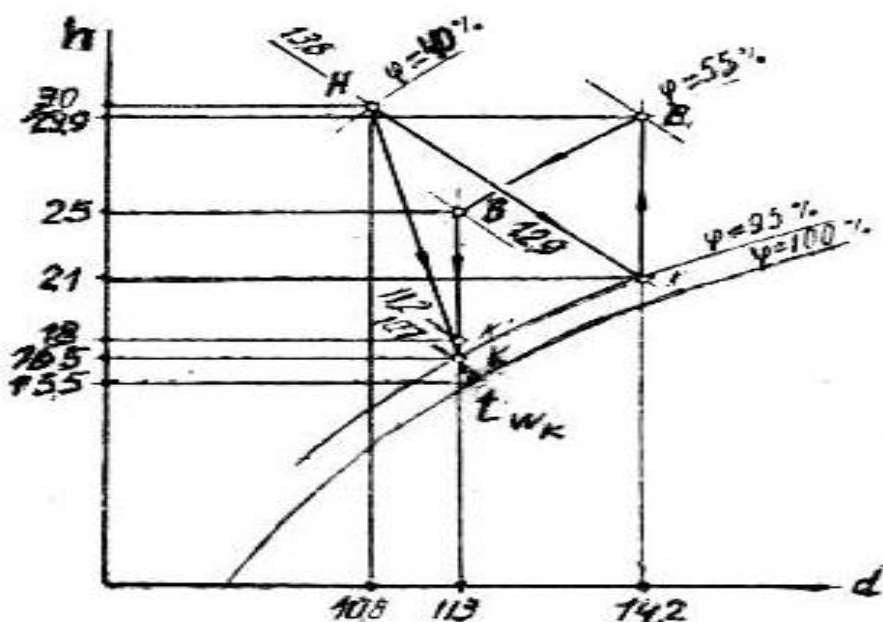


Рис. XII.4 h-d диаграмма процесса обработки воздуха в прямоточном кондиционере в летнее время.

Пример расчета. Построить на h-d диаграмме процесс обработки воздуха и др. аналогично предыдущему примеру, если заданные параметры внутреннего воздуха

$$t_B = 25^0 \text{ и } \phi_B = 55\%$$

Построение процесса на h - d диаграмме приведено на рис. XII.4. Согласно вышеприведенному описанию находим параметры точек.

Точка B_1 имеет $\phi_B = 55\%$, $t_B = 29,9$, т.е. заданную влажность, но температура не соответствует заданной.

Точка В имеет заданные:

$$t_B = 25^0; \quad \phi_B = 55\%; \quad h_B = 12,9; \quad d_B = 11,3.$$

Точка К характеризуется:

$$t_K = 16,5^0; \quad \phi_K = 95\%; \quad h_K = 10,7; \quad d_K = 11,3.$$

Точка К' имеет заданные:

$$t_{K'} = 18^0; \quad \phi_{K'} = 85\%; \quad h_{K'} = 11,2; \quad d_{K'} = 11,3.$$

Точка $t_{WK} = 15,6^0$.

На основании полученных данных определяем: потребный воздухообмен в помещении:

$$G_{\text{пр}} = \frac{10000}{12,9 - 11,2} = 5880 \text{ кг / час};$$

Производительность камеры по холоду:

$$Q_X = 5880 (13,8 - 10,7) = 18230 \text{ ккал / час} = 75500 \text{ кДж / час}.$$

XII.8. Политропный процесс обработки воздуха.

Общий случай построения политропического процесса обработки воздуха в камере кондиционера при условии, что в кондиционируемом помещении нет влаговыделений, приведен на рис. XII.5.

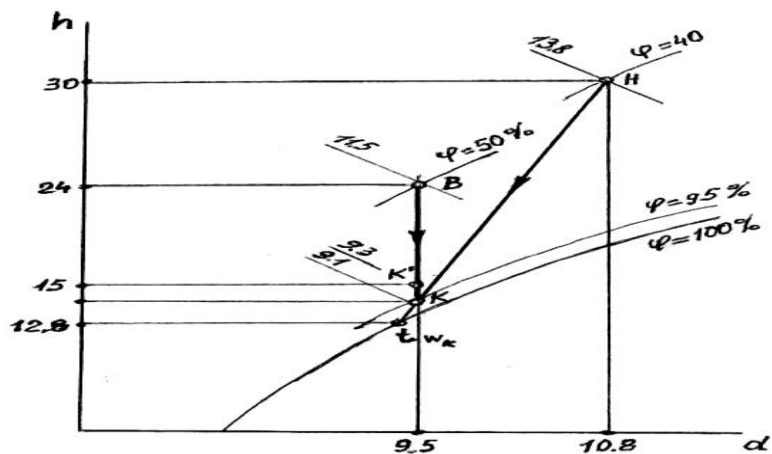


Рис. XII.5. Построение на $h-d$ диаграмме процесса обработки воздуха в летнее время в приточном кондиционере при политропическом процессе и отсутствии влаговыделений в помещении.

Точками В и Н характеризуются соответственно параметры внутреннего и наружного воздуха. Поскольку в помещении нет влаговыделений, то процесс ассимиляции тепла в нем будет проходить по $d = \text{const}$. Поэтому из точки В по $d = \text{const}$ опускаемся до $\varphi = 95\%$ и находим параметры воздуха, выходящего из камеры кондиционера (точку К).

Для построения процесса соединяем точки Н и К. В данном случае прямая НК - политропа. На продолжении прямой НК с кривой $\varphi = 100\%$ находим точку t_{wK} .

Потребный воздухообмен, производительность по холоду и прочее определяются аналогично предыдущему.

Пример расчета. Построить на $h-d$ диаграмме процесс обработки воздуха и др. аналогично предыдущим примерам, если заданные параметры воздуха в помещении

$t_B = 24^\circ$ и $\varphi_B = 50\%$. Построение процесса приведено на рис. 4.5.

Из точки В, имеющей параметры $t_B = 24^\circ$; $\varphi_B = 50\%$; $h_B = 11,5$; $d_B = 9,5$, опускаясь по $d = \text{const}$, находим точку К и её параметры: $t_K = 14^\circ$; $\varphi_K = 95\%$; $h_K = 9,1$; $d_K = 9,5$. Затем строим линию процесса

в камере, для чего соединяем точку Н с точкой К. На продолжении НК

с $\varphi = 100\%$ находим точку $t_{wK} = 12,8$. На линии ВК находим точку К' и её параметры: $t_{K'} = 15^\circ$; $\varphi_{K'} = 92\%$; $h_{K'} = 9,3$; $d_{K'} = 9,5$.

На основании полученных данных определяем потребный воздухообмен и прочее аналогично предыдущему примеру:

$$G_{\text{пр}} = \frac{10000}{11,5 - 9,3} = 4550 \text{ кг / час};$$

$$Q_X = 4550 (13,8 - 9,1) = 21385 \text{ ккал / час} = 89700 \text{ кДж / час};$$

$$Q = 4550 (11,5 - 9,3) = 10000 \text{ ккал / час} = 41900 \text{ кДж / час};$$

$$W_{\text{исп}} = 4550 (10,8 - 9,5) \cdot 0,001 = 5,9 \text{ кг / час}$$

XII.9. Процесс обработки воздуха при выделении в помещении тепла и влаги.

В практике часто встречаются случаи, когда в помещении выделяются одновременно тепло и влага. В этом случае требуется подогрев воздуха после выхода его из промывной камеры в калорифере второго подогрева (рис. XII.6.)

Предварительно определяем направление луча процесса в помещении, т.е. $\varepsilon = Q_{\text{изб}} / W$. Далее через точку В, характеризующую заданные параметры воздуха в помещении, проводится луч процесса ВП до пересечения с изотермой принятой температуры приточного воздуха $t_{\text{пр}}$, которая определяется из санитарно-гигиенических условий (допустимого перепада Δt).

Затем из точки П, опускаясь по $d = \text{const}$, находится точка К на пересечении с $\varphi = 95\%$, параметры которой соответствуют состоянию воздуха при выходе из промывной камеры, а прямая ПК является лучом процесса подогрева воздуха во втором калорифере кондиционера.

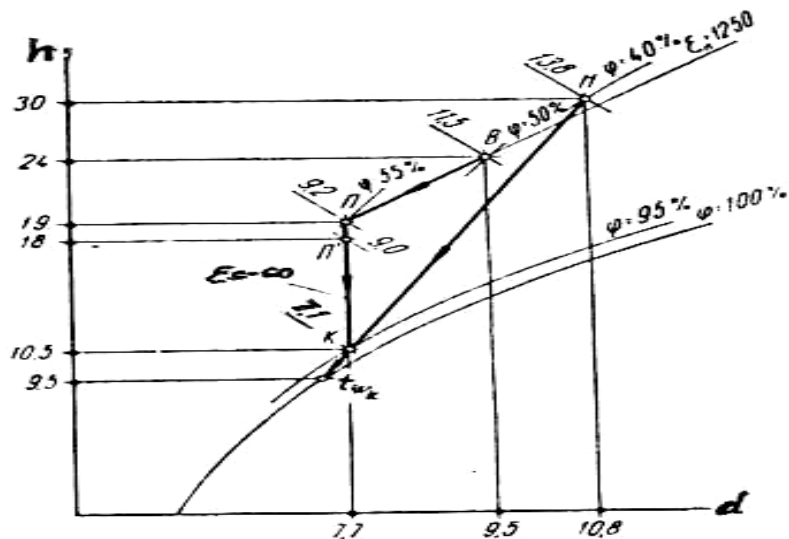


Рис. XII.6. Построение на h-d диаграмме процесса обработки воздуха в летнее время в приточном кондиционере при выделении в помещении тепла и влаги.

Далее находят точку Н, соответствующую параметрам наружного воздуха, проводя луч процесса в приточной камере НК и на продолжении ее с $\phi = 100\%$ находят точку t_{wk} . Остальные величины находятся аналогично предыдущему.

Пример расчета. Построить на h-d диаграмме процесс обработки воздуха и др. по данным предыдущего примера, но при условии, что кроме теплоизбытков $Q_{изб} = 10000$ ккал / час = 41900 кДж / час, в помещении выделяется влага в количестве $W = 8$ кг/час. Определяем направление луча процесса в помещении $\epsilon = 10000 / 8 = 1250$ ккал/кг = 5250 кДж/кг и, найдя на h-d диаграмме точку В, проводим из нее луч $\epsilon = 1250$ (или 5250).

Далее принимая допустимый перепад между температурой внутреннего и приточного воздуха, например, $\Delta t = 5^\circ$, находим точку П на изотерме $t_{пр} = 24 - 5 = 19^\circ$. Параметры точки П будут: $t_{пр} = 19^\circ$; $\phi_{пр} = 55\%$; $h_{пр} = 9,2$; $d_{пр} = 7,7$.

Затем из точки П по $d = \text{const}$ определяем параметры воздуха, выходящего из камеры (точку К): $t_K = 10,5$; $\phi_K = 95\%$; $h_K = 7,1$; $d_K = 7,7$.

Находим на диаграмме точку Н и далее определяем точку $t_{wk} = 9,5^\circ$.

Затем находим точку П' на луче процесса подогрева воздуха во втором калорифере, которая будет на $0,5 - 1,5^\circ$ ниже температуры приточного воздуха ($t_{пр}$), следовательно, $t_{П'} = 19 - 1 = 18^\circ$.

Потребный воздухообмен в помещении:

$$G_{пр} = \frac{8 \cdot 1000}{9,5 - 7,7} = \frac{10000}{11,5 - 9,2} = 4400 \text{ кг/час.}$$

Производительность промывной камеры по холоду:

$$Q_x = 4400 (13,8 - 7,1) = 29840 \text{ ккал / час} = 125300 \text{ кДж/час.}$$

Расход тепла для калорифера второго подогрева:

$$Q_{II} = 4400 (9,0 - 7,1) = 8360 \text{ ккал/час} = 35100 \text{ кДж/час.}$$

XII.10. Расчет для холодного периода.

В холодный период наружный воздух в количестве $G_H = G_{пр}$ кг/час поступает в калориферы первого подогрева, где он подогревается до температуры, при которой его теплосодержание будет равно расчетному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. После подогрева поступает в промывную камеру, где происходит его адиабатическое увлажнение, в результате которого воздух приобретает заданное влагосодержание при $\phi = 95\%$. Так как при увлажнении температура воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то воздух требуется нагревать.

Построение на h - d диаграмме процесса обработки воздуха в зимнее время при условии отсутствия в помещении влаговыделений приведено на рис. 4.7.

Процесс в помещении протекает по $d = \text{const}$. Находим на $h - d$ диаграмме точку В и по $d = \text{const}$ опускаем до $\varphi=95\%$ и находим точку К, характеризующую параметры воздуха, выходящего из промывной камеры.

Увлажнение воздуха рационально проводить по $h=\text{const}$. Перед увлажнением наружный воздух подвергается нагреванию в калориферах первого подогрева, где процесс проходит до $d = \text{const}$. Поэтому температура, до которой необходимо подогревать наружный воздух, определится на диаграмме точкой пересечения прямой из точки К по $h = \text{const}$ с прямой из точки Н по $d = \text{const}$. Воздух может нагреваться в калорифере второго подогрева, если теплоизбытков в помещении нет или их недостаточно. Подогревом воздуха в вентиляторах в зимнее время можно пренебречь.

расход тепла для калорифера первого подогрева:

$$Q_I = G_{\text{ПР}}(h_1 - h_H) \text{ ккал / час или кДж / час};$$

расход тепла для калорифера второго подогрева:

Согласно вышеприведенному построению находят:

$$Q_{II} = G_{\text{ПР}}(h_{\text{ПР}} - h_K) \text{ ккал / час или кДж / час};$$

где: $G_{\text{ПР}}$ - количество нагреваемого воздуха, кг / час;

h_1 - конечное теплосодержание воздуха, нагреваемого в калорифер первого подогрева, т.е. до температуры t_1 ;

$h_{\text{ПР}}$ - конечное теплосодержание воздуха, нагреваемого в калориферах второго подогрева.

Пример расчета. Построить на $h - d$ диаграмме процесс обработки воздуха в приточном кондиционере и определить расход тепла для калориферов первого и второго подогрева воздуха и количество испарившейся воды в камере, если дано: расчетные параметры воздуха ($t_H = -20^{\circ}$; $\varphi_H = 80\%$; $h_H = -4,5$; $d_H = 0,5$); расчетные параметры внутреннего воздуха ($t_B = -24^{\circ}$; $\varphi_B = 50\%$; $h_B = 11,5$; $d_B = 9,5$); воздухообмен в помещении согласно расчету летнего периода $G_{\text{ПР}} = 4550$ кг/час. Влаговывделений в помещении нет. На систему кондиционирования воздуха возлагается и отопление помещения. Недостача тепла согласно тепловому балансу $Q_{\text{нед}} = 5000$ ккал / час (или 21 000 кДж / час).

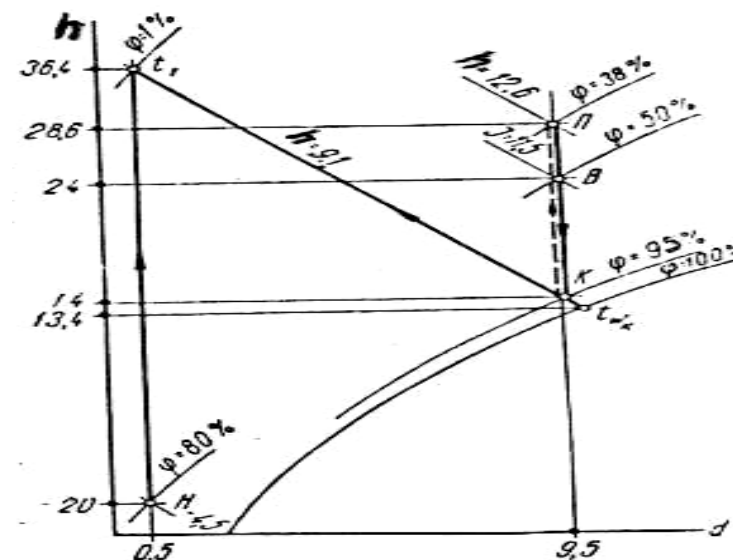


Рис. XII.7. Построение на $h - d$ диаграмме процесса обработки воздуха в зимнее время в приточном кондиционере при отсутствии влаговывделений в помещении.

Построение процесса показано на рис. 4.7. Находим на диаграмме точки Н и В. Далее из точки В, опускаясь по $d = \text{const}$, находим точку К и её параметры: $t_K = 14^{\circ}$; $\varphi_K = 95\%$; $h_K = 9,1$; $d_K = 9,5$. Затем строим линию процесса Ht_1 первого подогрева воздуха и находим её параметры: $t_1 = 36,4^{\circ}$; $h_1 = 9,1$; $d_1 = 0,5$. На продолжении линии Kt_1 на кривой $\varphi_1 = 100\%$ находим точку $t_{\text{WK}} = 13,4^{\circ}$.

Затем определяем температуру приточного воздуха с учетом покрытия недостачи тепла в помещении:

$$t_{\text{ПР}} = 24 + \frac{5000}{0,24 \cdot 4550} = 28,6^{\circ}$$

из точки К по $d = \text{const}$ находим точку П и её параметры: $t_{\text{ПР}} = 28,6^{\circ}$; $\varphi_{\text{ПР}} = 38\%$; $h_{\text{ПР}} = 12,6$; $d_{\text{ПР}} = 9,5$.

Расход тепла для калориферов первого подогрева :

$$Q_I = 4550 [9,5 - (-4,5)] = 61750 \text{ ккал / час} = 259550 \text{ кДж / час.}$$

Расход тепла для калориферов второго подогрева:

$$Q_{II} = 4550 (12,6 - 9,1) = 15950 \text{ ккал / час} = 66980 \text{ кДж / час.}$$

Количество испарившейся воды в камере:

$$W_{исп} = 4550 (9,5 - 0,5) 0,001 = 41 \text{ кг / час.}$$

Если бы по условию на систему кондиционирования воздуха не возлагалась задача отопления помещения (не было бы $Q_{нед} = 5000$ ккал/час = 21000 кДж/час), то температура приточного воздуха в этом случае была бы равна заданной температуре воздуха в помещении, т.е. в нашем примере $t_{пр} = t_B = 24^{\circ}\text{C}$.

Пример расчета. Построить процесс обработки воздуха в прямомочном кондиционере и определить расход тепла, если в помещении имеется избыточное тепло влаги в количестве $W = 8$ кг/час, следовательно, $\varepsilon = 1250$ ккал/кг (или 5245 кДж/кг).

Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха аналогичны предыдущему примеру. Воздухообмен в помещении $G_{пр} = 4400$ кг/час. Построение процесса приведено на рис.4.8.

Определение параметров воздуха в точках В, П и К производим аналогично предыдущим примерам. Затем определяем параметры точки t_1 : $h_1 = 7,1$; $t_1 = 28,5^{\circ}\text{C}$; $d_1 = 0,5$; $t_{wk} = 10^{\circ}\text{C}$.

Расход тепла для калориферов первого подогрева:

$$Q_I = 4400 [7,1 - (-4,5)] = 51040 \text{ ккал / час} = 214350 \text{ кДж / час}$$

для калориферов второго подогрева:

$$Q_{II} = 4400 (9,2 - 7,1) = 9240 \text{ ккал / час} = 38800 \text{ кДж / час.}$$

В практике расчетов системы кондиционирования воздуха при одновременном выделении в помещении тепла и влаги для определения температуры приточного воздуха (точки $t_{пр}$) можно пользоваться не только допустимым перепадом температур (Δt), но и ассимилирующей способностью приточного воздуха по влаге, т.е. $\Delta d = d_B - d_{пр}$. Однако в этом случае должен быть известен потребный воздухообмен в помещении, например, по летнему периоду или другим способом.

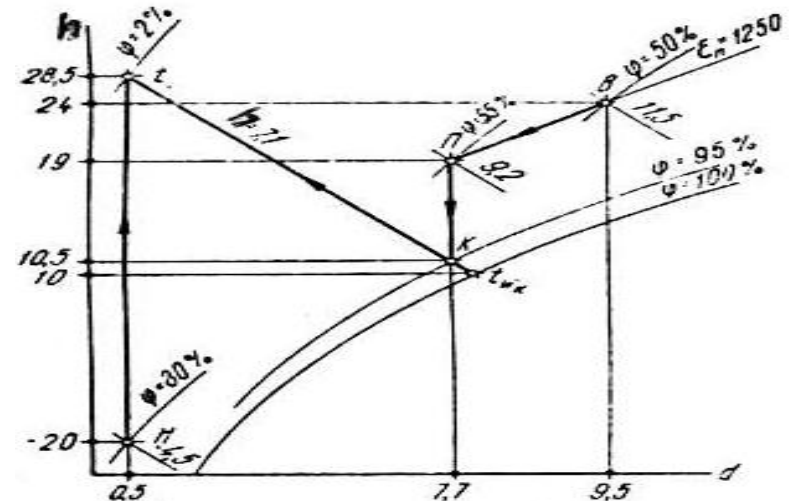


Рис. XII.8. Построение на $h - d$ диаграмме процесса обработки воздуха в зимнее время в прямомочном кондиционере при выделении в помещении тепла и влаги.

В этом случае ход построения процесса производится следующим образом: для определения параметров приточного воздуха находят Δd , в последнем примере это составит: $\Delta d = 8000 : 4400 = 1,8$ г / кг воздуха; следовательно, влагосодержание приточного воздуха должно быть равно:

$$d_{пр} = d_B - \Delta d = 9,5 - 1,8 = 7,7 \text{ г/кг.}$$

Затем проводят через точку В соответствующую заданному состоянию внутреннего воздуха луч процесса (ε) в помещении до пересечения с линией $d_{пр} = \text{const}$ и находят точку П, определяющую необходимое состояние приточного воздуха (в нашем примере $t_{пр} = 19^{\circ}$; $\phi_{пр} = 55\%$; $h_{пр} = 9,2$; $d_{пр} = 7,7$). Они полностью соответствуют ранее полученным значениям.

ПРИЛОЖЕНИЕ I. Сухой насыщенный пар и воды по температурам

t °C	P _н кг/м ²	v _л м ³ /кг	v' м ³ /кг	P'' кг/м ³	h _{с.в.} кДж/кг	h'' кДж/кг	г кДж/кг	S кДж/кг	S'' кДж/кг
0	0,6108	0,0010002	206,3	0,0048	0,000	2500,8	2500,8	0	9,1544
10	1,271	0,0010004	106,42	0,0093	42,04	2519,2	2477,3	0,1511	8,8995
20	2,337	0,0010018	57,84	0,0172	83,90	2537,2	2453,4	0,2964	8,6663
30	4,241	0,0010044	32,93	0,0303	125,69	2555,6	2430,0	0,4367	8,4526
40	7,375	0,0010079	19,55	0,0511	167,51	2573,6	2406,1	0,5723	8,2560
50	12,335	0,0010121	12,05	0,083	209,30	2591,6	2382,3	0,7038	8,0751
60	19,92	0,0010171	7,678	0,1302	251,12	2609,2	2258,0	0,8311	7,9084
70	31,16	0,0010228	5,045	0,1982	292,99	2626,4	2333,3	0,9550	7,7584
80	47,36	0,0010290	3,409	0,2933	334,94	2643,1	2308,2	1,0752	7,6116
90	70,11	0,0010350	2,361	0,4235	376,98	2659,5	2282,6	1,1924	7,4785
100	101,32	0,0010435	1,673	0,5977	419,10	2675,7	2256,7	1,3071	7,3545
110	143,27	0,0010515	1,419	0,8263	461,34	2691,3	2230,0	1,4185	7,2386
120	193,54	0,0010603	0,8917	1,422	503,17	2706,3	2202,0	1,5278	7,1285
130	270,11	0,0010697	0,6683	1,496	546,4	2720,6	2174,2	1,6345	7,0271
140	361,4	0,0010798	0,5087	1,966	569,7	2734,0	2144,9	1,7392	6,9304
150	476,0	0,0010906	0,3926	2,547	589,1	2746,5	2114,3	1,8418	6,8383
160	618,0	0,0011021	0,3068	3,259	632,3	2757,8	2082,5	1,9427	6,7508
170	792,0	0,0011144	0,2426	4,122	675,3	2568,7	2049,4	2,0413	6,6666
180	1002,1	0,0011275	0,1939	5,151	763,3	2773,4	2015,1	2,1395	6,5858
190	1255,3	0,0011415	0,1564	6,396	807,6	2786,3	1978,8	2,2358	6,5075
200	1555,0	0,0011565	0,1272	7,867	852,4	2793,0	1940,6	2,3308	6,4318

ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха.

t ⁰ C	P _H кг/м ²	v ₁ м ³ /кг	v м ³ /кг	P ⁰ кг/м ³	h _{с.в.} кДж/кг	h ⁰ кДж/кг	г кДж/кг	S ⁰ кДж/кг	S ⁰⁰ кДж/кг
210	1908,0	0,001172	0,1044	9,578	897,6	2798,0	1900,4	2,4246	6,3577
220	2320,2	0,001190	0,08606	11,62	943,7	2801,4	1857,7	2,8179	6,2848
230	2797,2	0,001208	0,07147	13,99	990,2	2803,1	1812,9	2,6101	6,2132
240	3348,0	0,001229	0,05967	16,76	1037,5	2803,1	1765,6	2,7022	6,1425
250	3978	0,001251	0,05005	19,98	1086,1	2801,0	1714,9	2,7934	6,0721
260	4694	0,001275	0,04215	23,72	1135,0	2796,4	1661,3	2,8851	6,0014
270	5505	0,001302	0,03360	28,09	1185,3	2787,4	1604,4	2,9764	5,9298
280	6419	0,001332	0,03013	33,19	1236,8	2779,6	1342,8	3,0685	5,8573
290	7445	0,001365	0,02553	39,17	1290,0	2766,2	1476,3	3,1610	5,7824
300	8592	0,001403	0,02164	46,21	1344,8	2749,1	1404,3	3,2548	5,7049
310	9869	0,001447	0,01831	54,61	1402,2	2727,3	1325,1	3,3507	5,6233
320	11290	0,001499	0,01545	64,74	1462,0	2699,3	1237,6	3,4495	5,5354
330	12867	0,001562	0,01417	77,09	1526,1	2665,7	1139,6	3,5521	5,4412
340	14608	0,001639	0,01078	92,77	1594,8	2621,8	1027,0	3,6605	5,3361
350	16537	0,001741	0,00880	113,6	1671,4	2564,4	893,0	3,7786	5,2117
360	18674	0,001894	0,00694	144,1	1761,4	2481,1	719,7	3,9163	5,0530
370		0,00222	0,00493	202,4	1892,4	2330,8	438,4	4,1135	4,798

Город	Температура наружного воздуха, °C					
	-30	-25	-15	-5	0	+8
Алма-Ата	32	122	622	1810	2820	4000
Архангельск	48	150	820	2670	4300	6024
Астрахань	3	32	291	1238	2460	4128
Баку	-	-	-	-	-	2660
Брянск	2	17	356	1730	3210	4950
Вильнюс	-	3	130	1040	2930	4650
Воронеж	7	34	470	1850	3380	4780
Ворошиловград	1	8	222	1260	2760	4320
Волгоград	1	13	420	1650	3100	4368
Нижн.Новгород	25	99	685	2320	3820	5230
Златоуст						
(Челябинская обл.)	48	190	1100	3060	4200	5560
Иванов	42	102	635			
Казань	20	117	790	2070	3800	5210
Калинин	14	48	516	2480	3800	5230
Киев	1	5	166	2020	3620	5250
Киров	61	173	960	1128	2352	4484
Кишинев	-	-	46	2790	4080	5550
Самара	10	114	890	615	2140	3980
С.Петербург	-	21	273	2360	3780	4950
Магнитогорск	65	190	1250	1533	2878	5240
Москва	15	47	418	3360	4100	5250
Мичуринск				1734	3033	4910
Мурманск	6	38	452	2276	4002	6740
Нижний Тагил	50	154	1030	3300	4080	5700
(Свердловская обл.)	-	-	-	-	-	3220
Новороссийск	-	-	26	544	1950	3960
Одесса	35	166	1060	2640	3770	4820
Оренбург	-	-	10	298	744	3170
Самарканд	-	-	54	459	1206	3120
Ташкент	-	12	34	1750	3200	4500
	-	12	34	1850	2450	4600

Литература

1. Андреевский А.К. Отопление Минск. Высшая школа, 1982.
2. Богословский В.И. Тепловой Режим здания М:Строй издат.,1979.
3. Отопление и вентиляция В.Н. Богословсий, В.П.Щеглов, Н.Н.Разумов. М.1980.
4. Пеклов А.А. Кондиционирование воздуха – Киев. Издат «Будивельник» 1987.
5. Сканава А.Н.Конструирование и расчет систем водяного и воздушного отопления зданий. М.Стройиздат, 1983.
6. Шекин Р.В., Березовский В.А., Потапов В.А. Расчет систем центрального отопления. Киев: Вищ. Школа. 1975.