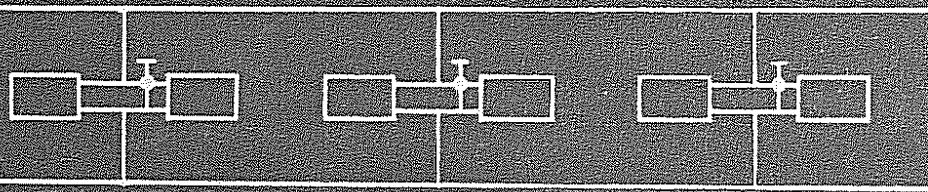
697
Д754-с

В. Ф. ДРОЗДОВ

ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

•

ОТОПЛЕНИЕ



В. Ф. Дроздов. Отопление

12507
/195-6

ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга предназначена для студентов, обучающихся по специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» в высших учебных заведениях, причем преимущественно без отрыва от производства. Именно поэтому учебник по профилирующему курсу имеет несколько меньший объем по сравнению с ранее выпущенными аналогичными учебниками. Тем не менее в целом в книге, по мнению автора, освещены все основные вопросы учебной программы курса.

Автор поставил перед собой задачу — описать основные принципиальные схемы систем отопительных устройств, принципы их расчета и по возможности эксплуатационные характеристики систем. Уяснение сущности устройства систем и методов их расчета послужит необходимым фундаментом для творческой работы инженера.

Наличие обстоятельной справочной литературы по отоплению освободило автора от необходимости широкого включения в книгу подробного описания оборудования и устройств.

Физические величины измерения при изложении теории указаны в системах МКГСС и СИ, а примеры расчетов — в системе МКГСС, поскольку вся нормативная и справочная литература по вопросам отопления дается в указанной системе.

Автор искренне благодарит докт. техн. наук, проф. Б. Н. Лобаева, канд. техн. наук, доцентов Р. В. Щекина, В. А. Березовского, а также канд. техн. наук И. Г. Староверова и канд. техн. наук И. С. Шаповалова за ценные замечания, сделанные ими по рукописи учебника.

ВВЕДЕНИЕ

Краткий обзор развития отопительной техники. Отопительные и вентиляционные системы устраивают с целью обеспечения в помещениях санитарно-гигиенических условий, необходимых для пребывания в них человека.

В цехах промышленных предприятий с помощью отопительно-вентиляционных устройств поддерживаются определенные параметры внутреннего воздуха (температуры, влажности, подвижности, чистоты от механических примесей) в соответствии с требованиями технологического процесса и гигиеническими нормативами.

Отопительные устройства являются важнейшими в комплексе отопительно-вентиляционных сооружений. В основном отопительные устройства служат для создания нормального теплового режима в помещениях.

Отопительно-вентиляционная техника прошла большой путь развития и совершенствования. Тысячелетиями для отопления жилища служил костер, на смену которому пришла печь.

Существенная роль в совершенствовании печей принадлежит нашей отечественной технике. С XVII в. до наших дней сохранилась слава о выдающихся мастерах-умельцах кладки печей М. Васильеве, Е. Иванове, П. Заборском, С. Буткееве. Большую ценность имели работы архитектора И. И. Свиязева (1867) по расчету и конструированию печей.

Конструированию и расчету огневоздушного отопления посвящены известные работы Н. А. Львова (1799), Н. А. Амосова (1835), Г. С. Войницкого (1881).

Центральные водяные и паровые системы отопления стали распространяться лишь в начале прошлого века. В России были распространены установки, созданные П. Г. Соболевским (1834). Интенсивно развивалась отопительная техника в конце прошлого и начале XX в. в связи с ростом строительства городов и крупных промышленных предприятий.

В начале XX в. получают дальнейшее развитие центральные системы отопления. В 1903 г. проф. В. М. Чаплин применил пароструйный эжектор в системе пароводяного отопления. В 1909 г. по проекту инж. М. П. Мельникова в здании Михайловского театра была устроена система водяного отопления с насосной циркуляцией. В 1906—1911 гг. инж. В. А. Яхимович в ряде объектов применил систему панельно-лучистого отопления, в которой нагревательными приборами являлись бетонные панели, встроенные в стены. В эти панели были замоноличены змеевики из стальных труб.

После Великой Октябрьской социалистической революции совершенствование отопительных систем получило подлинно широкое развитие.

Советское законодательство предусматривает создание условий, делающих труд человека здоровым и высокопроизводительным. В Программе Коммунистической партии Советского Союза говорится, что «всемерное оздоровление и облегчение условий труда — одна из важнейших задач подъема народного благосостояния».

Вопросы конструктивного улучшения, повышения гидравлической устойчивости, использования новых видов тепловой энергии, совершенствования методов расчета на базе изучения строительной теплофизики и гидравлики явились темами многих исследований. К ним относятся труды А. А. Крауза, П. Н. Каменева, Л. А. Семенова, Б. Н. Лобаева, В. Н. Богословского, В. И. Гусева и др.

Отопительно-вентиляционная техника относится к прикладным наукам. Научной основой ее являются физика, общая теплотехника, гидравлика. Поэтому изучению курса отопления и вентиляции должно предшествовать изучение этих дисциплин.

В последнее время отопительная техника получила большое развитие. Естественно, что описать все существующие системы отопления в учебнике не представляется возможным. В связи с этим автор поставил перед собой задачу — рассмотреть основные принципы работы основных систем отопления и их расчета, уяснение сущности которых позволит самостоятельно освоить устройство, действие и методы расчета других систем.

Требования, предъявляемые к системам отопления, подразделяют на санитарно-гигиенические, технико-экономические, строительно-архитектурные и эксплуатационные.

Санитарно-гигиенические требования имеют целью обеспечение в помещениях микроклимата или метеорологических условий, благоприятных для здоровья и труда человека.

Технико-экономические требования сводятся к тому, чтобы обеспечить оптимальную характеристику системы отопления.

Строительно-архитектурные требования предусматривают увязку системы отопления со строительными конструкциями и архитектурной композицией помещений, а также сохранность строительных конструкций в течение всего срока эксплуатации зданий.

Эксплуатационные требования заключаются в том, чтобы обеспечить удобное регулирование системы отопления, тепловую ее надежность, бесшумность действия, пожарную безопасность, удобство и простоту ремонта.

Классификация систем отопления. Системы отопления различают по следующим конструктивным признакам и параметрам:

1) месту размещения генератора тепла относительно отапливаемых помещений — на местные и центральные;

2) виду теплоносителя, подводящего тепло к отапливаемым помещениям, — на водяные, паровые, воздушные;

3) параметрам теплоносителя — на водяные системы с водой, нагретой ниже 100° С или выше 100° С (перегретой *), и паровые системы низкого и высокого давления;

* Под перегретой водой условно принято понимать воду с температурой выше 100° С.

4) передаче тепла отапливаемым помещениям — конвективные, лучистые;

5) способу циркуляции — на естественную (гравитационную), искусственную (насосную);

6) конструктивным особенностям, отличающим системы друг от друга схемой прокладки магистральных трубопроводов и стояков.

К местным относят системы, в которых генератор тепла и теплоотдающая часть находятся непосредственно в отапливаемом помещении; это — печное, газовое и электрическое отопление.

Центральными системами отопления называют такие системы, генераторы тепла в которых расположены вне отапливаемых помещений.

В системах с верхней разводкой подающие магистрали прокладывают на чердаках или под потолком верхнего этажа, в системах с нижней разводкой — в подвале или подпольных каналах.

По способу подводки теплоносителя к нагревательным приборам и отвода его схемы стояков могут быть двухтрубные или однотрубные.

ГЛАВА I.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ ЗДАНИЙ

§ 1. ПРОЦЕССЫ ТЕПЛООБМЕНА

В холодное время года, когда наружная температура ниже температуры внутреннего воздуха, помещение теряет теплоту через ограждения. Процесс передачи тепла через ограждение является сложным явлением. Но в любом случае в передаче тепла участвуют порознь или в сочетаниях следующие три вида теплообмена: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение.

Ниже рассмотрены способы передачи тепла через ограждения.

Передача тепла теплопроводностью. Теплопроводностью называют молекулярный перенос тепла в сплошной среде, обусловленный наличием градиента температуры.

Количество тепла, передаваемого теплопроводностью, определяют по закону Фурье

$$q = -\lambda \operatorname{grad} t, \qquad (I.1)$$

где λ — коэффициент теплопроводности или множитель пропорциональности, численно равный плотности теплового потока при градиенте температуры, равном единице, ккал/м·ч·град [Вт/(м·град)]; $\operatorname{grad} t$ — градиент температур, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры, его размерность — град/м. Значение $\operatorname{grad} t$ с обратным знаком означает падение температуры.

При передаче тепла через плоское ограждение площадью F уравнение (I.1) принимает вид

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F (\tau_1 - \tau_2), \qquad (I.2)$$

где τ_1 — температура внутренней поверхности ограждения, град; τ_2 — температура внешней поверхности ограждения, град; δ — толщина ограждения, м.

Коэффициент теплопроводности λ зависит от физической характеристики материала: объемной массы его γ, влажности W и температуры t:

$$\lambda = f(\gamma, W, t).$$

С увеличением объемной массы материала, его влажности и температуры коэффициент теплопроводности материала возрастает.

Передача тепла конвекцией. При конвективном теплообмене теплоотдача происходит одновременно теплопроводностью и конвекцией. Влияние этих процессов на теплоотдачу выражают через коэффициенты пропорциональности (коэффициенты конвекции).

Передача тепла конвекцией происходит путем перемещения частиц жидкости или газа. Количество тепла, передаваемого конвекцией, определяется по формуле Ньютона

$$Q_к = \alpha_к F (t_1 - t_2), \qquad (I.3)$$

где $\alpha_к$ — коэффициент конвективного теплообмена, ккал/м²·ч·град [Вт/(м²·град)]; F — площадь поверхности теплоотдачи, м²; $t_1 - t_2$ — разность температур поверхности t_1 и среды t_2 (или наоборот).

Конвективный теплообмен в основном зависит от интенсивности движения потока среды. Существенно влияет на теплообмен положение теплоотдающей поверхности (горизонтальное или вертикальное) и направление теплового потока (снизу вверх или сверху вниз). Например, при расположении греющей поверхности вверху и, следовательно, при направлении теплового потока сверху вниз практически $\alpha_к = 0$.

Передача тепла излучением. Излучением называется теплообмен, при котором энергия с одного тела на другое передается в результате внутриатомных процессов. Носителем теплового излучения являются электромагнитные волны.

Теплообмен излучением может происходить между телами с различной температурой. При одинаковой же температуре все тела находятся в так называемом термодинамическом равновесии. И в этом случае тепло излучается и поглощается лишь при одном условии: приход лучистой энергии равен ее расходу.

При теплообмене излучением двух с неодинаковой температурой поверхностей, расположенных параллельно, количество тепла, воспринимаемого поверхностью с меньшей температурой (определяемое по закону Стефана — Больцмана), пропорционально разности четвертых степеней абсолютных температур каждой поверхности:

$$Q_л = c_{пр} F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \qquad (I.4)$$

где $c_{пр}$ — приведенный коэффициент излучения двух противостоящих друг другу тел, ккал/(м²·ч·град К⁴) [Вт/(м²·град К⁴)]; F — поверхность излучения, м²; T_1, T_2 — абсолютные температуры поверхностей;

$$T_1 = 273 + t_1; \; T_2 = 273 + t_2.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением зависит от степени черноты тел, участвующих в теплообмене.

Приведенный коэффициент излучения $c_{пр}$ определяют по формуле

$$c_{пр} = \frac{1}{1/c_1 + 1/c_2 - 1/c_0}, \qquad (I.5)$$

где c_1 — коэффициент излучения первой поверхности с температурой T_1, ккал/(м²·ч·град К⁴) [Вт/(м²·К⁴)]; c_2 — коэффициент излучения второй поверхности с температурой T_2, ккал/(м²·ч·град К⁴) [Вт/(м²·К⁴)]; c_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, ккал/(м²·ч·град К⁴)[Вт/(м²·К⁴)].

Величины коэффициентов излучения зависят от цвета поверхности, качества ее обработки и температуры тела. Для абсолютно черного тела (независимо от температуры) значение $c_0 = 4{,}9$ ккал/(м²××ч·К⁴) или [5,68 Вт/(м²·К⁴)].

Абсолютно черными телами называются такие, которые поглощают всю падающую на них лучистую энергию. Для так называемых серых тел, к которым относится большинство строительных материалов, коэффициент излучения $c < c_0$.

Формулу (I.4) для упрощения можно писать аналогично формуле (I.3):

$$Q_л = \alpha_л F (t_1 - t_2), \qquad (I.6)$$

где

$$\alpha_л = c_{пр} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] : (t_1 - t_2),$$

α — коэффициент теплообмена излучением, ккал/м²·ч·град [Вт/(м²·град)].

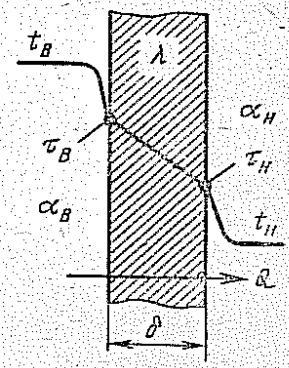


Рис. I.1 Теплопередача через плоскую стенку при установившемся тепловом состоянии

Коэффициент теплопередачи ограждения. Если в одно и то же время измерить температуры воздуха помещения $t_в$, внутренней поверхности ограждения $\tau_в$, в толще конструкции, наружной поверхности ограждения $\tau_н$ и снаружи $t_н$, то получим кривую распределения температур, изображенную рис. I.1.

Количество тепла, теряемого ограждением, можно определить из следующих выражений:

$$Q_1 = \alpha_в F (t_в - \tau_в); \qquad (I.7)$$

$$Q_2 = \frac{\lambda}{\delta} F (\tau_в - \tau_н); \qquad (I.8)$$

$$Q_3 = \alpha_н F (\tau_н - t_н), \qquad (I.9)$$

где Q_1 — количество тепла, воспринимаемого внутренней поверхностью ограждения; ккал/ч [Вт]; Q_2 — количество тепла, проходящего через ограждение толщиной δ, ккал/ч [Вт]; Q_3 — количество тепла, отдаваемого наружной поверхностью ограждения наружному воздуху, ккал/ч; [Вт]; $\alpha_в$ — коэффициент теплообмена на внутренней поверхности ограждения или коэффициент тепловосприятия, выражающий количество поглощаемого тепла в 1 ч единицей поверхности ограждения (1 м²) при разности температур в 1 град между температурами помещения и внутренней поверхностью, ккал/м²·ч·град [Вт/(м²·град)]; λ — коэффициент теплопроводности или количества тепла, проходящего через 1 м² поверхности ограж-

дения толщиной 1 м в течение 1 ч при разности температур в 1 град, ккал/(м·ч·град) [Вт/(м·град)]; $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения или коэффициент теплоотдачи, выражающий количество тепла, отдаваемого в 1 ч с 1 м² поверхности ограждения при разности температур между поверхностью ограждения и наружной температурой в 1 град, ккал/м²·ч·град [Вт/(м²·град)]; F — площадь поверхности ограждения, м².

Из уравнений (I.7), (I.8), (I.9) для температурной разности последовательно находим

$$t_в - \tau_в = \frac{Q_1}{\alpha_в F}; \quad \tau_в - \tau_н = \frac{Q_2 \delta}{\lambda F}; \quad \tau_к - t_н = \frac{Q_3}{\alpha_н F}.$$

При стационарном режиме, т. е. установившемся тепловом потоке, $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$. Суммируя разности температур, получим общую разность (тепловой напор), необходимую для передачи тепла через ограждение

$$t_в - t_н = \frac{Q}{F}\left(\frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}\right). \qquad (I.10)$$

Приняв $F = 1$ м² и $t_в - t_н = 1$ град, преобразуем уравнение (I.10)

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}} = K. \qquad (I.11)$$

Размерность Q и K в этом случае ($Q = K$) одинакова: ккал/(м²××ч·град).

По уравнению (I.11) определяют количество тепла, проходящего через единицу поверхности (1 м²) в единицу времени (1 ч) при разности температур внутреннего и наружного воздуха в 1 град. Это количество тепла называют *коэффициентом теплопередачи плоского ограждения.*

Если ограждение состоит из нескольких материальных слоев, то коэффициент теплопередачи его будет равен:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} + \Sigma\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}}, \qquad (I.12)$$

где $\Sigma\frac{\delta}{\lambda}$ — сумма термических сопротивлений всех материальных слоев (см. ниже).

Коэффициент теплопередачи характеризует сложный теплообмен, встречающийся в практике. Этот коэффициент выражает процесс передачи тепла через плоскую стенку тремя способами: теплопроводностью λ, конвекцией и лучеиспусканием.

Коэффициент тепловосприятия $\alpha_в$ является суммой двух слагаемых

$$\alpha_в = \alpha_к + \alpha_л,$$

где $\alpha_к$ — коэффициент конвекции; $\alpha_л$ — коэффициент излучения.

Такой же физический смысл имеет и коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$.

Сопротивление теплопередаче ограждения. Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется сопротивлением теплопередаче. Выражают ее формулой

$$R_0 = \frac{1}{K} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}} = \frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н} \qquad (I.13)$$

или

$$R_0 = R_в + R_т + R_н, \qquad (I.14)$$

где $R_в = \frac{1}{\alpha_в}$, $R_т = \frac{\delta}{\lambda}$, $R_н = \frac{1}{\alpha_н}$ — сопротивления тепловосприятию, теплопроводности, теплоотдаче.

Сопротивление теплопередаче R_0 выражает разность температур, необходимую для того, чтобы через единицу поверхности (1 м²) ограждения в единицу времени (1 ч) прошла единица количества тепла.

Сопротивление тепловосприятию $R_в$ указывает на разность температур, которая необходима для перехода единицы количества тепла от внутреннего воздуха к единице внутренней поверхности (1 м²) ограждения в единицу времени (1 ч); $R_т$ — величина термического сопротивления ограждения — показывает разность температур, требующуюся для перехода единицы количества тепла через толщу ограждения поверхностью 1 м² в единицу времени (1 ч); $R_н$ — сопротивление теплоотдаче — указывает на разность температур, необходимую для перехода единицы количества тепла от единицы наружной поверхности (1 м²) к наружному воздуху в единицу времени (1 ч).

Термическое сопротивление имеет следующую размерность: град/[ккал/(м²·ч)]; м²·ч·град/ккал; град/(Вт/м²) = м²·град/Вт.

Из уравнения (I.13) видно, что термическое сопротивление всего ограждения равно сумме частных термических сопротивлений. Если ограждение состоит из нескольких материальных слоев, то термическое сопротивление его можно найти, пользуясь уравнением

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_в} + \Sigma\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}, \qquad (I.15)$$

где $\Sigma\frac{\delta}{\lambda}$ — сумма термических сопротивлений всех слоев ограждения.

Передача тепла через конструкции с воздушной прослойкой. Воздух обладает очень малым коэффициентом теплопроводности (λ воздуха равна 0,02 ккал/м·ч·град) [0,0232 Вт/(м·град)]. Коэффициент теплопроводности твердых тел выше, чем у воздуха, поэтому естественно стремление применять воздушные прослойки в строительных конструкциях в качестве тепловой изоляции.

Тепло через воздушные прослойки передается теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Теплопередача через воздушные прослойки зависит от ряда факторов, в частности от толщины воздушных прослоек, их положения (горизонтальные или вертикальные), направления теплового потока (сверху вниз, снизу вверх).

Эксперименты показали, что теплопередача через воздушные прослойки происходит в основном (до 87%) излучением.

С уменьшением толщины воздушной прослойки передача через нее тепла теплопроводностью и конвекцией снижается. Сопротивление теплопередаче многослойных конструкций с воздушной прослойкой выражается формулой

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_в} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \sum R_{в.п} + \frac{1}{\alpha_н}, \qquad (I.16)$$

где $\Sigma R_{в.п}$ — термическое сопротивление воздушных прослоек.

Значения термических сопротивлений воздушных прослоек определяют по опытным данным, приведенным в табл. I.1.

Таблица I.1

Термические сопротивления замкнутых воздушных прослоек

Толщина прослойки, мм	$R_{в.п}$, м²·ч·град/ккал			
	для горизонтальных прослоек при потоке тепла снизу вверх и для вертикальных прослоек при температуре воздуха в прослойке		для горизонтальных прослоек при потоке тепла сверху вниз при температуре воздуха в прослойке	
	положительной	отрицательной	положительной	отрицательной
10	0,15	0,17	0,15	0,18
20	0,16	0,18	0,18	0,22
30	0,16	0,19	0,19	0,24
50	0,16	0,20	0,20	0,26
100	0,17	0,21	0,21	0,27
150	0,18	0,21	0,22	0,28
200—300	0,18	0,22	0,22	0,28

Примечание. Величины $R_{в.п}$ определены при разности температур на поверхности прослоек, равной 10°. При меньшей разности от 8 до 2° вводятся поправки: $R_{в.п}$ умножают на коэффициент от 1,05 до 1,2.

Из табл. I.1 видно, что теплозащитные свойства воздушных прослоек возрастают с увеличением толщины их лишь до известных пределов. Увеличивать толщину воздушных прослоек при потоке тепла снизу вверх (при отрицательных температурах) больше чем на 50 мм нецелесообразно. При потоке же тепла сверху вниз теплозащитные свойства горизонтальной прослойки при ее толщине больше 150 мм не увеличиваются.

Формула для определения потерь тепла через ограждение. Зная коэффициент теплопередачи K или сопротивление теплопередаче R, можно определить потери тепла ограждениями

$$Q = \kappa F (t_в - t_н), \qquad (I.17)$$

имея в виду, что $\kappa = 1/R$,

$$Q = \frac{1}{R} F (t_в - t_н), \qquad (I.18)$$

где F — площадь поверхности ограждения, м²; $t_в$ — расчетная температура внутренняя, град; $t_н$ — то же, наружная.

Расчетная внутренняя температура. Внутренняя температура воздуха является одной из основных расчетных величин при проектировании и устройстве систем отопления помещений.

Температуру в помещении назначают исходя из санитарно-гигиенических требований, предъявляемых к помещениям для пребывания в них людей и для ведения технологического процесса.

Самочувствие и работоспособность человека существенно зависят от факторов, определяющих интенсивность теплообмена между организмом человека и окружающей средой, т. е. от температурных условий в помещении — температуры воздуха $t_в$ и температуры внутренних поверхностей ограждений $\tau_в$, от относительной влажности и подвижности воздушной среды.

Температурные условия характеризуются температурой $t_в$ и температурой внутренних поверхностей $\tau_в$. Интенсивность отдачи тепла человеком характеризуется, кроме того, радиационным охлаждением или радиационными условиями — радиационной температурой, размерами и расположением нагретых и охлажденных поверхностей.

Радиационную t_R или среднюю лучистую температуру определяют по упрощенной формуле, в которой не учитывается степень черноты ограждений:

$$t_R = \frac{\sum (F_в \tau_в)}{\sum F_в}, \qquad (I.19)$$

где $\tau_в$ — средняя температура каждой из поверхностей, включая и греющие панели, град; $F_в$ — соответствующие площади поверхностей, м².

Интенсивность суммарного лучисто-конвективного теплообмена характеризуется результирующей температурой помещения $t_п$, которую для помещений с небольшой подвижностью воздуха определяют по формуле

$$t_п = \frac{t_в + t_R}{2}.$$

Для обычных помещений $t_п$ и t_R можно принимать равными $t_в$.

Связь радиационной температуры с внутренней температурой воздуха помещения для жилых зданий можно представить графи-

чески (рис. I.2), используя зависимость $t_п = f(t_R)$. Площадь на этом графике, ограниченная точками *а, б, в, г*, представляет зону, в пределах которой обеспечивается комфортное ощущение человека в жилых помещениях (при соответствующей влажности воздуха).

Температурная обстановка в помещении определяется двумя условиями комфортности.

Первое условие комфортности заключается в том, что человек, находящийся в середине обслуживаемой зоны и отдающий тепло, не должен испытывать ни перегрева, ни переохлаждения. Для холодного периода года это условие записывают в виде

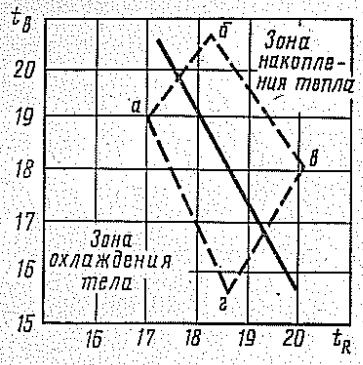


Рис. I.2. Зона температурных комфортных условий жилых помещений. Площадь *а—б—в—г* — зона комфорта

$$t_R \leqslant 1{,}57 t_п - 0{,}57 t_в \pm 1{,}5 \text{ град}, \quad (I.20)$$

где $t_п$ соответствует оптимальным условиям, в которых находится человек. При спокойном состоянии человека $t_п = 21—23°$ С, при выполнении легкой работы — 19—21° С, при работе средней тяжести — 16—19° С, при тяжелой работе — 14—16° С.

Второе условие температурной комфортности определяет допустимые температуры нагретых и охлажденных поверхностей при нахождении человека на границах обслуживаемой зоны.

Для предупреждения радиационного перегрева или переохлаждения головы человека поверхности потолка и стен могут быть нагреты до температуры

$$\tau_{нач}^{доп} \leqslant 19{,}2 + \frac{8{,}7}{\varphi} \quad (I.21)$$

или охлаждены до температуры

$$\tau_{охл}^{доп} \geqslant 23 - \frac{5}{\varphi}, \quad (I.22)$$

где φ — коэффициент облученности нагретой или охлажденной поверхности с наиболее невыгодно расположенной элементарной площадки на поверхности тела, определяемый по соответствующим графикам.

Вследствие сказанного второе условие комфортности ограничивает количество остекленных поверхностей, т. е. интенсивность лучистого теплообмена между человеком и ограждением.

Определять t_R и $t_п$ необходимо для помещений, имеющих значительные охлажденные поверхности (с большим остеклением) или развитые нагретые поверхности (например, при панельно-лучистом отоплении).

По действующим нормам расчетную внутреннюю температуру регламентируют для рабочей зоны помещений, верхняя отметка которой расположена на высоте 2 м от пола.

Как правило, температура воздуха в помещении неодинакова по высоте и в горизонтальной плоскости помещения. Обычно по высоте помещения температура воздуха возрастает. Естественно, что и тепловые потери помещения через ограждения увеличиваются с ростом внутренней температуры.

Для жилых и общественных зданий внутреннюю расчетную температуру в соответствии с нормами принимают в пределах 18—20° С, для производственных помещений — в пределах 12—16° С с учетом назначения помещений, наличия или отсутствия в них тепловыделений.

При устройстве дежурного отопления, чаще в производственных помещениях, за расчетную внутреннюю температуру принимают +5° С, имея в виду поддержание этой температуры в нерабочее время (если это необходимо).

Расчетная температура наружного воздуха для проектирования систем отопления. Наружная температура зависит от географического положения данной местности. Она изменяется в течение суток, в течение года и по годам.

На какую же наружную температуру рассчитывать отопительные устройства? Наблюдения показали, что кратковременные изменения наружной температуры не сказываются на температуре воздуха помещения. Объясняется это способностью ограждающих конструкций аккумулировать тепло. Вследствие этого за расчетную (зимнюю) наружную температуру при проектировании систем центрального отопления принимают, по климатологическим данным, среднюю температуру наиболее холодных пятидневок в данной местности из восьми зим за 50-летний период.

Кажущийся достоверным расчет систем отопления на самую низкую наружную температуру, наблюдаемую в данной местности в течение ряда лет, несостоятелен, так как экспериментальные наблюдения показывают, что непродолжительное по времени колебание наружной температуры практически не изменяет внутреннюю температуру отапливаемых помещений.

§ 2. ВЫБОР ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Ограждающие конструкции, кроме прочностных и конструктивных требований, должны удовлетворять экономическим, теплотехническим и санитарно-гигиеническим требованиям.

Теплотехнические свойства ограждений характеризуются сопротивлением теплопередаче, теплоустойчивостью воздухо- и паропроницаемостью.

Сопротивление теплопередаче ограждения должно иметь оптимальное значение. При малых сопротивлениях теплопередаче ограждения получаются более легкими, и первоначальные затраты на строительную часть таких сооружений соответственно уменьша-

ются. Вместе с тем увеличиваются первоначальные затраты на устройство систем отопления и возрастают расходы, связанные с эксплуатацией этих систем. Дело в том, что с уменьшением сопротивления теплопередаче возрастают тепловые потери и, как следствие, увеличивается расход топлива, сжигаемого для отопления здания.

Оптимальную толщину ограждающих конструкций можно найти путем сопоставления стоимости и эксплуатации здания со стоимостью эксплуатации отопительных устройств в нем. Очевидно, ограждения оптимальной толщины будут характеризоваться наименьшей величиной приведенных затрат на возведение здания и эксплуатационных расходов по зданию, включая систему отопления.

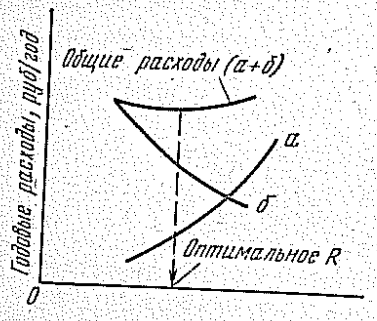


Рис. I.3. Графическое определение оптимальной толщины ограждения

Определить наивыгоднейшую толщину ограждения можно аналитически и графически. Оптимальная толщина ограждения (на графике — оптимальное сопротивление теплопередаче), отмечаемая на оси абсцисс (рис. I.3), будет соответствовать минимальным суммарным расходам на эксплуатацию здания (кривая $а$) и эксплуатацию систем отопления (кривая $б$).

Определение оптимального сопротивления теплопередаче ограждения является задачей чрезвычайно важной и сложной, особенно если иметь в виду, что сопротивление теплопередаче является показателем расхода топлива, потребление которого на отопление в масштабах страны составляют 30—40% от его общего количества.

Проф. В. Н. Богословский рекомендует следующую формулу для определения оптимального значения сопротивления теплопередаче $R_0^{опт}$ [3] в м²·ч·град/ккал:

$$R_0^{опт} = \sqrt{\frac{(t_в - t_{о.п})\, Z \cdot 24 s_т T}{\lambda_{из} S_{из}}}, \qquad (I.23)$$

где $t_{о.п}$, Z — средняя температура и продолжительность отопительного периода; $s_т$ — стоимость тепла для системы отопления, руб/ккал; T — нормативный срок окупаемости строительства — 6 лет; $\lambda_{из}$, $S_{из}$ — коэффициент теплопроводности изоляции и стоимость 1 м³ теплоизоляции в конструкции ограждения.

Из выражения (I.23) видно, что при дешевой изоляции и высокой стоимости топлива величина $R_0^{опт}$ будет расти, т. е. ограждения будут более массивными.

Сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций из экономических условий возможно определить также по методике СНиП II-А.7—71.

Теплоустойчивость ограждений. Под теплоустойчивостью ограждений понимают их свойство сохранять относительное постоянство температуры на поверхности, обращенной в помещение, при периодических колебаниях потока тепла через конструкции, вызываемых изменениями температуры воздуха (наружного или внутреннего).

Чем меньше будут колебания температуры внутренней поверхности при различных колебаниях температуры наружного воздуха, тем ограждение будет более теплоустойчивым. Отсюда следует, что необходимо дополнительно выявить, удовлетворяют ли проектируемые конструкции ограждений условиям тепловой устойчивости.

Разность температур воздуха помещений и внутренней поверхности наружных ограждений имеет большое санитарно-гигиеническое значение.

Для обеспечения нормальной терморегуляции человек должен отдать тепло в окружающую среду. Тепло, отдаваемое телом человека, передается в окружающую среду следующими способами: теплопроводностью, конвекцией, излучением и, наконец, испарением влаги с поверхности тела и с влагой, содержащейся в выдыхаемом воздухе.

Потеря тепла излучением зависит от температуры внутренних поверхностей ограждений: чем ниже температура внутренней поверхности ограждений, тем интенсивнее передается тепло лучеиспусканием. Слишком большая разность температур воздуха может вызвать чрезмерно высокую отдачу тепла телом человека излучением, что нежелательно. По этой причине разность температур между воздухом помещения $t_п$ и внутренней поверхностью ограждения $\tau_в$ нормируется, т. е. указывается максимально допустимая разность этих температур. Кроме того, разность температур $(t_в - \tau_п)$ должна гарантировать от выпадения конденсата на внутренней поверхности ограждения. Температура внутренней поверхности наружного ограждения должна быть не ниже температуры точки росы.

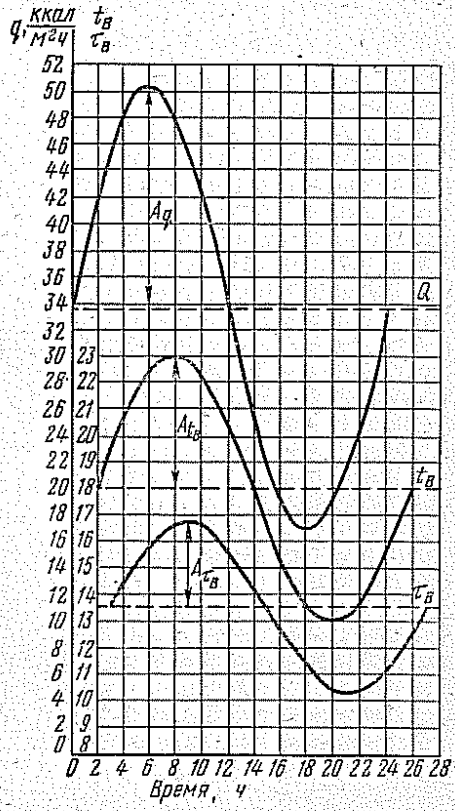


Рис. I.4. Колебания теплового потока, внутренней температуры, температуры внутренней поверхности ограждения при периодически действующей системе отопления

Rigas Politehniskā institūta

Температурой точки росы называют температуру, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания.

Потери тепла ограждениями определяют обычно исходя из условия стабильного теплового состояния, т. е. при определенных наружной и внутренней температурах. Вместе с тем, как известно, практически наружная температура существенно изменяется в течение суток и по дням отопительного периода.

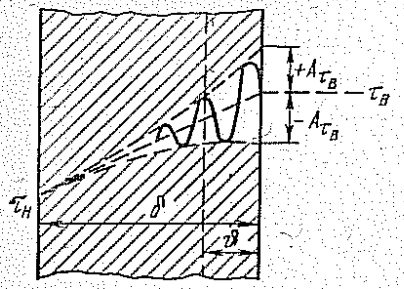


Рис. I.5. Колебания температуры в толще ограждения при периодическом тепловом потоке (нестационарный режим)

При изменении наружной температуры или резком колебании теплоотдачи отопительных приборов (например, при печном отоплении) будет изменяться температура на внешней поверхности, по толщине и, что особенно важно, на внутренней поверхности ограждения.

Экспериментально установлено, что при печном отоплении теплоотдача печи, температура воздуха помещения и температура внутренней поверхности ограждения изменяются по закону правильной гармонической функции (рис. I.4).

Из рис. I.4 видно, что теплоотдача печи Q, температура воздуха помещения $t_в$ и температура внутренней поверхности ограждения $\tau_в$ будут отклоняться во времени от своих нормальных расчетных величин (см. ниже) в большую сторону (достигая максимума) и меньшую соответственно на A_q, $A_{t_в}$, $A_{\tau_в}$, т. е.

$$Q_{макс}=Q+A_q;\ \tau_{в.макс}=\tau_в+A_{\tau_в};$$
$$Q_{мин}=Q-A_q;\ \tau_{в.мин}=\tau_в-A_{\tau_в};$$
$$t_{в.макс}=t_в+A_{t_в};$$
$$t_{в.мин}=t_в-A_{t_в},$$

где A_q, $A_{t_в}$, $A_{\tau_в}$ — амплитуды колебаний соответственно теплового потока A_q, температуры воздуха помещения $A_{t_в}$ и температуры внутренней поверхности ограждения $A_{\tau_в}$.

Наблюдения за температурой в толще конструкции ограждения показали, что вслед за изменением температуры внутренней поверхности ограждения меняется температура в толще конструкции. По мере удаления от внутренней поверхности амплитуды колебания температуры внутри ограждения будут затухать (рис. I.5).

Прямая линия $\tau_в$—$\tau_н$ изображает изменение температур в толще ограждения при стационарном тепловом потоке. Волнообразная линия показывает температуру по всей толщине ограждения при соответствующих изменениях температуры внутренней поверхности ограждения.

Из рис. I.5 видно, что, несмотря на изменение температуры по всей толщине ограждения, заметные или резкие колебания температуры наблюдаются в небольшой части толщины ограждения или в пределах так называемого слоя резких колебаний.

На основании исследований О. Е. Власова * толщину слоя резких колебаний можно определить по формуле

$$\Theta=\sqrt{\frac{Z\lambda}{2\pi c\gamma}}=\sqrt{\frac{ч\cdot ккал\cdot кг\cdot град\cdot м^3}{м\cdot ч\cdot град\cdot ккал\cdot кг}}=м, \qquad (I.24)$$

где Z — период колебания теплового потока, ч (время между максимумами поступления тепла от источника; например, время между двумя топками печи); λ — коэффициент теплопроводности материала ограждения, ккал/м·ч·град; c — удельная теплоемкость материала ограждений, ккал/кг·град; γ — объемная масса материала ограждения, кг/м^3.

Из формулы (I.24) следует, что толщина слоя резких колебаний является в основном физической характеристикой материала той части ограждения, которая входит в слой резких колебаний температуры.

При решении практических задач теплоустойчивости ограждений нужно выявить количество тепла, воспринимаемого ограждением при колебании температуры на его внутренней поверхности.

Количество тепла, воспринимаемое 1 м^2 внутренней поверхности ограждения при повышении температуры ее на 1 град, называют *коэффициентом теплоусвоения* и обозначают буквой s.

Физически коэффициент теплоусвоения внутренней поверхностью ограждения $s_в$ выражает отношение величины амплитуды колебания теплового потока A_q к величине амплитуды колебания температуры внутренней поверхности ограждения $A_{\tau_в}$

$$s_в=\frac{A_q}{A_{\tau_в}}\ \frac{ккал}{м^2\cdot ч\cdot град}\left[\frac{Вт}{м^2\cdot град}\right]. \qquad (I.25)$$

Этот коэффициент показывает количество тепла, воспринимаемого 1 м^2 внутренней поверхности ограждения при изменении ее температуры на 1°.

Величину A_q можно найти решением уравнений

$$Q_{макс}=(t_{в.макс}-\tau_{в.макс})\,\alpha_в; \qquad (I.26)$$
$$Q=(t_в-\tau_в)\,\alpha_в; \qquad (I.27)$$
$$A_q=Q_{макс}-Q; \qquad (I.28)$$
$$s_в=A_q/A_{\tau_в}.$$

* О. Е. Власов. Теплотехнический расчет ограждающих конструкций. М., Стройиздат, 1933.

Уравнение (I.28) можно выразить в виде

$$A_q = (t_{в.макс} - t_в - \tau_{в.макс} + \tau_в)\alpha_в.$$

С другой стороны (из уравнения I.25), получим

$$A_q = s_в A_{\tau_в} = s_в(\tau_{в.макс} - \tau_в). \quad (I.29)$$

Решая совместно уравнения (I.26), (I.27), (I.28), (I.29), можем получить:

$$A_q = \frac{t_{в.макс} - t_в}{\frac{1}{\alpha_в} + \frac{1}{s}}. \quad (I.30)$$

При $t_{в.макс} - t_в = 1°$

$$A_q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} + \frac{1}{s}} = B \frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град} \left[\frac{Вт}{м^2 \cdot град}\right]. \quad (I.31)$$

Величину B называют *коэффициентом теплопоглощения* поверхности ограждения. Как видно из формулы (I.31), коэффициент теплопоглощения выражает амплитуду колебания теплового потока A_q, проходящего через поверхность ограждения при амплитуде колебания температуры воздуха $A_{t_в} = 1°$.

Определение коэффициента теплоусвоения s. Для определения коэффициента теплопоглощения поверхности ограждения следует определить величину коэффициента теплоусвоения s. Величина коэффициента теплоусвоения s, являющаяся физической характеристикой материала ограждения, зависит от коэффициента теплопроводности материала λ, удельной теплоемкости c, объемной массы материала ограждения γ.

На основании общей формулы распределения температуры в ограждении (уравнение Фурье) О. Е. Власовым доказано, что коэффициент теплоусвоения материала s выражается формулой

$$s = \sqrt{\frac{2\pi c\gamma\lambda}{Z}} = \sqrt{\frac{ккал}{кг \cdot град} \cdot \frac{1}{ч} \cdot \frac{кг}{м^3} \cdot \frac{ккал}{м \cdot ч \cdot град}} = \frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}. \quad (I.32)$$

Определение s по формуле (I.32) будет справедливым только для такого ограждения, в котором слой резких колебаний температуры не выходит за пределы первого материального слоя ограждения, характеризующегося неизменными физическими данными (c, γ, λ).

Ограждения, как правило, состоят из нескольких материальных слоев (например, конструкция кирпичной стены состоит из внутренней штукатурки, кирпичной кладки и внешней штукатурки).

Количество тепла, усваиваемое внутренней поверхностью ограждения, зависит от того, ограничивается ли слой колебаний температуры одним (первым со стороны внутренней поверхности ограждения) материальным слоем или же «захватывает» второй, третий

или n-й материальный слой, входящий в слой резких колебаний температуры.

Если слой резких колебаний температуры не ограничивается первым материальным слоем, то коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения определяют по приведенным ниже формулам, учитывающим способность к теплоусвоению второго, третьего или n-го материальных слоев.

При проникновении слоя резких колебаний температуры в пределы второго материального слоя коэффициент теплоусвоения внутренней поверхностью ограждения определяют из выражения

$$s_{в2} = \frac{R_1 s_1^2 + s_2}{1 + R_1 s_2}. \quad (I.33)$$

Если слой резких колебаний температуры захватывает пределы третьего материального слоя, коэффициент теплоусвоения внутренней поверхности ограждения определяется из выражения

$$s_{в3} = \frac{R_1 s_1^2 + \frac{R_2 s_2^2 + s_3}{1 + R_2 s_3}}{1 + R_1 \frac{R_2 s_2^2 + s_3}{1 + R_2 s_3}}. \quad (I.34)$$

В случае проникания слоя резких температур в пределы n-го материального слоя коэффициент теплоусвоения начинают определять с внутренней поверхности $n-1$ слоя по формуле

$$s_{в_{n-1}} = \frac{R_{n-1} s_{n-1}^2 + s_n}{1 + R_{n-1} s_n}. \quad (I.35)$$

Затем определяют коэффициент теплоусвоения $n-2$ слоя по формуле

$$s_{в_{n-2}} = \frac{R_{n-2} s_{n-2}^2 + s_{в_{n-1}}}{1 + R_{n-2} s_{в_{n-1}}}. \quad (I.36)$$

Аналогично определяют коэффициенты теплоусвоения следующих слоев до 1-го слоя, коэффициент теплоусвоения которого и будет искомым, т. е. $s_{в_n}$.

В формуле (I.33) и (I.36) обозначены:

$s_1, s_2, \ldots, s_n$ — коэффициенты теплоусвоения отдельных материальных слоев, входящих в слой резких колебаний температуры ограждения, определяемые по формуле (I.32); $s_{в_n}$ — коэффициент теплоусвоения ограждения, толщина слоя резких колебаний которого включает часть или полностью n-й материальный слой.

Для воздушной прослойки практически можно считать, что коэффициент теплоусвоения материала (воздуха) $s = 0$. Поэтому, ес-

ли n—1 слоем ограждения является воздушная прослойка, то выражение (I.35) примет вид

$$s_{в_{n-1}} = \frac{s_{в_n}}{1 + R_в s_n}, \qquad (I.37)$$

где $R_в$ — термическое сопротивление воздушной прослойки.

Из сказанного следует, что величина коэффициента теплоусвоения зависит от того, сколько материальных слоев ограждения попадает в слой резких колебаний температуры. Поэтому при определении коэффициента теплоусвоения следует предварительно выявить, сколько материальных слоев ограждения захватывает слой резких колебаний температуры.

Эта задача решается следующим образом. Теплотехнические свойства материальных слоев ограждения характеризуются: термическим сопротивлением слоя материала R, толщиной слоя резких колебаний температуры Θ и коэффициентом теплоусвоения материала s:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}; \quad \Theta = \sqrt{\frac{Z\lambda}{2\pi c\gamma}}; \quad s = \sqrt{\frac{2\pi c\gamma\lambda}{Z}}.$$

Умножив R на s, получим характеристику тепловой инерции или

$$D = Rs = \frac{\delta}{\lambda}\sqrt{\frac{2\pi c\gamma\lambda}{Z}} = \delta\sqrt{\frac{2\pi c\gamma}{Z\lambda}}$$

или

$$D = Rs = \frac{\delta}{\Theta}. \qquad (I.38)$$

Как видно из уравнения (I.38), произведение коэффициента термического сопротивления на коэффициент теплоусвоения материала равно толщине данного материального слоя ограждения δ, деленного на толщину слоя резких колебаний температуры Θ.

Очевидно, что если величина D равна 1, то слой резких колебаний температуры заканчивается на границе толщины δ материального слоя ($\Theta = \delta$).

Если величина $D > 1$, то толщина слоя резких колебаний температуры заканчивается в пределах материального слоя, не доходя до его границы ($\Theta < \delta$). Когда величина $D < 1$, то толщина слоя резких колебаний температуры больше толщины материального слоя. Графически это показано на рис. I.6, *а*.

Приведенное ранее выражение коэффициента теплоусвоения (I.38) относится к ограждению, состоящему из одного материального слоя.

Для ограждения, состоящего из нескольких материальных слоев, границу слоя резких колебаний температуры определяют аналогично.

Характеристика тепловой инерции многослойного ограждения выявляется из выражения

$$D = R_1 s_1 + R_2 s_2 + \cdots + R_n s_n. \qquad (I.39)$$

Здесь так же, как и выше, когда величина $D = 1$, то слой резких колебаний температуры заканчивается на границе последнего (n-го) материального слоя:

$$\Theta = \delta_1 + \delta_2 + \cdots + \delta_n.$$

Если величина $D > 1$, то толщина слоя резких колебаний температуры находится в пределах какого-либо из материальных слоев. Например, при $R_1 s_1 = 1$ слой резких колебаний заканчивается на границе первого материального слоя; при $R_1 s_1 + R_2 s_2 = 1$ слой резких колебаний заканчивается на границе второго материального слоя. Если сумма $(R_1 s_1 + R_2 s_2) > 1$, то это означает, что слой резких колебаний температуры проникает во второй материальный слой, но не доходит до его границы.

Когда величина $D < 1$, толщина слоя резких колебаний температуры больше суммарной толщины всех материальных слоев, составляющих ограждение (рис. I.6, *б*).

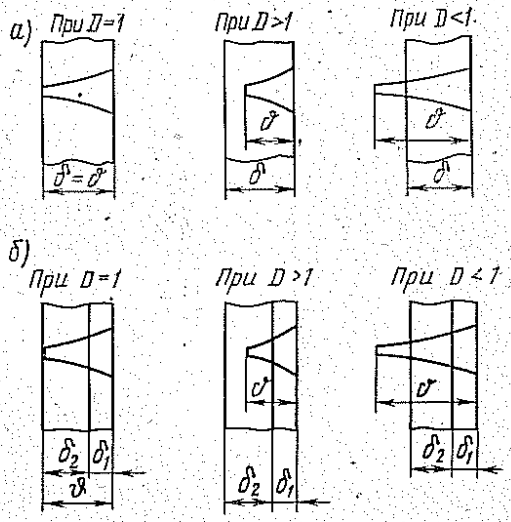


Рис. I.6. Толщина слоя резких колебаний температуры при соответствующих значениях характеристики тепловой инерции ограждающих конструкций D:

а — в однослойном ограждении; *б* — в многослойном ограждении

После определения толщины слоя резких колебаний температуры, а следовательно, и решения вопроса, в каком материальном слое ограждения оканчивается слой резких колебаний температуры, можно определить величину коэффициента теплоусвоения путем применения одной из соответствующих формул [(I.32), (I.33), (I.34) или (I.35) и (I.36)].

Теплоустойчивость помещений. Свойство помещений сохранять внутреннюю температуру с минимальным отклонением в большую или меньшую сторону от расчетной при периодических колебаниях теплопоступления называется теплоустойчивостью помещений.

Суточные колебания температуры внутреннего воздуха в зимнее время не должны превышать: при центральном отоплении — $\pm 1{,}5°$; при печном — $\pm 3°$.

Амплитуду колебания температуры внутреннего воздуха определяют расчетом по упрощенной формуле

$$A_{t_в} = \frac{aMQ}{\Sigma(B_i F_i)}, \qquad (I.40)$$

где a — коэффициент, принимаемый при воздушном отоплении равным 0,93, при паровом — 0,8, при водяном и печном отоплении — 0,7; M — коэффициент неравномерности отдачи тепла отопительным прибором; Q — теплопотери наружными ограждениями, ккал/ч; B_i — коэффициент теплопоглощения поверхностей помещения; F_i — площади поверхностей по внутреннему обмеру.

Произведение $\Sigma(B_i F_i)$ часто обозначают через P, тогда формула (I.40) примет вид

$$A_{t_в} = aMQ : P. \qquad (I.41)$$

Требуемое сопротивление теплопередаче $R_0^{тр}$. Сопротивление теплопередаче ограждения, при котором обеспечивается заданная температура (по санитарно-гигиеническим требованиям) на внутренней поверхности ограждения $\tau_в$ при расчетной наружной температуре $t_н$ для данного климатического района, называется требуемым и обозначается $R_0^{тр}$.

Значение $R_0^{тр}$ выводится из уравнения

$$\frac{1}{R_0}(t_в - t_н) = \frac{1}{R_в}(t_в - \tau_в),$$

откуда

$$R_0 = R_в \frac{t_в - t_н}{t_в - \tau_в} \text{ или } R_0 = \frac{(t_в - t_н) R_в}{\Delta t^н}.$$

Требуемое сопротивление ограждений теплопередаче $R_0^{тр}$ должно определяться по формуле СНиП II-А.7—71:

$$R_0^{тр} = \frac{n(t_в - t_н)}{\Delta t^н \alpha_в} \text{ или } R_0^{тр} = \frac{n(t_в - t_н) R_в}{\Delta t^н}, \qquad (I.42)$$

где $t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха; $t_н$ — расчетная зимняя температура наружного воздуха, принимаемая в данном случае [в формуле (I.42)] в зависимости от характеристики тепловой инерции ограждения.

За расчетную зимнюю температуру $t_н$ при определении $R_0^{тр}$ принимают:

а) для ограждений «массивных» (при $D>7$) — среднюю температуру воздуха наиболее холодной пятидневки из восьми зим за 50-летний период;

б) для ограждений «малой массивности» (при $D \leqslant 4$) — среднюю температуру наиболее холодных суток из восьми зим за 50-летний период;

в) для ограждений средней массивности (при $4<D \leqslant 7$) — среднюю из двух температур, указанных в пп. «а» и «б»;

г) для ограждений из эффективных теплоизолирующих листовых материалов «легкой массивности», характеристика тепловой инерции которых $D \leqslant 1{,}5$ — абсолютную минимальную температуру наружного воздуха; $\Delta t^н$ — нормируемый по санитарно-гигиеническим требованиям температурный перепад между температурой воздуха и температурой внутренней поверхности ограждения (СНиП II-А.7—71), град; $\alpha_в$, $R_в$ — соответственно коэффициент тепловосприятия $\alpha_в$ и величина сопротивления тепловосприятию $R_в$; n — коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху (см. СНиП II-А.7—71); $R_0^{тр}$ — для наружных дверей, а также полов на грунте и на лагах не нормируется.

Для внутренних ограждений $R_0^{тр}$ нормируют только в случаях, когда разность температур в разделяемых помещениях превышает 10°.

Требуемое сопротивление теплопередаче $R_0^{тр}$ остекленных поверхностей наружных ограждений (окон, балконных дверей и фонарей) указано в СНиП II-А.7—71, табл. 3.

Конструкции заполнения световых проемов, удовлетворяющие $R_0^{тр}$, можно выбрать, пользуясь табл. 5. СНиП II-А.7—71.

После определения $R_0^{тр}$ находят фактическое значение сопротивления теплопередаче ограждения R_0 по формуле

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_в} + \Sigma\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}. \qquad (I.43)$$

При определении величин сопротивления теплопередаче наружных ограждений R_0 следует иметь в виду, что

$$\lambda = f(\varphi_1;\ \varphi_2),$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала ограждений; φ_1 — характеристика влажностного режима помещений здания в зависимости от относительной влажности воздуха $\varphi_в$; φ_2 — характеристика зон влажности территории СССР. Территория СССР делится по условиям влажности на три зоны: сухую, нормальную, влажную.

Влажностный режим помещений в зависимости от $\varphi_в$ считают сухим при $\varphi_в<50\%$, нормальным — при $\varphi_в=50$—60%, влажным — при $\varphi_в=61$—75%, мокрым — при $\varphi_в>75\%$.

Характеристика влажности зоны, где расположено здание, в котором проектируется отопление, определяется по схематической карте территории СССР для назначения коэффициентов теплопроводности материалов ограждающих конструкций зданий (СНиП II-А.7—71).

Зависимость λ от φ_1 и φ_2 отражает условия эксплуатации (условия А и Б) и, естественно, уточняет теплопотери и тепловую мощность отопительной системы. Коэффициент $\lambda=f(\varphi_1;\ \varphi_2)$ определяется по табл. 1 приложения 2 СНиП II-А.7—71, но перед этим

по табл. 2 того же СНиП выявляются условия эксплуатации здания.

Проверка ограждения на отсутствие конденсации водяных паров на его внутренней поверхности. Проверка конструкций ограждений на отсутствие конденсации на их внутренних поверхностях состоит в определении температуры внутренней поверхности наружных ограждений (стен и покрытия верхнего этажа) и температуры «точки росы».

Температура внутренней поверхности ограждения определяется по формуле

$$\tau_в = t_в - \frac{\kappa (t_в - t_н)}{\alpha_в} \text{ или } \tau_в = t_в - \frac{R_в (t_в - t_н)}{R_0}, \quad (I.44)$$

где $\tau_в$ — температура внутренней поверхности ограждения; κ — коэффициент теплопередачи ограждения, ккал/м²·ч·град; $t_в$ — расчетная внутренняя температура помещения; $t_н$ — расчетная зимняя наружная температура воздуха для данного географического пункта; $\alpha_в$ — коэффициент тепловосприятия, ккал/м²·ч·град; R_0 — сопротивление теплопередаче ограждения, м²·ч·град/ккал.

Температура «точки росы» определяется по таблице «Физические свойства влажного воздуха» или I—d-диаграмме влажного воздуха (см. курс «Вентиляция»).

Для определения температуры «точки росы» нужно задаться температурой внутреннего воздуха и его относительной влажностью.

Зная $\tau_в$, следует определить перепад температур $\Delta t = t_в - \tau_в$. Этот перепад должен быть не больше указанного в СНиП II-А.7—71. Например, для наружных стен жилых помещений этот перепад должен быть не более 6°. Температура же внутренней поверхности должна быть во избежание конденсации влаги не ниже температуры точки росы внутреннего воздуха.

Температура внутренней поверхности ограждения в местах более теплопроводных включений также должна быть проверенной на отсутствие конденсации (в соответствии с рекомендациями СНиП II-А.7—71).

Проверка теплоустойчивости наружных ограждений в летний период. Наружные ограждения (стены, покрытия и чердачные перекрытия) жилых, общественных (больниц, поликлиник, детских садов), а также производственных зданий (оборудованных установками кондиционирования воздуха), расположенных в южных районах со среднемесячной температурой июля 20° С и выше, проверяются на теплоустойчивость в летнее время в отношении воздействия на них солнечной радиации.

Теплоустойчивость ограждающих конструкций допускается не проверять, если характеристика тепловой инерции D стен превышает 4 и перекрытий — 5.

Проверка ограждений на теплоустойчивость в летнее время состоит в определении амплитуды колебания температуры внутренней поверхности ограждений $A_{\tau_в}$, которая не должна быть больше допускаемой $A^{д}_{\tau_в}$, определяемой по формуле

$$A^{д}_{\tau_в} = 2{,}5 - 0{,}1\,(t_н - 20) \text{ град},$$

где $t_н$ — среднемесячная температура наружного воздуха за самый жаркий месяц (июль).

Расчет производится в соответствии с указаниями СНиП II-А.7—71.

Проверка теплотехнической характеристики полов состоит в выявлении показателя тепловой активности пола B_0, которая для однородной конструкции определяется по формуле

$$B_0 = \sqrt{\lambda c \gamma}, \quad (I.45)$$

где λ — коэффициент теплопроводности; c — темплоемкость; γ — плотность.

Величина B_0 должна быть не более $B_0^{тр}$, указанного в СНиП II-А.7—71. Для жилых помещений $B_0^{тр} \leqslant 10$ ккал/м²·$\sqrt{ч}$·град. Для второстепенных помещений и при $t_в > 23°$ С величина B_0 не нормируется.

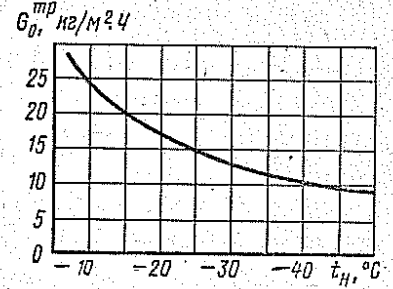


Рис. I.7. Допустимые значения воздухопроницаемости окон $G_0^{тр}$

Проверка ограждающих конструкций на воздухопроницаемость. При фильтрации воздуха, возникающей под действием ветра и давления, создаваемого разностью объемных весов наружного и внутреннего воздуха, меняются теплозащитные свойства ограждений. Воздухопроницаемость ограждений характеризуется коэффициентом воздухопроницаемости. Коэффициент воздухопроницаемости аналогичен коэффициенту теплопроводности, он означает количество воздуха в кг, фильтрующегося через слой материала толщиной 1 м, площадью 1 м² в течение 1 ч при разности давлений 1 мм вод. ст.

Воздухопроницаемость строительных материалов и конструкций существенно различна. Коэффициенты воздухопроницаемости стекла, пластмасс, прослоек битума (не имеющих трещин) равны нулю. Кирпичные стены со сплошной штукатуркой на наружной поверхности достаточно воздухонепроницаемы.

По аналогии с сопротивлением теплопередаче определяют сопротивление воздухопроницанию $R_{оп}$.

Сопротивление воздухопроницанию наружных ограждений $R_{оп}$ должно быть не меньше требуемого $R_{оп}^{тр}$.

Количество воздуха G_0 в кг/м²·ч, проникающего через окна жилых и общественных зданий, зависит от наружной температуры и должно быть не более допустимых значений воздухопроницаемости $G_0^{тр}$ в кг/м²·ч, определяемых по графику (рис. I.7).

Расчет ограждающих конструкций на паропроницание производится для зданий с повышенным температурно-влажностным режимом. Отсутствие конденсации влаги на внутренней поверхности не гарантирует ограждение от увлажнения, так как оно может происходить вследствие конденсации водяных паров в толще самого ограждения.

В зимнее время разность упругостей (парциальных давлений) водяного пара внутри и снаружи зданий достигает наибольшей величины. Разность упругостей вызывает диффузию водяного пара через ограждение изнутри наружу.

Нужно, чтобы величина сопротивления паропроницанию $R_п$ была не менее требуемого сопротивления $R_п^{тр}$.

В наружных ограждающих конструкциях, на внутренней поверхности которых допускается конденсация водяного пара, необходимо предусматривать с внутренней стороны водонепроницаемый слой.

Для зданий, строящихся в прибрежных районах с продолжительными дождями и ветрами, следует применять наружные стены с водонепроницаемым слоем с наружной стороны.

§ 3. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ОГРАЖДЕНИЯМИ ПОМЕЩЕНИЙ

Собственно расчетам тепловых потерь должно предшествовать выявление расчетных внутренних температур с учетом назначения помещений, технологических процессов, происходящих в них (если, например, здание промышленное). Перед расчетом тепловых потерь принимаемые в проекте конструкции ограждений должны быть проверены на соответствие их теплотехническим требованиям, рассмотренным в § 2.

Определение расчетной поверхности ограждений. Поверхность F м² и линейные размеры ограждений при расчете потерь тепла определяют на основании действующих нормативных указаний. Некоторые из этих указаний изложены ниже.

Поверхность окон, дверей и фонарей измеряется по наименьшим размерам строительных проемов в свету.

Поверхности потолков и полов над подвалами или подпольями измеряют между осями внутренних стен и от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен.

Высоту стен первого этажа при наличии пола на лагах принимают от нижнего уровня подготовки для пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа.

Высоту стен первого этажа при наличии пола, расположенного непосредственно на грунте, считают от уровня чистого пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа. Высоту стен промежуточного этажа принимают между уровнями чистых полов данного и вышележащего этажей, а высоту стен верхнего этажа — от уровня чистого пола до верха утепляющего слоя чердачного перекрытия.

Длину наружных стен неугловых помещений измеряют между осями внутренних стен, а в угловых помещениях — от внешних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен. Длину внутренних стен определяют от внутренних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен (рис. I.8).

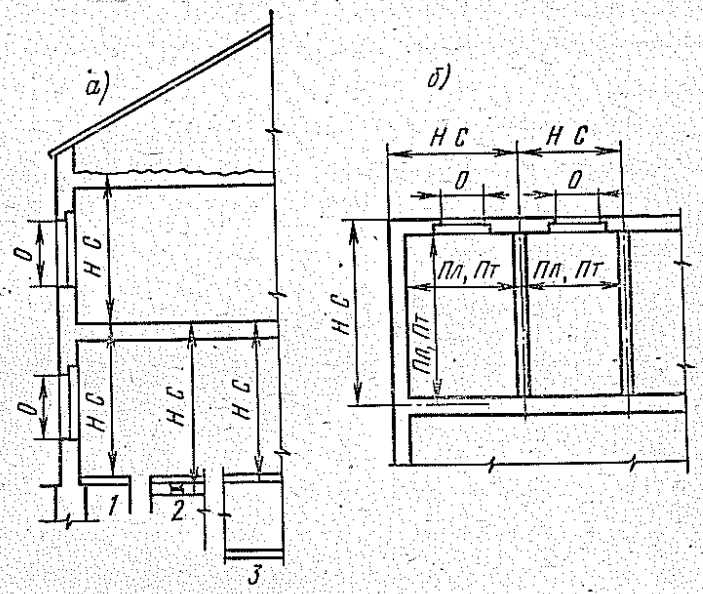


Рис. I.8. Обмер наружных поверхностей при определении потерь тепла помещениями (*НС* — наружных стен, *ПЛ* — пола, *ПТ* — потолка, *О* — окон):

а — разрез по зданию; *б* — план здания; измерение высоты стен 1-го этажа при конструкции пола: *1* — по грунту; *2* — по лагам; *3* — над неотапливаемым помещением

Частные случаи определения потерь тепла

Определение потерь тепла неутепленными полами. Неутепленными считают полы, расположенные непосредственно на грунте, и такие, конструкция которых независимо от толщины состоит из слоев материалов, коэффициент теплопроводности которых $\lambda \geqslant 1{,}0$ ккал/м·ч·град (1,163 Вт/м·град).

Потери тепла такими полами рассматриваются как потери через ограждение с бесконечно толстой стенкой.

Аналитическое решение довольно сложных уравнений позволило с достаточной для практических целей точностью производить подсчет потерь тепла способом проф. В. Д. Мачинского.

Поверхность пола при этом делят на зоны. Зоной называют полосу пола шириной 2,0 м, параллельную линии наружной стены. Нумерацию зон ведут, начиная от внутренней поверхности наружных стен (рис. I.9).

Всю поверхность пола делят на четыре зоны. К четвертой зоне относят всю площадь, не занятую 1, 2 и 3-й зонами. В этом случае потери тепла неутепленными полами, лежащими на грунте, можно определить по формуле

$$Q=\kappa_{н.п}F_{п}(t_{в}-t_{н})=\frac{1}{R_{н.п}}F_{п}(t_{в}-t_{н}), \qquad (I.46)$$

где $\kappa_{н.п}$, $R_{н.п}$ — коэффициент теплопередачи и соответственно сопротивление теплопередаче пола, отнесенного к каждой из четырех зон пола; $F_{п}$ — площадь каждой из четырех зон; площадь 1-й зоны в наружном углу учитывают дважды; $t_{в}$, $t_{н}$ — расчетные внутренняя и наружная температуры.

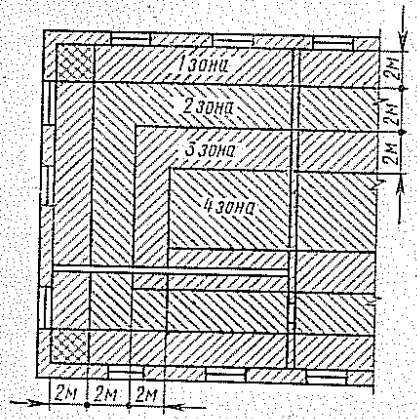


Рис. I.9. Определение расчетных площадей полов, лежащих на грунте

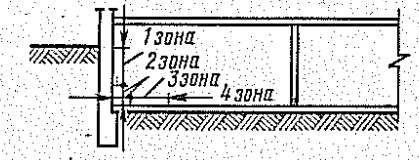


Рис. I.10. Определение расчетных площадей стен и полов помещений, углубленных в землю

Значения $R_{н.п}$ для каждой из четырех зон принимают из таблицы, приведенной ниже.

Зоны	$R_{н.п}$, м²·ч·град/ккал	$R_{н.п}$, град·м²/Вт	Зоны	$R_{н.п}$, м²·ч·град/ккал	$R_{н.п}$, град·м²/Вт
Первая	2,5	2,15	Третья	10	8,6
Вторая	5	4,3	Четвертая	16,5	14,2

Определение потерь тепла через подземную часть ограждений отапливаемых подвалов. Теплопотери через подземную часть наружных стен отапливаемых подвальных помещений определяют так же, как и через полы, лежащие на грунте. Зоны, на которые делится поверхность стен, отсчитывают от поверхности земли вниз в той же последовательности, как и для полов.

Полы подвалов в этом случае рассматривают как продолжение подземной части наружных стен (рис. I.10).

Определение потерь тепла утепленными полами, расположенными на грунте. Утепленными полами, расположенными непосредственно на грунте, считают такие, конструкция которых состоит из слоев различных материалов, коэффициент теплопроводности которых

$$\lambda<1{,}0 \text{ ккал/(м·ч·град) } [1{,}163 \text{ Вт/(м·град)}].$$

Потери тепла через утепленные полы определяют аналогично определению потерь тепла неутепленными полами с той разницей, что при этом учитывают сопротивление теплопередаче материала, утепляющего пол:

$$R_{у.п}=R_{н.п}+\Sigma\frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}}, \qquad (I.47)$$

где $R_{у.п}$ — сопротивление теплопередаче соответствующей зоны утепленного пола, м²·ч·град/ккал; $R_{н.п}$ — то же, неутепленного пола; $\delta_{у.с}$ — толщина утепляющего слоя, м; $\lambda_{у.с}$ — коэффициент теплопроводности утепляющего слоя, ккал/м·ч·град.

Определение потерь тепла через полы на лагах. Расчет ведут аналогично определению потерь тепла полами, лежащими на грунте.

Условное сопротивление теплопередаче каждой зоны пола на лагах $R_{л}$ определяют по формуле

$$R_{л}=\frac{1}{0{,}85}R_{у.п}, \qquad (I.48)$$

где $R_{у.п}$ — сопротивление теплопередаче материала слоев, составляющих пол на лагах; при этом воздушную прослойку рассматривают как утепляющий слой с коэффициентом термического сопротивления $R_{п.п}=0{,}28$ м²·ч·град/ккал при δ прослойки 150—300 мм.

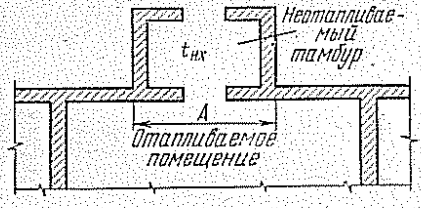


Рис. I.11. Неотапливаемый тамбур

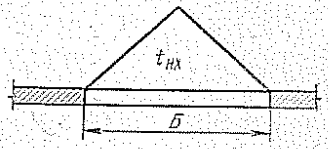


Рис. I.12. К определению потерь тепла через фонарь

Определение потерь тепла ограждениями, защищающими неотапливаемые помещения. Нередко возникает необходимость определения потерь тепла через ограждения отапливаемых помещений, защищенных от наружного воздуха неотапливаемыми помещениями.

Примерами могут служить определение потерь тепла через ограждение, защищенное неотапливаемым тамбуром (рис. I.11), подсчет потерь тепла фонарем, в котором пространство, ограниченное

двускатной стеклянной крышей (шатром), непосредственно не отапливается (рис. I.12), а также потери тепла над неотапливаемыми подвалами.

Рассмотрим первые два случая; определим потери тепла через ограждения в пределах *А* (см. рис. I.11) и фонарем в пределах *Б* (см. рис. I.12).

Применим обычную формулу (I.18) определения потерь тепла

$$Q=\frac{F}{R}(t_в-t_{н.ж});\quad Q=\frac{F}{R}(t_{н.ж}-t_н),$$

где R — сопротивление теплопередаче, м²·ч·град/ккал; F — поверхность ограждения, м²; $t_в$, $t_н$ — внутренняя и наружная температуры; $t_{н.ж}$ — температура тамбура; в первом случае (см. рис. I.11) — во втором (см. рис. I.12) — межфонарного пространства имеющего шатер из одинарного остекления, снизу — двойное остекление.

Следовательно, для решения задачи требуется определить $t_{н.ж}$. Составим уравнения теплового баланса. Для первого случая (см. рис. I.11)

$$Q_1=\sum\left(\frac{F_1}{R_1}\right)(t_в-t_{н.ж}); \qquad (I.49)$$

$$Q_2=\sum\left(\frac{F_2}{R_2}\right)(t_{н.ж}-t_н), \qquad (I.50)$$

где ΣR_1, ΣF_1 — коэффициенты сопротивления теплопередаче и площади внутренних ограждений (стена, дверь); ΣR_2, ΣF_2 — коэффициенты сопротивления теплопередаче и площади наружных ограждений (наружных стен, дверей, потолка, пола).

Можно считать, что $Q_1=Q_2$. Тогда

$$\sum\left(\frac{F_1}{R_1}\right)(t_в-t_{н.ж})=\sum\left(\frac{F_2}{R_2}\right)(t_{н.ж}-t_н).$$

Отсюда

$$t_{н.ж}=\frac{t_в\sum\left(\frac{F_1}{R_1}\right)+t_н\sum\left(\frac{F_2}{R_2}\right)}{\sum\left(\frac{F_1}{R_1}\right)+\sum\left(\frac{F_2}{R_2}\right)}. \qquad (I.51)$$

Аналогично решается задача определения потерь тепла через остекленный фонарь. После определения $t_{н.ж}$ теплопотери подсчитывают по уравнению (I.49) или (I.50).

Таким способом можно определить потери тепла чердачными перекрытиями, перекрытиями над подпольями и над неотапливаемыми подвалами, расположенными ниже уровня земли. Считается допустимым указанные потери тепла определять по формуле (I.18), но с введением поправочного коэффициента n к расчетной разности температур, т. е.

$$Q=\frac{F}{R}n(t_в-t_н).$$

Значения n берут по СНиП II-Г.7—62.

Определение потерь тепла через ограждения при конденсации на них водяных паров. В помещениях с высокой относительной влажностью (бани, прачечные, бассейны, некоторые цехи промышленных предприятий) возникающая на внутренней стороне ограждений конденсация водяных паров из воздуха бывает неустранима, что нужно учитывать при расчетах.

При конденсации водяных паров выделяется скрытая теплота, которая нагревает поверхности ограждения и частично отводится наружу (теплоотдача теплопроводностью).

Количество тепла, проходящее через ограждение при наличии конденсации $Q_к$, определяют из выражения

$$Q_к=Q+Q_в, \qquad (I.52)$$

где Q — теплопотери при отсутствии конденсации; $Q_в$ — количество тепла, выделяющегося при конденсации водяного пара.

Выражение (I.52) можно переписать в виде

$$Q_к=\kappa(t_в-t_н)+Br, \qquad (I.53)$$

где B — количество конденсирующегося пара, кг/м²·ч; r — скрытая теплота конденсации, ккал/кг.

Таким образом, при той же наружной и внутренней температуре через ограждение при конденсации на нем водяного пара тепла будет передаваться больше на величину

$$Q_в=Br. \qquad (I.54)$$

Так как $Q<Q_к$, то отвод тепла в количестве $Q_к$ возможен только за счет увеличения температуры внутренней поверхности ограждения и коэффициента теплообмена на поверхности в помещении, т. е. выражение (I.53) можно представить в виде

$$Q_к=\alpha_{в+к}(t_в-\tau_{в.к}),$$

где $\alpha_{в+к}$ — коэффициент тепловосприятия с учетом передачи ограждению скрытого тепла конденсации, ккал/м²·ч·град; $\tau_{в.к}$ — температура внутренней поверхности ограждения при конденсации водяного пара.

Применив аналитико-графический метод решения задачи, определим $\alpha_{в+к}$. Он равен 13,0 ккал/м²·ч·град. Тогда потери тепла ограждениями в условиях конденсации влаги на его поверхности можно определить по формуле

$$Q_к=\kappa_к F(t_в-t_н), \qquad (I.55)$$

где

$$\kappa_к=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в+к}}+\sum\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_н}}. \qquad (I.56)$$

Добавки к основным теплопотерям

Кроме основных потерь тепла, определяемых по уравнению (I.17) и (I.18), следует обязательно учитывать дополнительные, исчисляемые обычно в процентах от основных:

на потери тепла вертикальными наружными ограждениями (стены, двери, окна) и вертикальными проекциями наклонных ограждений, обращенных на север, восток, северо-восток и северо-запад, добавляют 10%; на юго-восток и запад — 5%; на юг и юго-запад — 0%;

на потери тепла наружными стенами и окнами помещений общественных, вспомогательных и складских зданий, имеющих две и более наружных стен, добавляют 5%; в жилых зданиях эта добавка не применяется, так как компенсируется увеличением $t_в$ в угловых помещениях на 2°;

добавки потерь тепла на защищенные вертикальные и наклонные наружные ограждения (их вертикальные проекции) любых зданий, возводимых в местностях, составляют 5%; на те же ограждения, не защищенные от ветра (в зданиях, расположенных на возвышенностях, у рек, озер, на берегу моря или на открытой местности) — 10%. При средних скоростях ветра от 5 до 10 м/с эти добавки удваивают, а при скоростях ветра более 10 м/с утраивают. В зданиях повышенной этажности, для которых определяется расход тепла на нагрев инфильтрационного воздуха, эти добавки не учитывают.

Добавки на наружные двери для учета расхода тепла на нагревание врывающегося холодного воздуха принимают в зависимости от числа этажей n в зданиях; на двойные двери без тамбура добавляют $100n$%; на двойные двери, но с тамбуром, снабженным дверью,— $80n$%; на одинарную дверь без тамбура — 65^*n%.

В общественных зданиях для помещений высотой более 4 м расчетное значение теплопотерь всех ограждений, включая добавки, увеличивают на 2% на каждый метр высоты сверх 4 м, но не более чем на 15%. Эту добавку не вводят на потери тепла через ограждения производственных помещений и лестничных клеток.

Увеличенные потери тепла через ограждения высоких помещений объясняются тем, что температура воздуха в помещениях, как правило, увеличивается по высоте.

Расход тепла на нагрев инфильтрационного воздуха. Дополнением к основным потерям тепла является расход его на нагревание воздуха, попадающего в помещение через неплотности ограждающих конструкций. Проникание холодного воздуха (инфильтрация) обусловливается в основном действием ветра и давлением, возникающим за счет разности объемных масс наружного и внутреннего воздуха и соответствующих расчетных высот (см. курс «Вентиляция»).

* Коэффициенты теплопередачи одинарной двери в 2 раза больше по сравнению с коэффициентами теплопередачи двойной двери.

Практически учитывают лишь количество воздуха, просачивающегося через щели, образуемые притворами окон, фонарей, дверей и ворот в зависимости от скорости ветра.

В помещениях, не имеющих перегородок, в расчете принимают, что под действием ветра воздух поступает в здание через наветренную его часть и выходит через заветренную, составляющую остальную часть периметра здания (рис. I.13).

На этом рисунке жирной линией отмечен периметр здания, в пределах которого нужно учитывать инфильтрацию через притворы окон и дверей при соответствующем господствующем направлении ветра. Скорость ветра в данном случае принимают как среднюю за три наиболее холодных месяца.

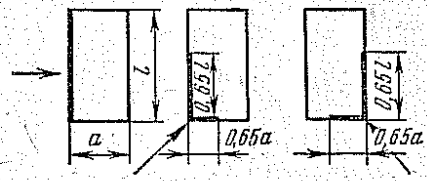


Рис. I.13. Определение расчетных поверхностей здания, подверженного действию инфильтрации (стрелками показано направление ветра)

Господствующее направление ветра для данной местности определяют по строительным нормам и правилам проектирования (СНиП II-А.6—72). Естественно, что попадающий в помещение холодный наружный воздух охлаждает его.

Расход тепла на нагрев наружного воздуха в промышленных зданиях определяется в ккал/ч (Вт) по формуле

$$Q = G(t_{ух} - t_н)c, \qquad (I.57)$$

где G — суммарное количество воздуха, поступающего в помещение, кг/ч; $t_{ух}$ — температура воздуха, уходящего из помещения с учетом зоны, из которой он удаляется; $t_н$ — расчетная зимняя температура наружного воздуха; c — удельная теплоемкость воздуха, ккал/кг·град.

Суммарное количество воздуха, поступающего в помещение, определяется по формуле

$$G = q_1 a_1 \sum l_1 + q_2 a_2 \sum l_2 + q_3 a_3 \sum l_3 + q_4 a_4 \sum l_4, \qquad (I.58)$$

где q_1, q_2, q_3, q_4 — количество воздуха, просачивающегося через 1 м длины щели притворов соответственно окон, фонарей, дверей, ворот, кг/ч; Σl_1, Σl_2, Σl_3, Σl_4 — суммарная длина щелей соответственно окон, фонарей, дверей, ворот; a — поправочный коэффициент на инфильтрацию воздуха в зависимости от конструкции притвора.

Значение поправочного коэффициента a принимают: для фрамуг и окон с одинарными деревянными переплетами $a=1$, то же, с двойными $a=0{,}5$; с одинарными металлическими переплетами $a=0{,}65$, то же, с двойными $a=0{,}33$, для дверей и ворот $a=2$.

В жилых, общественных и вспомогательных зданиях высотой 3—8 этажей с двойными окнами и при отсутствии приточной вентиляции расход тепла на нагрев инфильтрирующегося воздуха принимается в процентах от основных потерь тепла (табл. I.2).

Таблица I.2

Добавочные потери тепла на нагревание инфильтрующегося воздуха в помещениях жилых, общественных и вспомогательных зданий

Число этажей здания	Рассчитываемый этаж							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	Значение добавок, %							
3	5	—	—	—	—	—	—	—
4	10	5	—	—	—	—	—	—
5	10	10	5	—	—	—	—	—
6	15	10	5	5	—	—	—	—
7	20	15	10	5	—	—	5	—
8	20	15	10	10	5	—	—	5

В зданиях повышенной этажности (более 8 этажей) количество воздуха, поступающего в помещение путем инфильтрации через неплотности в наружных ограждениях, весьма значительно и учитывается специальным расчетом, которым дополнительный расход тепла на инфильтрацию характеризуется поэтажными условными коэффициентами теплопередачи $\kappa_у = 1/R_у$ ккал/м²·ч·град.

Значения $\kappa_у$ принимают только для оконных и дверных проемов взамен величин $1/R_0$ [21].

По справочнику [22] инфильтрационный расход воздуха $G_{п.пом}$ определяется по формуле

$$G_{п.пом} = F_{н.о} j\Delta\gamma B_{н.пом},$$

в которой $F_{н.о}$ — площадь одного наружного ограждения помещения, равная Hl (где H — высота помещения; l — длина стены); $j\Delta\gamma$ — единица расхода инфильтрационного воздуха, кг/м²·ч; $B_{н.пом}$ — коэффициент, показывающий, сколько единиц расхода составляет инфильтрация в данном случае.

Необходимые данные для расчета изложены в [22].

Удельная тепловая характеристика здания

Расчет потерь тепла ограждениями здания заканчивают определением *удельной тепловой характеристики* здания. Под такой характеристикой понимают количество тепла, в ккал/м³·ч·град, теряемого 1 м³ здания в 1 ч при разности температур внутреннего и наружного воздуха в 1 град

$$x = \frac{\sum Q}{V\Delta t} = \frac{\sum \kappa F (t_в - t_н)}{V (t_в - t_н)} = \frac{\sum \kappa F}{V}, \qquad (I.59)$$

где x — удельная тепловая характеристика здания, ккал/м³·ч·град; V — объем здания по наружному обмеру, м³; $t_в - t_н$ — расчетная разность (внутренней и наружной) температур, характерная для большинства помещений здания.

При различных $t_в$ можно найти $t_{в.р}$ — расчетную среднюю температуру по формуле

$$t_{в.р} = \frac{V_1 t_{в1} + V_2 t_{в2} + \cdots + V_n t_{вn}}{V_1 + V_2 + \cdots + V_n}, \qquad (I.60)$$

где V_1, V_2, ..., V_n — объемы частей здания; $t_{в1}$, $t_{в2}$, ..., $t_{вn}$ — температуры соответствующих объемов частей здания.

Величина удельной тепловой характеристики является теплотехническим показателем проектируемого здания. С уменьшением этой величины соответственно сокращаются первоначальные и эксплуатационные расходы на отопление.

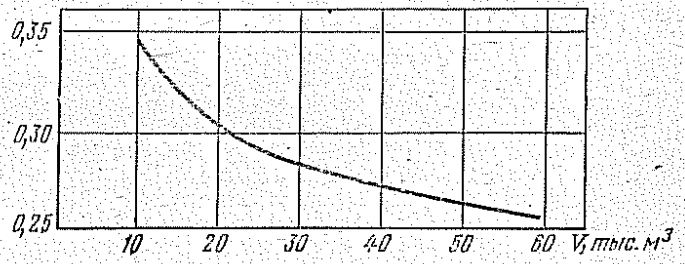


Рис. I.14. Зависимость удельной тепловой характеристики от объема (кубатуры) здания, при данной $t_в - t_н$

Величина удельной тепловой характеристики условно отнесена к объему здания V (рис. I.14). Она зависит также от конструктивно-планировочного решения, этажности, степени остекления, назначения помещения здания, климатических условий.

Фактическая расчетная теплопроизводительность $\Sigma Q_ф$ системы обычно больше величины расчетных потерь тепла ограждениями ΣQ.

$$\Sigma Q_ф = \Sigma Q + Q_1 + Q_2, \qquad (I.61)$$

где Q_1 — дополнительные потери тепла, связанные с остыванием теплоносителя в подающих и обратных магистральных трубопроводах, проходящих в неотапливаемых помещениях; Q_2 — дополнительные потери тепла, как правило, через перегреваемую зарадиаторную поверхность наружных ограждений.

Величины Q_1 и Q_2 вычисляют. Суммарная величина дополнительных теплопотерь не должна превышать 15% расчетных ΣQ.

Определение ориентировочной тепловой нагрузки Q системы отопления производят, пользуясь удельными тепловыми характеристиками x, значения которых изменяются обратно пропорционально объему здания и зависят от его назначения

$$Q = axV (t_{ср} - t_н), \qquad (I.62)$$

где a — поправочный коэффициент, зависящий от расчетной наружной температуры для отопления; V — наружный объем здания или отапливаемой части, м³.

Удельная тепловая характеристика здания любого назначения определяется по формуле Н. С. Ермолаева

$$x=\frac{P}{S}[\kappa_{ст}+\rho_0(\kappa_{ок}-\kappa_{ст})]+\frac{1}{h}(0{,}9\kappa_{пот}+0{,}6\kappa_{пол}), \qquad (I.63)$$

где P — периметр здания, м; S — площадь здания, м²; h — высота здания, м; ρ_0 — коэффициент остекления, т. е. отношение площади остекления к площади вертикальных наружных ограждений; $\kappa_{ст}$, $\kappa_{ок}$, $\kappa_{пот}$, $\kappa_{пол}$ — коэффициенты теплопередачи соответственно стен, окон, потолка, пола.

Пример. Выполнить теплотехнический расчет ограждающих конструкций и расчет теплопотерь для жилого двухэтажного дома, сооружаемого в г. Краснодаре.

Расчетная наружная температура (средняя температура самой холодной пятидневки) $t_н^5=-17°$ С. Стены дома — кирпичные, пол — дощатый на лагах (в жилых комнатах). Окна с двойным остеклением размером 1,6×1,7 м. Здание не защищено от ветра, средняя скорость которого составляет 3,7 м/с.

Краснодар согласно карты СНиПа находится в сухой зоне. Относительная влажность воздуха в помещениях $\varphi=50\%$. Поэтажный план и разрез здания, а также ориентация здания по странам света показаны на рис. I.15.

Р е ш е н и е. Вначале делают теплотехнический расчет ограждающих конструкций здания по приведенной ниже методике.

1. Т е п л о т е х н и ч е с к и й р а с ч е т н а р у ж н ы х о г р а ж д е н и й. Все теплофизические параметры строительных материалов принимаем по главе СНиП II-А.7—71. Краснодар находится в сухой зоне, поэтому данные принимаем по условиям эксплуатации ограждающих конструкций «А».

Расчет наружных стен. Наружные стены из силикатного кирпича ($\lambda_{к.к}=0{,}65$, $S_{к.к}=8{,}2$) на любом растворе с цементно-песчаной штукатуркой толщиной 0,02 м ($\lambda_{шт}=0{,}65$; $S_{шт}=7{,}8$). Величины S определяют по формулам 1.32 и 1.33.

Допустим, что наружные стены являются массивными ограждениями. Требуемое сопротивление теплопередаче массивных ограждений будет

$$R_0^{тр}=\frac{(t_в-t_н)n}{\Delta t^{н}\alpha_в}=\frac{(18+17)1}{6\cdot 7{,}5}=0{,}775 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал}.$$

Принимая фактическое сопротивление теплопередаче $R_0=R_0^{тр}$, найдем минимальное значение термического сопротивления только кирпичной кладки $R_{к.к}$ из формулы

$$\frac{1}{\alpha_в}+\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{шт}+R_{к.к}+\frac{1}{\alpha_н}=R_0^{тр},$$

где $\alpha_в=7{,}5$ ккал/м²·ч·град; $\alpha_н=20$ ккал/м²·ч·град,

$$0{,}133+\frac{0{,}02}{0{,}65}+R_{к.к}+0{,}05=0{,}775,$$

откуда $R_{к.к}=0{,}562$.

Вычислим величину характеристики тепловой инерции стен принятой конструкции $D_{ст}$

$$D_{ст}=R_{шт}s_{шт}+R_{к.к}s_{к.к}=\frac{0{,}02}{0{,}65}7{,}8+0{,}562\cdot 8{,}2=4{,}84.$$

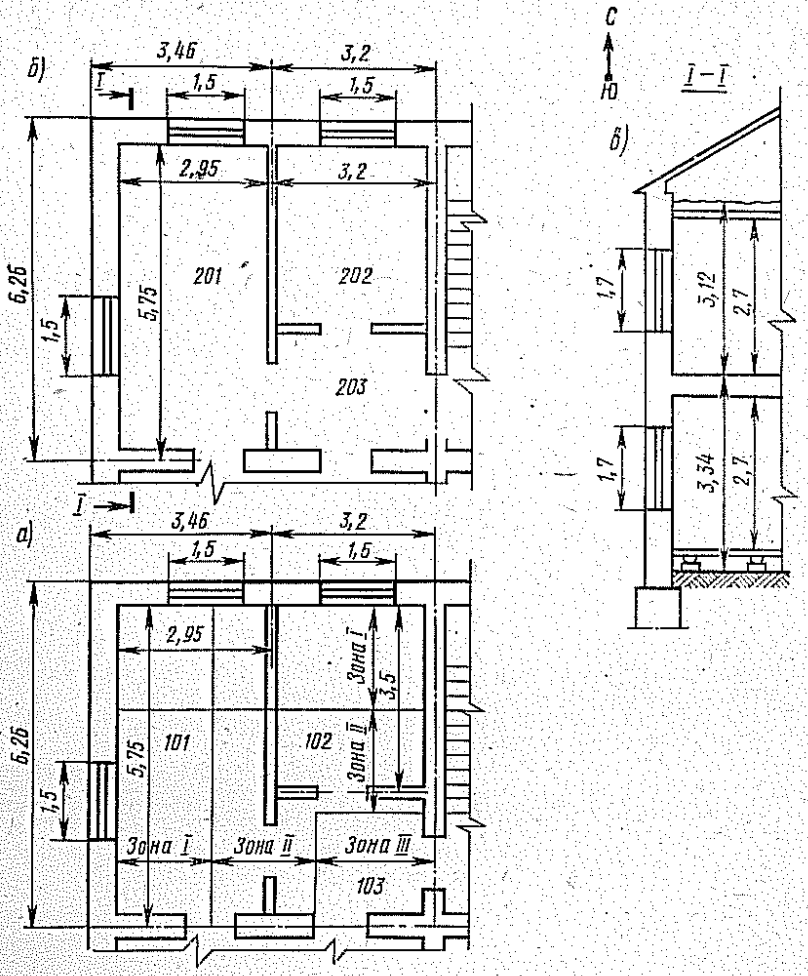


Рис. I.15. План и разрез здания к примеру расчета потерь тепла:
а — план 2-го этажа; *б* — план 1-го этажа; *в* — разрез по *I—I*

Так как значение D лежит в пределах $4<D\leqslant 7$, рассчитываемая конструкция ограждения «средней массивности». Для этих ограждений величина расчетной наружной температуры $t_н$ (при определении $R_0^{тр}$) будет равна

$$t_н=\frac{t_н^с+t_н^5}{2}=\frac{-22+(-17)}{2}=-19{,}5° \text{ С},$$

где $t_н^с$ — средняя температура наиболее холодных суток; для Краснодара —22° С.

Требуемое сопротивление теплопередаче ограждения «средней массивности»

$$R_0^{тр}=\frac{(18+19{,}5)1}{6\cdot 7{,}5}=0{,}835 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал}.$$

Минимальную толщину собственно кирпичной кладки $\delta_{к.к}$ определим из выражения

$$0{,}133+\frac{0{,}02}{0{,}65}+R_{к.к}+0{,}05=0{,}835;\ R_{к.к}=\frac{\delta_{к.к}}{0{,}65};$$

$$\delta_{к.к}=\left[0{,}835-\left(0{,}133+\frac{0{,}02}{0{,}65}+0{,}05\right)\right]0{,}65=0{,}405\ \text{м}.$$

Принимаем стену в 2 кирпича толщиной 0,51 м; при этом

$$R_0=0{,}133+\frac{0{,}02}{0{,}65}+\frac{0{,}51}{0{,}65}+0{,}05=0{,}995\ \text{м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал}.$$

Полученное значение фактического термического сопротивления наружного ограждения R_0 несколько больше требуемого $R_0^{тр}$, что удовлетворяет нормам.

Коэффициент теплопередачи стены принятой конструкции

$$\kappa_{ст}=\frac{1}{0{,}995}\approx 1\ \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Проверим конструкцию стены на конденсацию влаги на ее внутренней поверхности:

$$\tau_в=t_в-\frac{R_в(t_в-t_н)}{R_0}=18-\frac{0{,}133\,(18+17)}{0{,}995}=13{,}34°;$$

$$\Delta t^н=t_в-\tau_в=18-13{,}34=4{,}66°.$$

Согласно СНиПу перепад температур $\Delta t^н$ (для наружных стен жилых помещений) не должен превышать 6°. Следовательно, полученный результат удовлетворяет требованиям СНиПа.

По $I-d$-диаграмме или таблицам физических свойств влажного воздуха при $\varphi=50\%$ температура точки росы $\theta=7{,}4°$.

Расчетная температура $\tau_в>\theta$ (13,34>7,4), следовательно, конденсации паров на поверхности ограждения не будет.

Проверяем наружную стену на воздухопроницание.

Сопротивление воздухопроницанию определяется по формуле

$$R_{оп}=R_{оп\,1}+R_{оп\,2}=1{,}8+38=39{,}8\ \text{м}^2\cdot\text{мм вод. ст. ч/кг},$$

где $R_{оп1}$ — сопротивление воздухопроницанию кирпичной кладки толщиной $\delta=510$ мм, $R_{оп1}=1{,}8$ м²·мм вод. ст.·ч/кг; $R_{оп2}$ — сопротивление воздухопроницанию штукатурки, $R_{оп2}=38$ м²·мм вод. ст. ч/кг.

Требуемое сопротивление воздухопроницанию наружных стен жилых зданий определяется по формуле

$$R_0^{тр}=\varepsilon\Delta p=\varepsilon\,[0{,}55H(\gamma_н-\gamma_в)+0{,}03\gamma_н(\beta v)^2],$$

где $\varepsilon=2$; $H=6$ м (высота дома); $\gamma_н=\gamma_{17}=1{,}37$ кг/м³; $\gamma_в=\gamma_{18}=1{,}21$ кг/м³; $\beta=1$; v — расчетная скорость ветра, принимаемая согласно указаниям п. 2.15 СНиП II-А.7—71, но не менее 5 м/с. Средняя скорость ветра за три самых холодных месяца для г. Краснодара по табл. 7 СНиП II-А.6—72 составляет 2,2 м/с; принимаем $v=5$ м/с. Отсюда $R_0^{тр}=3{,}12$ м²·мм вод. ст. ч/кг. Величина $R_{оп}$ должна быть не менее величины $R_{оп}^{тр}$. В нашем случае $R_{оп}=39{,}8$ м²·мм вод. ст. ч/кг, а $R_{оп}^{тр}=3{,}12$ м²·мм вод. ст. ч/кг.

Следовательно, наружная стена удовлетворяет требованиям сопротивления воздухопроницанию.

Расчет окон. Перепад температур $t_в-t_н=18-(-17)=35°$. По табл. 3 СНиП II-А.7—71 при $t_н-t_н=26\div 46°$ С требуемое сопротивление теплопередаче для окон $R_0^{тр}=0{,}4$ м²·ч·град/ккал.

Этому значению будет удовлетворять спаренный переплет с двойным остеклением при расстоянии между стеклами 55 мм с фактическим сопротивлением $R_0=0{,}4$ м²·ч·град/ккал.

Коэффициент теплопередачи такого окна без учета потерь тепла через откосы стены будет равен

$$\kappa=\frac{1}{R_0}=\frac{1}{0{,}4}=2{,}5\ \text{ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Расчет пола первого этажа. Пол дощатый на лагах; доски толщиной $\delta=0{,}04$ м, воздушная прослойка между чистым полом и подготовкой толщиной $\delta_{в.п}=0{,}3$ м при $R_{в.п}=0{,}28$ м²·ч·град/ккал.

Сопротивление теплопередаче пола на лагах определяем по формуле

$$R_л=\frac{1}{0{,}85}R_{у.п};\ R_{у.п}=R_{н.п}+\sum\frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}},$$

где $R_{у.п}$ и $R_{н.п}$ — сопротивления утепленного и неутепленного полов.

$$\sum\frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}}=\frac{0{,}04}{0{,}12}+0{,}28=0{,}61,$$

где $\delta_{у.с}$ и $\lambda_{у.с}$ — толщина и коэффициент теплопроводности утепляющего слоя.

Для пола зоны I

$$R_л^{I}=\frac{1}{0{,}85}(2{,}5+0{,}61)=3{,}55;\ \kappa_л^{I}=\frac{1}{3{,}55}=0{,}28.$$

Для пола II зоны

$$R_л^{II}=\frac{1}{0{,}85}(5+0{,}61)=6{,}5;\ \kappa_л^{II}=\frac{1}{6{,}5}=0{,}15;$$

то же, III зоны

$$R_л^{III}=\frac{1}{0{,}85}(10+0{,}61)=12{,}4;\ \kappa_л^{III}=\frac{1}{12{,}4}=0{,}08;$$

то же, IV зоны

$$R_л^{IV}=\frac{1}{0{,}85}(16{,}5+0{,}61)=20;\ \kappa_л^{IV}=\frac{1}{20}=0{,}05.$$

Расчет чердачного перекрытия. В строительной практике применяют ограждения, в которых однородность материала нарушена в перпендикулярном и параллельном направлениях тепловому потоку.

Примером перекрытия такого типа может служить чердачное перекрытие, изображенное на рис. I.16. Оно состоит из двух слоев, один из которых неоднороден и представляет собой железобетонную плиту ($\lambda_{жб}=1{,}2$; $s_{жб}=12{,}5$) с воздушными прослойками. Дру-

гой слой однороден и представляет собой утеплитель — керамзит ($\lambda_к = 0{,}3$; $s_к = 3{,}75$).

Расчет чердачного перекрытия начинаем с определения сопротивления теплопередаче железобетонной плиты.

Расчет I. Условно разрезаем плиту (см. рис. I.16) плоскостями, параллельными направлению теплового потока, на различные в теплотехническом отношении участки *I* и *II*.

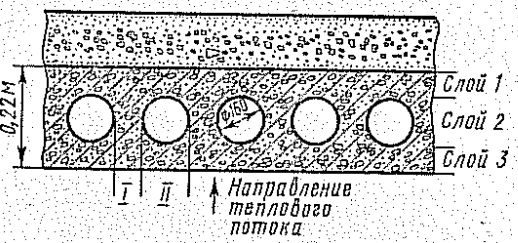


Рис. I.16. Конструкция чердачного перекрытия

Участок I. Заменим круглые отверстия диаметром 160 мм эквивалентными им по площади квадратными отверстиями. Сторона эквивалентного квадрата

$$a = \sqrt{\frac{3{,}14 \cdot 0{,}16^2}{4}} = 0{,}141 \text{ м}.$$

На 1 м ширины плиты приходится 5 круглых отверстий диаметром 160 мм или, что эквивалентно, 5 квадратным отверстиям со стороной $a = 0{,}141$ м. Тогда общая длина участков I (без пустот) на 1 м ширины составит

$$1 - 0{,}141 \cdot 5 = 0{,}295 \text{ м}.$$

Общая площадь F_I и соответственно термическое сопротивление R_I участков *I* при расчетной длине 1 м будут равны:

$$F_I = 0{,}295 \cdot 1 = 0{,}295 \text{ м}^2;$$

$$R_I = \frac{0{,}22}{1{,}2} = 0{,}183 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

Участок II. Эквивалентная толщина воздушных прослоек $a = 0{,}141$ м.

Термическое сопротивление воздушных прослоек этой толщины $R_{в.п} = 0{,}21$ м²·ч·град/ккал.

Термическое сопротивление стенок плиты на участке II

$$R_{ст} = \frac{0{,}22 - 0{,}141}{1{,}2} = 0{,}066 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

Общее термическое сопротивление стенок и пустот составит

$$R_{II} = R_{в.п} + R_{ст} = 0{,}21 + 0{,}066 = 0{,}276 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

Общая площадь участков II при расчетной длине 1 м

$$F_{II} = 0{,}141 \cdot 5 \cdot 1 = 0{,}705 \text{ м}^2.$$

Тогда среднее термическое сопротивление ограждения определим согласно СНиП II-А.7—71 по формуле

$$R_{\parallel} = \frac{F_I + F_{II}}{\frac{F_I}{R_I} + \frac{F_{II}}{R_{II}}} = \frac{0{,}295 + 0{,}705}{\frac{0{,}295}{0{,}183} + \frac{0{,}705}{0{,}276}} = \frac{1}{4{,}16} = 0{,}24.$$

Расчет II. Условно разрезаем плиту плоскостями, перпендикулярными направлению теплового потока, на три слоя, из которых слой *1* и слой *3* одинаковы по толщине и материалу, а слой *2* представляет собой воздушные прослойки (пустоту) с бетонными перемычками.

Общая условная толщина слоя *1* и слоя *3*

$$\delta_{1,3} = 0{,}22 - 0{,}141 = 0{,}079 \text{ м}.$$

Термическое сопротивление этих слоев будет равно

$$R_1 + R_3 = \frac{0{,}079}{1{,}2} = 0{,}066.$$

Для слоя *2*, в котором нарушена однородность материала, определяем средний коэффициент теплопроводности $\lambda_{ср2}$

$$\lambda_{ср\,2} = \frac{\lambda_I F_I + \lambda_{II} F_{II}}{F_I + F_{II}},$$

где λ_I, λ_{II} — коэффициенты теплопроводности отдельных материалов слоя; F_I, F_{II} — площади, занимаемые отдельными материалами на поверхности слоя.

Для пустот λ считаем равным эквивалентному коэффициенту теплопроводности воздуха $\lambda_э$, который можно определить по формуле *

$$\lambda_э = \frac{\delta_{в.п}}{R_{в.п}} = \frac{0{,}141}{0{,}21} = 0{,}7.$$

Тогда средний коэффициент теплопроводности слоя *2*

$$\lambda_{ср\,2} = \frac{0{,}7 \cdot 0{,}705 + 1{,}2 \cdot 0{,}295}{1} = 0{,}827,$$

а термическое сопротивление

$$R_2 = \frac{0{,}141}{0{,}827} = 0{,}17 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

Термическое сопротивление всех трех слоев будет равно

$$R_\perp = 0{,}066 + 0{,}17 = 0{,}236 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

По расчету величина $R_\parallel$ оказалась выше величины $R_\perp$ на 2% (допустимое превышение по СНиПу составляет 25%).

Определим действительную величину термического сопротивления железобетонной плиты по формуле

$$R = \frac{R_\parallel + 2R_\perp}{3} = \frac{0{,}24 + 2 \cdot 0{,}236}{3} = 0{,}237 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}.$$

---

* К. Ф. Фокин. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. Госстройиздат, 1954.

Предположим, что перекрытие имеет малую массивность, для которого $t_н^с = -22°$ С (средняя температура самых холодных суток). Тогда

$$R_0^{тр} = \frac{0,133\,(18+22)\,1\cdot0,9}{4,5} = 1,07 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал}.$$

Минимальное сопротивление утеплителя керамзита найдем из неравенства:

$$0,133 + 0,237 + \frac{\delta_к}{?} + 0,1 = 1,07,$$

откуда $R_к = 0,604$.

Для определения характеристики тепловой инерции перекрытия сначала подсчитываем объем железобетона в панели (1×1 м) V и эквивалентную толщину собственного бетона в плите $\delta_э$:

$$V = 1\cdot0,22\cdot1 - 0,785\cdot0,16^2\cdot5\cdot1 = 0,12 \text{ м}^3;$$

$$\delta_э = \frac{0,12}{1\cdot1} = 0,12 \text{ м}.$$

Отсюда находим

$$D = \frac{0,12}{1,2}12,5 + 0,21\cdot0^* + 0,604\cdot3,75 = 3,51.$$

Значение $D<4$ свидетельствует о том, что ограждение «малой массивности» и, следовательно, принятое в расчете предположение оказалось правильным.

Определяем минимально допустимую толщину утеплителя (керамзита) $\delta_к^{мин}$

$$\delta_к^{мин} = 0,604\lambda_к = 0,604\cdot0,3 = 0,181 \text{ м}.$$

Принимаем толщину слоя керамзита 0,2 м.

Фактическое сопротивление теплопередаче чердачного перекрытия

$$R_0 = 0,133 + 0,237 + \frac{0,2}{0,3} + 0,1 = 1,13,$$

а коэффициент теплопередачи чердачного перекрытия

$$\kappa = \frac{1}{1,13} = 0,89 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Расчет тепловых потерь. Расчет потерь тепла производим по формуле (I.17), подставляя в нее полученные коэффициенты теплопередачи и учитывая добавку на теплопотери через строительные ограждения помещений по указаниям СНиП II-Г. 7—62.

Определение тепловых потерь производится в табличной форме (табл. I.3).

Табл. I.3 состоит из 16 граф, заполняемых при расчете.

В графе 1 таблицы записываются номера помещений. Нумерацию помещений рекомендуется производить поэтажно по часовой стрелке, начиная с угловых комнат (для первого этажа с № 101, для второго — с № 201).

Первая цифра должна указывать этаж данного помещения. Графы 2, 4, 5, 7, 9, 12, 13, 15 пояснять не требуется.

* Коэффициент теплоусвоения воздушной прослойки принимается равным нулю.

Таблица I.3

Таблица расчета теплопотерь

Номер помещения (по рис. I.15)	Назначение помещения и внутренняя температура, °С	Наименование ограждения	Ориентация по странам света	Расчетная наружная температура, °С	Коэффициент уменьшения расчетной разности температур	Расчетный перепад $(t_в - t_н)$, °С	Размеры и количество ограждений	Площадь ограждения, м²	Коэффициент теплопередачи κ, ккал/м²·ч·°С·град	Основные теплопотери, ккал/ч	Добавки на теплопотери, %				Полные теплопотери Q, ккал/ч
											на страны света	на ветер	прочие надбавки	коэффициент учета надбавок	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1-й этаж															
101	Жилая комната, +18	Н. С.	З	−17	1	35	6,26×3,34	21	1	735	5	10	5	1,2	880
		Д. О.	З	−17	1	35	1,5×1,7×1	2,55	(2,5−1)=1,5	134	5	10	5	1,2	161
		Н. С.	С	−17	1	35	3,46×3,34	11,5	1	406	5	10	5	1,25	507
		Д. О.	С	−17	1	35	1,5×1,7×1	2,55	(2,5−1)=1,5	134	5	10	5	1,25	108
		Пл. Із	—	−17	1	35	2,95×2+	17,4	0,28	170	—	—	—	—	170
		Пл. Із	—	−17	1	35	+5,75×2								
		Пл.	—	—	—	—	3,75×0,95	3,56	0,15	19	—	—	—	—	19
							—	—	—	—					10*
															1915
102	То же	Н. С.	С	−17	1	35	3,2×3,34	11	1	385	10	10	—	1,2	460
		Д. О.	С	−17	1	35	1,5×1,7×1	2,55	(2,5−1)=1,5	134	10	10	—	1,2	161
		Пл. Із	—	−17	1	35	3,2×2	6,4	0,28	63	—	—	—	—	63
		Пл. Із	—	−17	1	35	3,2×1,5	4,8	0,15	25	—	—	—	—	25
		Пл.	—	—	—	—	—	—	—	—					10*
															719
103	Коридор, +16	Пл. Із	—	−17	1	33	3,2×0,5+	4	0,15	20	—	—	—	—	20
		Пл. Шз	—	−17	1	33	+1,05×2,25	3,8	0,08	10					10
							+2,15×1,75								30

Продолжение табл. 1.3

Номер помещения (по рис. 1.15)	Назначение помещения и внутренняя температура, °С	Наименование ограждения	Ориентация по странам света	Расчетная наружная температура, °С	Коэффициент уменьшения расчетной разности температур	Расчетный перепад $t_в - t_н$, °С	Размеры и количество ограждений	Площадь ограждений, м²	Коэффициент теплопередачи k, ккал/м²·ч·×град	Основные теплопотери, ккал/ч	Добавки на теплопотери, %: на стороны света	на ветер	прочие надбавки	коэффициент учета надбавок	Полные теплопотери Q_1, ккал/ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
							2-й этаж								
201	Жилая комната, +18	Н. С.	З	−17	1	35	6,26×3,12	19,6	1	685	5	10	5	1,25	820
		Д. О.	З	−17	1	35	1,5×1,7×1	2,55	(2,5−1)=1,5	134	5	10	5	1,2	161
		Н. С.	С	−17	1	35	3,46×3,12	10,8	1	380	10	10	5	1,25	475
		Д. О.	С	−17	1	35	1,5×1,7×1	2,55	(2,5−1)=1,5	134	10	10	5	1,25	168
		Пт.	—	−17	0,9	35	5,75×2,95	17	0,89	475	—	—	5	—	475
		Пт.	—	−17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	63**
															2162
202	То же	Н. С.	С	−17	1	35	3,2×3,12	10	1	350	10	10	—	1,2	420
		Д. О.	С	−17	1	35	1,5×1,7×1	2,55	(2,5−1)=1,5	134	10	10	—	1,2	161
		Пт.	—	−17	0,9	35	3,2×3,5	11,2	0,89	314	—	—	—	—	314
		Пт.	—	−17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	63**
															958
203	Коридор, +16	Пт.	—	−17	0,9	33	3,2×2,25	7,2	0,89	190	—	—	—	—	190
															190

* Теплопотери коридора (на рис. 1.15 № 103) 30 ккал/ч распределяем поровну между тремя помещениями (№ 101, 102 и помещением, не указанным в плане).

** Теплопотери коридора (помещение № 203) 190 ккал/ч также распределяем поровну по трем помещениям (№ 201, 202 и помещением, не указанным в плане).

В графе 3 принято условное обозначение ограждений: Д. О. — окно с двойным остеклением, Пт. — потолок, Пл. — пол, Н. С. — наружная стена, Д. Д. — двойная дверь.

В графу 6 заносится коэффициент уменьшения расчетной разности температур, величина которого принимается по СНиП II-А. 7—62.

В графе 8 при определении площади стен из общей площади стены не вычитают площади окон; площадь окон записывают в отдельную строчку. Однако в графу 10 заносят только разность коэффициентов теплопередачи окон и стен.

Данные графы 11 получают перемножением величины из граф 6, 7, 9, 10. В графу 14 в числе других вносят добавки (5%) на теплопотери через наружные стены и окна, если помещение имеет две или более наружные стены.

В графе 16 приводятся потери тепла с учетом всех добавок. В этой же графе указывают сумму тепловых потерь всеми ограждениями данного помещения.

Потери тепла полами (помещения нижних этажей) или потолками (помещения верхних этажей) коридоров, не имеющих других наружных ограждений, кроме указанных в графе 3, относятся к теплопотерям помещений, двери которых открываются в данный коридор (если эти теплопотери в пределах 200—300 ккал/ч).

В завершение расчета потерь тепла помещениями всего здания определяют его удельную тепловую характеристику. Сравнение ее с уже известными характеристиками для данного типа здания (соответствующего назначения и объема) служит в некоторой степени критерием правильности выполненных расчетов.

Тепловой баланс помещения. Для компенсации тепловых потерь ограждениями устраиваются системы отопления, которые для поддержания расчетной внутренней температуры отдают помещению тепло в количестве, равном теплопотерям.

Но часто в помещении имеются другие источники тепла, которые так же, как и системы отопления, могут участвовать в компенсации тепловых потерь.

К названным источникам тепла относятся: тепловыделения людьми — Q_1 (явное тепло); выделения тепла при переходе механической энергии в тепловую Q_2; отдача тепла поверхностями печей и других нагревательных технологических приборов, расположенных в помещении, — Q_3; тепловыделения в результате остывания нагретых масс материала, вносимого в помещения, — Q_4; тепловыделения от источников искусственного освещения — Q_5, от продуктов, поступающих в помещение (при газосварочных, стеклодувных и других работах), — Q_6.

Кроме тепловых потерь через ограждения, возможны и другие виды потерь тепла: расход тепла на нагревание вносимых в помещение холодных материалов — Q_1'; на нагревание въезжающего холодного транспорта — Q_2'; на нагревание врывающегося воздуха через ворота — Q_3'.

Для решения вопроса о тепломощности и вида системы отопления составляется тепловой баланс помещения.

Если теплопоступления (явного тепла) в помещение превышают тепловые потери ограждениями, то обычно проектируют дежурное отопление, которое включается в работу лишь во время технологических перерывов в работе промышленного предприятия. При этом анализируется стабильность тепловыделений, характеристика тепловыделений по времени (по часам суток).

Не являются лишними также расчеты, связанные с определением характеристики тепловой инерции помещения (с учетом тепловыделений от оборудования), для выработки рекомендаций наиболее рационального режима эксплуатации систем отопления, а нередко и для выявления наиболее экономичной системы отопления.

Методика определения величин, входящих в уравнение теплового баланса помещения, рассматривается в курсе «Вентиляция».

Дежурное отопление. При проектировании отопления производственных зданий необходимо сделать анализ теплового баланса каждого помещения.

Выделения явного тепла $Q_т$, происходящие во время технологического процесса с минимальной загрузкой оборудования, могут превышать потери тепла ограждениями Q. Тогда необходимость в отоплении помещений во время работы предприятия может оказаться излишней.

В нерабочее время, когда для технологического процесса и коммуникаций требуется поддерживать положительную температуру воздуха, обеспечить ее с помощью имеющихся тепловыделений экономически нецелесообразно или невозможно. В этих случаях следует предусматривать устройство систем дежурного отопления.

Для дежурного отопления, как правило, используют действующие системы отопления, отключая часть нагревательных устройств. В помещениях с односменной работой можно устраивать самостоятельные системы дежурного отопления. В нерабочее время в отапливаемых помещениях в холодный и переходный периоды года должна поддерживаться температура не ниже $+5°$ С.

На основе проверочного расчета теплоаккумулирующей способности оборудования в помещении можно отказаться от устройства дежурного отопления. Целью проверочного расчета является определение продолжительности выстывания нагретого, например, печного оборудования цеха до заданного минимума, снижения внутренней температуры помещения.

Дежурное отопление рассчитывают на количество тепла $Q_{д.о}$, определяемого по формуле

$$Q_{д.о} = \frac{Q(5 - t_н)}{t_в - t_н}, \qquad (I.64)$$

где $t_в$, $t_н$ — расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха, принимаемые при проектировании систем отопления по нормам (без учета тепловыделений).

В производственных зданиях, отдельные помещения в которых отличаются друг от друга характеристиками выделяемого технологическим оборудованием явного тепла, целесообразно устраивать системы отопления с групповым регулированием нагревательных приборов (по помещениям). Для этой цели рекомендуется предусматривать отдельные системы или ветви от общих систем отопления.

ГЛАВА II

ВОДЯНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 4. ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Водяными системами называют те, в которых теплоносителем служит вода.

Основные физико-технические свойства воды следующие:

высокая теплоемкость, практически принимаемая равной 1 ккал/кг·град; 4,2 кДж/(кг·град);

высокая подвижность, объясняемая сравнительно небольшой величиной коэффициента кинематической вязкости ν. Значение коэффициента кинематической вязкости определяют следующими формулами:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}; \quad \mu = \frac{\tau}{\frac{\partial v}{\partial y}}; \quad \tau = \mu \frac{\partial v}{\partial y}; \quad \mu = f(t),$$

где μ — коэффициент динамической (абсолютной) вязкости; τ — напряжение силы трения; $\partial v/\partial y$ — градиент скорости по нормали к поверхности; ρ — плотность жидкости; t — температура жидкости.

Коэффициент кинематической вязкости зависит от температуры. С повышением температуры у воды он уменьшается. Отсюда следует, что с повышением температуры потери давления, связанные с перемещением воды по трубам, падают.

Заметим кстати, что в газах (в воздухе) коэффициент кинематической вязкости с повышением температуры, наоборот, увеличивается.

Объемная масса воды зависит от температуры.

С увеличением давления повышается температура кипения воды.

Перечисленные свойства воды являются положительными.

Количество теплоносителя воды, участвующего в переносе тепла, обратно пропорционально величине теплоемкости — чем выше теплоемкость, тем меньше количество теплоносителя, необходимого для переноса единицы тепла. С возрастанием подвижности снижаются затраты на перемещение теплоносителя по трубопроводам.

На использовании зависимости объемной массы воды от температуры основано действие водяных систем с естественной циркуляцией.

Свойство воды с повышением давления повышать температуру кипения используется в теплоснабжении городов и поселков, где, как правило, вода применяется перегретой обычно до температуры 150° С. Высокая температура воды в подающей магистрали позволяет увеличивать расчетный перепад температур теплоносителя, что ведет к сокращению количества циркулирующей воды и, следовательно, к сокращению первоначальных расходов на сооружение теплоснабжающих систем, так как можно уменьшить диаметры трубопроводов.

§ 5. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Принципиальная схема водяного отопления. В качестве элементарной схемы водяного отопления рассмотрим циркуляционное кольцо (рис. II.1, *а*), состоящее из источника тепла (точка нагрева *1*), отопительного прибора (точка охлаждения *2*) и трубопровода, соединяющего эти точки.

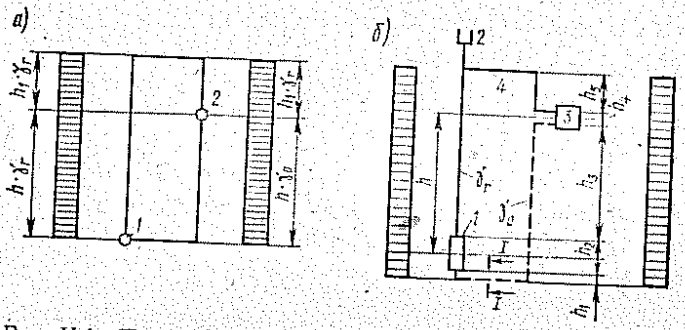


Рис. II.1. Принципиальная схема водяного отопления с естественной циркуляцией:
а — циркуляционное кольцо; *б* — схема отопления

Циркуляция теплоносителя воды в элементарном кольце происходит следующим образом. Нагретая вода по трубопроводу поднимается вверх, затем опускается вниз и поступает под воздействием естественного давления при неразрывности потока к нагревательному прибору (точка *2*); здесь вода отдает часть своего тепла. Охлажденная по выходе из прибора вода по замкнутому циркуляционному контуру поступает к источнику тепла (котел *1*), при этом вытесняя из него более легкую нагретую воду. Вода в котле, восполнив потери тепла, повторяет свое движение (циркулирует).

Какая же сила является причиной циркуляции воды в кольце? Представим, что источник тепла и трубопроводы изолированы от потери тепла так, что вода охлаждается только в нагревательном

приборе. Приняв уровень горизонтального обратного трубопровода за исходный, определим разность гидростатического давления двух столбов воды равной высоты

$$p=(h\gamma_0+h_1\gamma_г)-(h+h_1)\gamma_г, \qquad (II.1)$$

где первая величина в скобках — давление столба воды справа; вторая — давление воды слева; $\gamma_г$ — объемная масса (нагретой) воды; γ_0 — объемная масса (охлажденной) воды.

После алгебраических преобразований выражение (II.1) получит вид

$$p=h(\gamma_0-\gamma_л). \qquad (II.2)$$

Так как $\gamma_0>\gamma_г$, то и $h\gamma_0>h\gamma_г$. Следовательно, давление столба воды охлажденной больше давления воды горячей.

По формуле (II.2) определяют давление, которое является причиной движения воды в циркуляционном кольце.

Рассмотрим простейшую схему водяного отопления с естественной циркуляцией.

На рис. II.1, *б* цифрами обозначены: *1* — генератор тепла (в данном случае котел); *2* — расширительный сосуд; *3* — нагревательный прибор; *4* — трубопроводы. Таким образом, основными частями системы отопления являются генератор тепла, нагревательные приборы и трубопроводы, расширительный сосуд.

Система отопления работает следующим образом. После наполнения системы водой из водопровода и удаления из нее воздуха (в данном случае через расширительный сосуд) приступают к нагреванию воды в котле.

Процесс циркуляции воды в системе происходит аналогично рассмотренному выше.

Пренебрегая потерей тепла в трубопроводе и принимая уровень горизонтального обратного трубопровода за исходный, определим в произвольно выбранном сечении нижней трубы *I—I* разность давлений от столбов воды с правой и левой стороны:

$$p=\left[h_5\gamma_г+h_4\frac{\gamma_г+\gamma_0}{2}+(h_3+h_2+h_1)\gamma_0\right]-$$
$$-\left[h_1\gamma_0+h_2\frac{\gamma_0+\gamma_г}{2}+(h_3+h_4+h_5)\gamma_г\right], \qquad (II.3)$$

где первая сумма в квадратных скобках — давление столба воды справа; вторая сумма — вычитаемая — давление воды слева; $(\gamma_г+\gamma_0)/2$ — средняя объемная масса воды в нагревательном приборе, кг/м^3, соответствующая температурам воды входящей $t_г$ и выходящей t_0; $(\gamma_0+\gamma_г)/2$ — средняя объемная масса воды в котле, соответствующая температурам воды, входящей t_0 и выходящей $t_г$ из котла.

Так как в данной схеме все количество тепла, вырабатываемое в котле, поступает в нагревательный прибор для нагревания помещения, то при отсутствии потерь тепла трубопроводами объемную

массу горячей воды $\gamma_г$ в котле и нагревательном приборе можно принять одинаковой, так же как и объемную массу охлажденной воды $\gamma_о$, входящей в котел и выходящей из нагревательного прибора.

Выражение (II.3) после алгебраического преобразования примет вид

$$p=\left(\frac{h_4}{2}+h_3+\frac{h_2}{2}\right)(\gamma_о-\gamma_г).$$

Но поскольку

$$\frac{h_4}{2}+h_3+\frac{h_2}{2}=h,$$

то

$$p=h(\gamma_о-\gamma_г), \qquad (II.4)$$

т. е. действующее в циркуляционном кольце давление в кг/м² равно произведению вертикального расстояния между серединами высот котла и нагревательного прибора на разность объемных масс охлажденной и горячей воды, циркулирующей в системе [аналогично (II.2)].

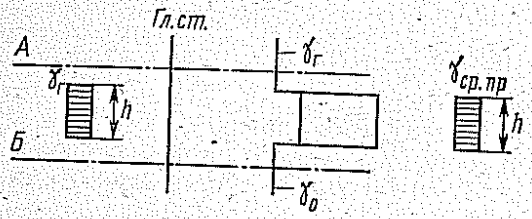


Рис. II.2. К определению располагаемого давления в системах водяного отопления с естественной циркуляцией

Рассмотрим, насколько правомерно принимать величину h за расстояние между серединами высот котла и нагревательного прибора.

Выделим плоскостями $А$ и $Б$ участки главного стояка и нагревательного прибора (рис. II.2). Легко видно, что разность давлений в пределах высоты h будет равна

$$\Delta p=h(\gamma_{ср.пр}-\gamma_г), \qquad (II.5)$$

где $\gamma_{ср.пр}$ — средняя объемная масса воды в приборе, определяемая по выражению:

$$\gamma_{ср.пр}=(\gamma_г+\gamma_о)/2.$$

Отсюда можно определить Δp и по выражению

$$\Delta p=h/2(\gamma_о-\gamma_г)$$

или

$$h(\gamma_{ср.пр}-\gamma_г)=h/2(\gamma_о-\gamma_г). \qquad (II.6)$$

Уравнение (II.6) должно быть справедливым, так как зависимость объемной массы воды от температуры практически линейная.

Пример. Определить Δp, если дано: $h=0{,}5$ м; $\gamma_г=95°$ С; $\gamma_о=70°$ С; $\gamma_{95°С}=961{,}92$ кг/м³; $\gamma_{70°С}=977{,}81$ кг/м³; $t_{ср.пр}=82{,}5°$ С; $\gamma_{82{,}5°С}=970{,}24$ кг/м³ (см. приложение).

Решение. Применим формулу (II.6)

$$h(\gamma_{82{,}5°С}-\gamma_{95°С})=h/2(\gamma_{70°С}-\gamma_{95°С}).$$

После подстановки получим:

$$0{,}5(970{,}24-961{,}92)=0{,}25(977{,}81-961{,}92);$$

$$4{,}16\approx 3{,}973 \text{ кг/м}^2.$$

Расхождение составляет 4,5%, т. е. относительно невелико; следовательно, при определении давлений расчетная высота от середины нагревательного прибора правомерна.

На основании принципиальной схемы применяют системы водяного отопления с естественной циркуляцией, описанные ниже.

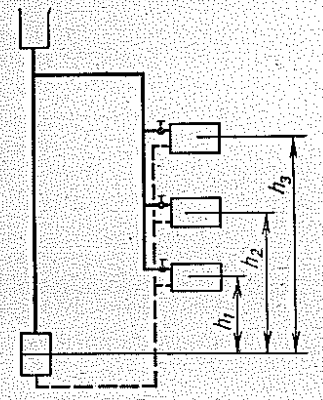


Рис. II.3. Водяная двухтрубная система отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией

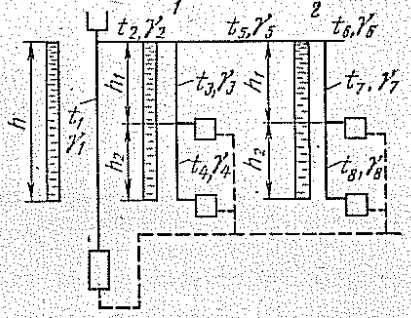


Рис. II.4. Принципиальная схема водяного отопления с верхней разводкой (к определению Δp)

I. Водяная система отопления двухтрубная с верхней разводкой и естественной циркуляцией. Как видно из рис. II.3, эта система сложнее по сравнению с принципиальной схемой. В отличие от движения воды, поступающей из генератора тепла в один нагревательный прибор или по одному циркуляционному кольцу, здесь вода поступает в три нагревательных прибора, расположенных в схеме параллельно друг другу или в три циркуляционных кольца через каждый нагревательный прибор.

Кольцом водяной системы отопления называется замкнутый контур, состоящий из последовательно расположенных участков системы и проходящий через один из нагревательных приборов.

Систему называют двухтрубной потому, что она имеет две самостоятельные трубы для питания нагревательных приборов горячей водой и для отвода охлажденной воды.

В системе с верхней разводкой подающую (горячую) магистраль располагают выше нагревательных приборов системы (обычно под потолком верхнего этажа или на чердаке).

На основании изложенного выше расчетное давление в кг/м² для циркуляционного кольца через нагревательный прибор первого этажа составит

$$p_1 = h_1(\gamma_o - \gamma_г).$$

Для циркуляционного кольца через нагревательный прибор второго этажа соответственно

$$p_2 = h_2(\gamma_o - \gamma_г),$$

а для циркуляционного кольца через нагревательный прибор третьего этажа

$$p_3 = h_3(\gamma_o - \gamma_г),$$

где h_1, h_2, h_3 — расстояния между серединами высот котла и нагревательных приборов соответственно 1, 2 и 3-го этажей; γ_o, $\gamma_г$ — объемные массы обратной (охлажденной) и горячей воды.

При рассмотрении принципиальной схемы водяного отопления было сказано, что трубопроводы изолированы так, что вода не охлаждается. Фактически трубопроводы теряют тепло, вследствие чего температура воды в них понижается по мере удаления ее от генератора тепла.

Рассмотрим явление охлаждения подающих трубопроводов в системе отопления с верхней разводкой.

Обозначим среднюю температуру воды в подающих участках системы через t_1, t_2, t_3, t_4, t_5, t_6, t_7 и t_8 (рис. II.4).

Очевидно, что $t_1 > t_3 > t_7$, так же как $t_1 > t_2 > t_5$. Соответственно этому $t_4 > t_8$, так как $t_3 > t_7$. Тогда объемные массы воды на тех же участках системы соответственно будут отличаться так: $\gamma_1 < \gamma_3 < \gamma_7$; $\gamma_1 < \gamma_4 < \gamma_8$.

На рис. II.4 показаны столбы воды соответствующей температуры. Очевидно, в циркуляционных кольцах возникнут дополнительные давления. Так, дополнительное давление в циркуляционном кольце стояка *1* будет равно

$$p_1 = (h_1\gamma_3 + h_2\gamma_4) - h\gamma_1,$$

а в циркуляционном кольце через стояк *2*

$$p_2 = (h_1\gamma_7 + h_2\gamma_8) - h\gamma_1.$$

Отсюда становится ясным, что $p_2 > p_1$. Дополнительное давление зависит от протяженности системы и от числа этажей здания.

Полное давление в системе отопления с верхней разводкой, которое обеспечивает движение воды в циркуляционных кольцах системы, определяют по формуле

$$p = h(\gamma_o - \gamma_г) + \Delta p, \qquad (II.7)$$

где Δp — дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводах системы отопления с верхней разводкой.

Величину Δp принимают в зависимости от горизонтального расстояния от главного стояка до стояка, через нагревательный прибор которого проходит расчетное кольцо, и числа этажей в здании.

Дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводах составляет значительную величину по сравнению с давлением, определяемым по формуле (II.4), и поэтому пренебрегать им нельзя. Так, для двухтрубной системы водяного отопления располагаемое давление без учета дополнительного давления за счет охлаждения воды в трубопроводах составит

$$p = h(\gamma_o - \gamma_г) = 3{,}0\,(977{,}81 - 961{,}92) = 47{,}67 \text{ кг/м}^2,$$

где h — вертикальное расстояние от центра котла до центра нагревательного прибора, равное 3,0 м; γ_o — объемная масса обратной (охлажденной) воды, при температуре 70° С; $\gamma_г$ — объемная масса горячей воды, кг/м³, при температуре 95° С.

Дополнительное давление Δp в трубопроводах для двухтрубной системы с верхней разводкой и естественной циркуляцией воды для зданий в три или четыре этажа принимается по табл. прилож. 11, выдержка из которой приведена ниже.

Расстояние, м	До 10	10—20	20—30	30—50	50—75
Δp, кг/м²	25	25	25	30	35

Отсюда видно, что дополнительное давление Δp от охлаждения воды в трубопроводах двухтрубной системы с верхней подводкой составляет ощутимую величину (более 50%) от основного располагаемого давления.

II. Водяная система отопления двухтрубная с нижней разводкой и естественной циркуляцией. В этой системе (рис. II.5) подающую и обратную магистрали прокладывают внизу (в подвале или подпольных каналах). Это обстоятельство является причиной того, что воздух из системы при наполнении ее водой и во время эксплуатации удаляется не через расширительный сосуд, как в системе с верхней разводкой, а через специально устраиваемые воздушные линии и воздухоотводчики.

Дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводах здесь не учитывается. Для объяснения этого рассмотрим простейшую схему двухтрубной системы отопления с нижней разводкой и естественной циркуляцией (рис. II.6).

Для простоты на схеме показано лишь два нагревательных прибора (*I* и *II*). Воздух удаляется здесь через специально уста-

новленные в верхних радиаторных пробках воздушные краны Маевского.

Как же отразится на величине располагаемого давления эффект охлаждения воды в трубах? Обозначим высоту горячего подающего стояка, питающего нагревательный прибор *II*, через $h_г$ и высоту обратного охлажденного стояка этого прибора через $h_о$.

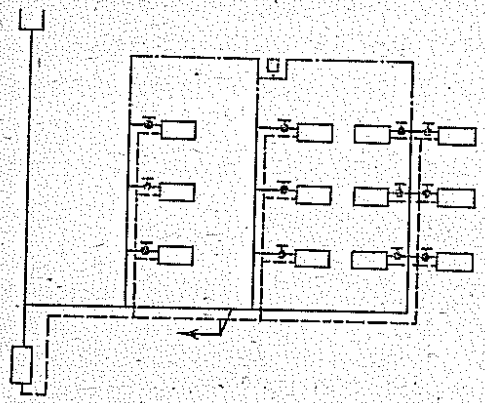


Рис. II.5. Водяная двухтрубная система отопления с нижней разводкой и естественной циркуляцией

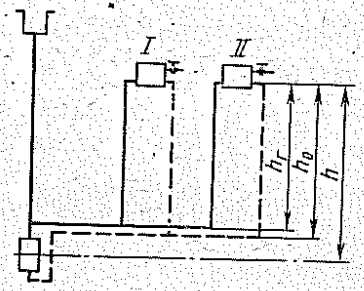


Рис. II.6. Водяная двухтрубная система отопления с нижней разводкой (к определению располагаемого давления)

В результате теплоотдачи температура воды в обоих стояках понизится и соответственно увеличатся объемные массы воды по сравнению с теоретической величиной, принятой в формуле (II.4), т. е. объемные массы воды в обратном и горячем стояках вместо $\gamma_о$ и $\gamma_г$ теоретически, как в формуле (II.4), будут иметь значения $\gamma_о^ф$ и $\gamma_г^ф$.

Отсюда видно, что в виду снижения температуры в горячем и обратном стояках $\gamma_о^ф > \gamma_о$ и $\gamma_г^ф > \gamma_г$. Тогда располагаемое давление (в кг/м²) можно найти из выражения

$$p = h(\gamma_н - \gamma_г) + h_о(\gamma_о^ф - \gamma_о) - h_г(\gamma_г^ф - \gamma_г). \qquad (II.7а)$$

Выражение $h_г(\gamma_г^ф - \gamma_г)$ участвует в формуле с отрицательным знаком, так как увеличение веса столба воды, поднимающейся вверх, не способствует циркуляции, т. е. снижает определяемое формулой (II.4) располагаемое давление. Выражение же $h_о(\gamma_о^ф - \gamma_о)$ участвует в формуле с положительным знаком, поскольку увеличение веса столба воды, опускающейся вниз, способствует циркуляции, иначе говоря, повышает располагаемое давление.

Однако эти величины практически равны:

$$h_о(\gamma_о^ф - \gamma_о) \approx h_г(\gamma_г^ф - \gamma_г).$$

Тогда после сокращения выражение (II.7а) примет вид

$$p = h(\gamma_н - \gamma_г).$$

Следовательно, в системах с нижней разводкой дополнительное давление от охлаждения воды в трубах учитывать не нужно.

При выборе систем отопления с естественной циркуляцией предпочтение отдают системам с верхней разводкой, поскольку они позволяют учитывать дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводах.

Исключением из правил могут служить, например, здания с плоской кровлей, когда по эстетическим соображениям разводящие магистрали системы с верхней разводкой недопустимо прокладывать под потолком верхнего этажа.

III. Вертикальная однотрубная система водяного отопления с замыкающими участками и естественной циркуляцией. Система называется однотрубной потому, что одна и та же труба — стояк служит для подвода и отвода воды из нагревательного прибора.

При этом, как видно из схемы (рис. II.7, *а*), часть теплоносителя воды проходит, минуя нагревательные приборы по замыкающим участкам.

В отличие от двухтрубных в однотрубных системах нагревательные приборы присоединены последовательно и температура входящей в них горячей воды не одинакова, так как вода, проходя по цепочке приборов, постепенно охлаждается. Принципиально нагревательные приборы каждого стояка однотрубной вертикальной системы можно рассматривать как один общий прибор с средневзвешенным центром нагрева. При таких условиях верхний и нижний приборы являются как бы верхом и низом одного общего прибора. Поэтому в однотрубной системе нижние приборы прогреваются даже в случае расположения их ниже котла, что невозможно в двухтрубных системах с естественной циркуляцией.

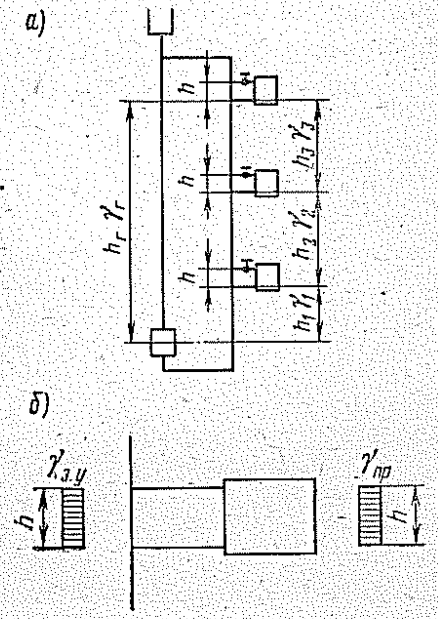


Рис. II.7. Водяная система отопления вертикальная однотрубная с замыкающими участками, с естественной циркуляцией (к определению располагаемого давления):

а — общая схема; *б* — малое циркуляционное кольцо

В двухтрубной системе отопления циркуляционные кольца проходят через каждый нагревательный прибор, что является отличительной чертой гидравлической характеристики двухтрубных систем.

В однотрубной системе отопления с замыкающими участками циркуляционные кольца проходят через стояки, при этом одно

кольцо — через замыкающие участки, второе — через подводки к нагревательным приборам (и сами приборы).

Давление, которое обеспечивает движение воды в циркуляционных кольцах однотрубной системы с замыкающими участками, может быть определено двояко:

1) через замыкающие участки p_{I}

$$p_{\text{I}} = [(h_1\gamma_1 + h_2\gamma_2 + h_3\gamma_3) - h_{\text{г}}\gamma_{\text{г}}] + \Delta p, \qquad \text{(II.8)}$$

где $h_1\gamma_1$, $h_2\gamma_2$, $h_3\gamma_3$ — давления столбов воды; $h_{\text{г}} = h_1 + h_2 + h_3$; Δp — дополнительное давление воды в трубах, принимаемое для систем с верхней разводкой;

2) через нагревательные приборы p_{II}

$$p_{\text{II}} = [[h_1\gamma_1 + (h_2 - h)\gamma_2 + (h_3 - h)\gamma_3 + h\gamma_{\text{пр}1} + h\gamma_{\text{пр.2}} + h\gamma_{\text{пр}3}] - h_{\text{г}}\gamma_{\text{г}}] + \Delta p, \qquad \text{(II.9)}$$

где h — высота нагревательного прибора по центрам подводок; $\gamma_{\text{пр}1}$, $\gamma_{\text{пр}2}$, $\gamma_{\text{пр}3}$ — объемные массы воды соответственно в приборах 1, 2, и 3. 1-го, 2-го и 3-го этажей.

Так как $\gamma_{\text{пр}1} > \gamma_2$; $\gamma_{\text{пр}2} > \gamma_3$; $\gamma_{\text{пр}3} > \gamma_{\text{г}}$, нетрудно видеть, что $p_{\text{II}} > p_{\text{I}}$.

Определив разность давления $p_{\text{II}} - p_{\text{I}}$, после сокращений получим

$$p_{\text{II}} - p_{\text{I}} = h(\gamma_{\text{пр}1} - \gamma_2) + h(\gamma_{\text{пр}2} - \gamma_3) + h(\gamma_{\text{пр}3} - \gamma_{\text{г}}), \qquad \text{(II.10)}$$

где $\gamma_{\text{пр}1}$, $\gamma_{\text{пр}2}$, $\gamma_{\text{пр}3}$ выражены в общем виде зависимостью $\gamma_{\text{пр}} = (\gamma_{\text{под}} + \gamma_{\text{обр}})/2$, причем $\gamma_{\text{под}}$ и $\gamma_{\text{обр}}$ — объемные массы воды соответственно в подающей и обратной подводках нагревательного прибора.

Таким образом, в однотрубной системе отопления с замыкающими участками, помимо циркуляционных колец, через стояки действуют так называемые малые циркуляционные кольца, образованные подводками к нагревательным приборам и замыкающим участкам (рис. II.7, *б*). Таких малых циркуляционных колец в системе столько, сколько нагревательных приборов.

Выражение (II.10) представляет собой сумму давлений, возникающих в малых циркуляционных кольцах. Диаметры трубопроводов малого циркуляционного кольца необходимо принимать с учетом действующего в них располагаемого циркуляционного давления.

Располагаемое давление для преодоления гидравлических потерь в нагревательном приборе и подводках к нему $p_{\text{под}}$ определяют по уравнению

$$p_{\text{под}} = p_{\text{з.у}} + h\Delta\gamma,$$

или

$$p_{\text{под}} = p_{\text{з.у}} + h\left(\frac{\gamma_{\text{под}} + \gamma_{\text{обр}}}{2} - \gamma_{\text{з.у}}\right), \qquad \text{(II.11)}$$

где $p_{\text{з.у}}$ — гидравлические потери в замыкающем участке; $\gamma_{\text{з.у}}$ — объемная масса воды в замыкающем участке;

$$\Delta\gamma = \frac{\gamma_{\text{под}} + \gamma_{\text{обр}}}{2} - \gamma_{\text{з.у}}.$$

В свою очередь гидравлические потери в замыкающем участке должны быть равны:

$$p_{\text{з.у}} = p_{\text{под}} - h\left(\frac{\gamma_{\text{под}} + \gamma_{\text{обр}}}{2} - \gamma_{\text{з.у}}\right).$$

IV. Водяная система отопления вертикальная, однотрубная, проточная с естественной циркуляцией. В отличие от однотрубной системы с замыкающими участками здесь через стояк с односторонним присоединением приборов проходит только одно циркуляционное кольцо и поэтому система называется проточной (рис. II.8).

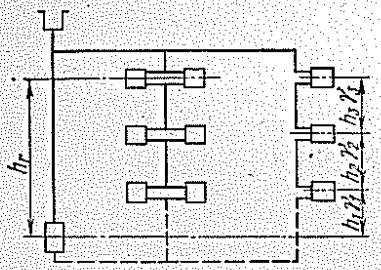


Рис. II.8. Водяная однотрубная система отопления вертикальная проточная с естественной циркуляцией

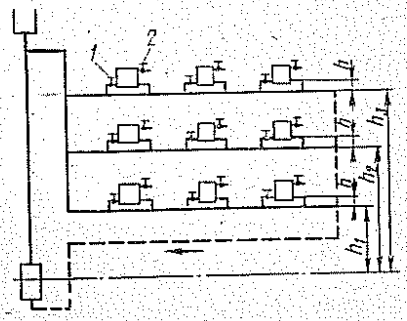


Рис. II.9. Водяная однотрубная система отопления горизонтальная с замыкающими участками и естественной циркуляцией

Проточная однотрубная система выгодно отличается от двухтрубной и однотрубной с замыкающими участками систем большей гидравлической устойчивостью.

Давление, которое обеспечивает движение воды в циркуляционном кольце, определяют по формуле

$$p = [(h_1\gamma_1 + h_2\gamma_2 + h_3\gamma_3) - h\gamma_{\text{г}}] + \Delta p, \qquad \text{(II.12)}$$

где h_1 — расстояние от середины котла до середины нагревательного прибора, м; h_2, h_3 — вертикальные расстояния между серединами нагревательных приборов соответственно 1-го и 2-го, 2-го и 3-го этажей.

Особенностью однотрубной проточной системы отопления является то, что на подводах к нагревательным приборам с односторонним присоединением их к стоякам запорно-регулирующую армату-

ру не устанавливают, так как полное закрытие кранов (в случае их установки) на подводках к нагревательным приборам приведет к полному бездействию нагревательных приборов всего стояка. При двустороннем присоединении приборов к стояку установка кранов возможна только на подводке одного из двух приборов, если последние установлены в одном помещении для местного регулирования части нагревательных приборов.

V. Водяная система отопления горизонтальная однотрубная с замыкающими участками и естественной циркуляцией. Устройство горизонтальной однотрубной системы (рис. II.9) с замыкающими участками отличается от вертикальной тем, что здесь к горизонтально проложенным трубам нагревательные приборы присоединены аналогично присоединению нагревательных приборов к системам вертикальных однотрубных систем с замыкающими участками.

Удаление воздуха из системы производится через воздушные краны, устанавливаемые в верхних радиаторных пробках нагревательных приборов.

Циркуляционные кольца в этой системе аналогично однотрубной вертикальной системе проходят через замыкающие участки нагревательных приборов и подводки к нагревательным приборам.

Давления в циркуляционных кольцах системы определяют:

через замыкающие участки нагревательных приборов 1-го этажа по формуле

$$p_1 = h_1(\gamma_0 - \gamma_г) + \Delta p;$$

аналогично через замыкающие участки приборов 2-го этажа и т. д.

$$p_2 = h_2(\gamma_0 - \gamma_г) + \Delta p;$$

через подводки к нагревательным приборам (например, для 1-го этажа)

$$p_1 = h_1(\gamma_0 - \gamma_г) + h(\gamma_0^{ср} - \gamma_г^{ср}) + \Delta p,$$

где h_1, h_2 — высота от середины котла до горизонтальных разводящих трубопроводов соответственно 1-го и 2-го этажей; h — высота от оси горизонтальной разводящей трубы до оси радиаторной пробки (места присоединения подводок к нагревательному прибору), м; γ_0, $\gamma_г$ — объемные массы воды в обратном и подающем стояках системы, кг/м³; $\gamma_0^{ср}$, $\gamma_г^{ср}$ — средние объемные массы воды в подводках к приборам: обратной и подающей; Δp — дополнительное давление от охлаждения воды в трубах (принимаемое, как известно, в системах с верхней разводкой); в данном случае ввиду незначительности этим давлением можно пренебречь.

Расчет трубопроводов однотрубной горизонтальной системы предпочтительнее вести сначала через замыкающие участки нагревательных приборов, а затем рассчитать малые циркуляционные кольца, т. е. произвести расчет подводок к нагревательным приборам.

Располагаемое давление для расчета подводок к нагревательному прибору определяют по формуле

$$p_{пол} = h(\gamma_0 - \gamma_г) + \Sigma(Rl + Z)_{з.у}, \qquad (II.13)$$

где γ_0, $\gamma_г$ — объемные массы воды в обратной и подающей подводках к нагревательному прибору; $\Sigma(Rl+Z)_{з.у}$ — гидравлические потери замыкающего участка.

Горизонтальные однотрубные системы отопления с замыкающими участками применяют для отопления общественных и промышленных зданий.

Преимуществом этой системы является возможность использования горизонтально проложенных разводящих труб в качестве нагревательных приборов. Недостаток — необходимость удаления воздуха через нагревательные приборы, что вызывает эксплуатационные неудобства.

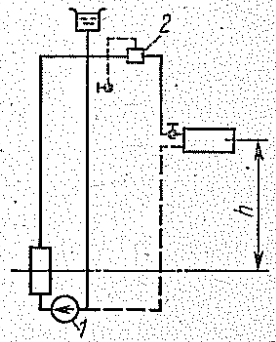


Рис. II.10. Принципиальная схема насосной системы водяного отопления

Однотрубная горизонтальная разводка применяется практически как элемент комбинированной системы отопления здания в тех случаях, когда по местным условиям для отопления одной части здания (например, во вспомогательных помещениях театра) целесообразна вертикальная однотрубная система, для отопления другой части здания (зрительного зала) — однотрубная горизонтальная.

Ниже рассмотрены основные типы насосных систем отопления.

§ 6. НАСОСНЫЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Принципиальная схема водяного отопления с насосной циркуляцией показана на рис. II.10. Эта схема устроена с верхней разводкой, причем *1* — насос, *2* — воздухосборник. Применение для циркуляции воды насоса внесло изменения и в конструктивное оформление системы стопления по сравнению с конструкцией систем отопления с естественной циркуляцией.

Эти изменения следующие: воздух из насосной системы водяного отопления удаляется не через расширительный сосуд (как в системах с верхней разводкой и естественной циркуляцией), а через специальные устройства для спуска воздуха.

Расширительный сосуд, как правило, присоединяется к обратной магистрали перед насосом (см. ниже).

Располагаемое давление, которое обеспечивает циркуляцию воды в насосной системе с верхней разводкой, определяют в кг/м² по формуле

$$p = p_{нас} + h(\gamma_0 - \gamma_г) + \Delta p, \qquad (II.14)$$

где $p_{нас}$ — давление, создаваемое насосом, кг/м².

Величина давления, создаваемого насосом, определяется из выражения

$$p_{\text{нас}} = \sum l p_{\text{эк}}, \qquad \text{(II.15)}$$

где $\sum l$ — длина наиболее протяженного (как правило) циркуляционного кольца трубопроводов системы, м; $p_{\text{эк}}$ — удельная потеря давления, выявленная на основании технико-экономического анализа ($p_{\text{эк}}$ принимается равной 5÷10 кг/м² на 1 м длины); $h(\gamma_0 - \gamma_г)$ — естественное давление воды в системе; Δp — дополнительное давление, возникающее при остывании воды в трубопроводах систем с верхней разводкой, кг/м².

Обычно расчетное давление насоса принимают не больше 1000—1200 кг/м².

На рис. II.11 показаны насосные системы водяного отопления; на рис. II.11, *а* — система двухтрубная с верхней разводкой, на рис. II.11, *б* — с нижней; применяют их в зданиях не более трех этажей. Системы с нижней разводкой применяют чаще для отопления бесчердачных зданий.

На рис. II.11, *в* изображена однотрубная система отопления с замыкающими участками. Применяют ее для отопления жилых, общественных и промышленных зданий высотой более трех этажей.

Для отопления общественных и промышленных зданий, в которых не требуется местная регулировка нагревательных приборов, применяют однотрубные системы отопления (рис. II.11, *г*).

На рис. II.11, *д* показана однотрубная горизонтальная система отопления с замыкающими участками, применяемая для отопления общественных и промышленных зданий.

Показанная на рис. II.11, *е* вертикальная однотрубная система отопления с нижней разводкой применяется для отопления жилых и общественных зданий. Воздух удаляется из системы при помощи воздушных кранов, установленных в приборах верхнего этажа.

Регулировка теплоотдачи нагревательных приборов производится трехходовыми кранами.

На рис. II.11, *ж—к* — изображены однотрубные горизонтальные системы водяного отопления, в которых нагревательные приборы присоединены к горизонтальным ветвям неодинаково; на схеме II.11, *ж, I, III* — с установкой для регулирования трехходовых кранов; на схеме II.11, *ж, II* с установкой крана двойной регулировки. Установка трехходовых кранов позволяет направлять любое количество воды в нагревательный прибор или в магистраль. Кран, установленный на подводке к прибору, обеспечивает количественное регулирование в меньшем диапазоне.

Присоединять отопительные приборы по схеме сверху вниз (см. рис. II.11, *ж, II, III*) можно при деаэрированной воде, когда эксплуатационное удаление воздуха через воздушные краны приборов сведено к минимуму.

На рис. II.11, *з* показана разработанная проф. Б. Н. Лобаевым горизонтальная система с замыкающими участками, в которых го-

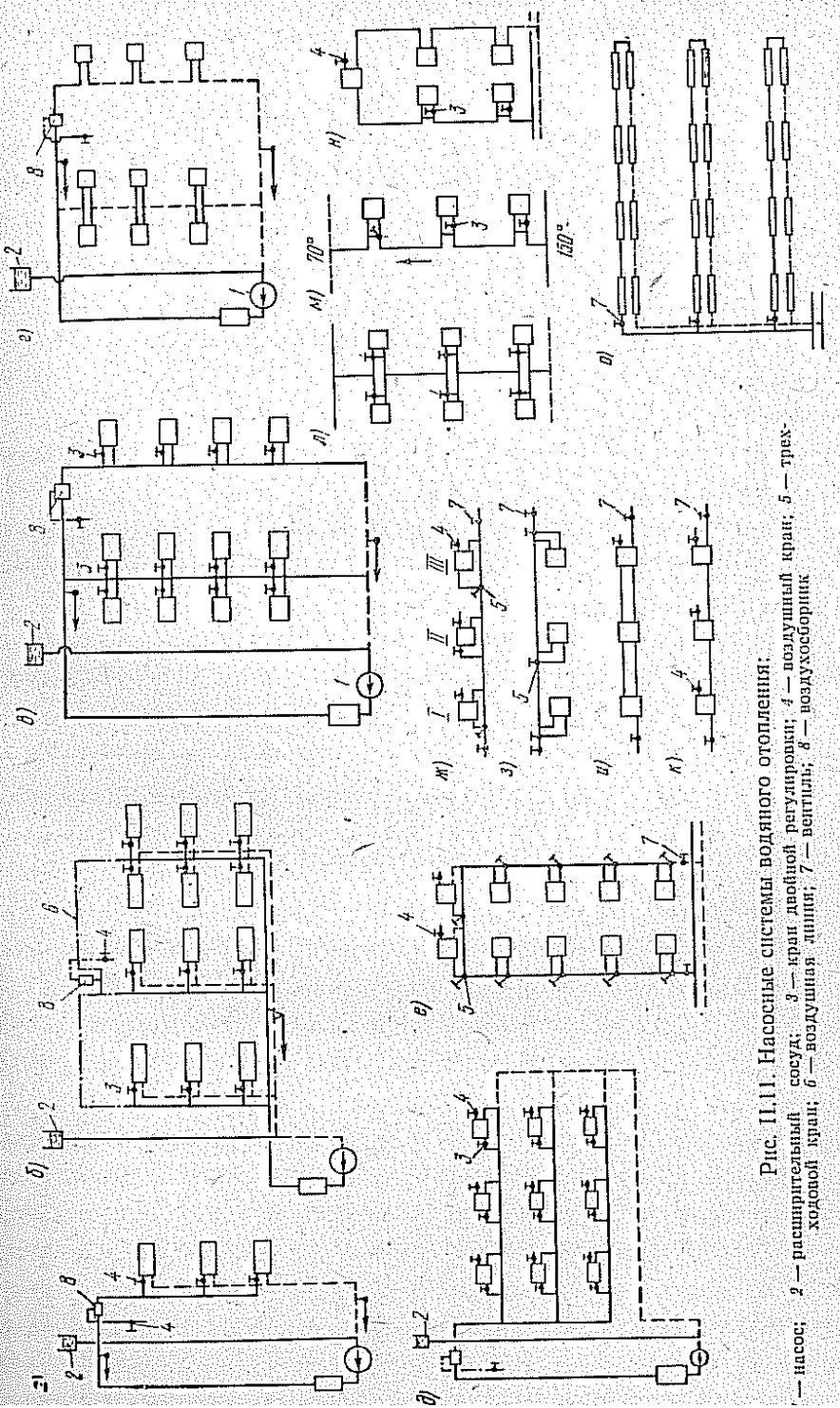


Рис. II.11. Насосные системы водяного отопления:
1 — насос; 2 — расширительный сосуд; 3 — кран двойной регулировки; 4 — воздушный кран; 5 — трехходовой кран; 6 — воздушная линия; 7 — вентиль; 8 — воздухосборник

ризонтальная магистраль прокладывается выше приборов отопления под подоконниками.

Положительной стороной данной системы отопления является свободное удаление воздуха и отсутствие воздушных кранов.

Приборы, установленные в первой части горизонтальной ветви, при температуре теплоносителя от 150—105° С включаются по схеме движения «снизу вверх», а в хвостовой части ветви при температуре 105° С и ниже — по схеме «сверху вниз» для улучшения теплопередачи приборов (при подаче теплоносителя «сверху вниз» $\beta_4=1$, а при подаче «снизу вверх» $\beta_4<1$).

На рис. II.11, *и* показана горизонтальная проточная система, отличительной особенностью которой является прокладка специальной воздушной линии через верхние ниппели приборов, что исключает необходимость установки воздушных кранов на каждом из приборов (см. рис. II.11, *к*). Недостатком схемы II.11, *и* и II.11, *к* является жесткое соединение по всей линии, что не допускает компенсации тепловых удлинений, отсутствие которой приводит к образованию течи воды в местах соединений.

Проточно-регулируемая однотрубная с верхней разводкой со смещенными замыкающими участками система (рис. II.11, *л*) является компромиссным решением. В ней совмещены режимы работы двух однотрубных систем: проточной и с замыкающими участками.

Соответствующим регулированием трехходовых кранов на подводках к приборам можно перевести систему на режим работы проточной системы, когда коэффициент затекания $\alpha=1$, или на режим работы однотрубной системы с замыкающими участками ($\alpha<1$).

На рис. II.11, *м* показана схема однотрубного стояка системы с опрокинутой циркуляцией воды со смешанными замыкающими участками в 1-м и 2-м этажах и с проточно-регулируемым узлом в верхнем этаже.

На рис. II.11, *н, о* показаны соответственно схема бифилярного П-образного стояка и горизонтальная бифилярная система с нижней разводкой.

Систему отопления с вертикальными бифилярными стояками применяют в панельном строительстве жилых домов. В этой системе отопительный прибор каждого стояка делится на две части (кроме верхнего этажа): одна, слева, с количественным регулированием теплопередачи, другая, справа, нерегулируемая, проточная.

Для проточного нагревательного прибора верхнего этажа предусматривается воздушное регулирование теплопередачи прибора.

Горизонтальные бифилярные системы применяют преимущественно для отопления общественных и промышленных зданий, а также вспомогательных помещений промышленных предприятий. В качестве нагревательных приборов в этих системах применяются конвекторы.

Горизонтальные проточные бифилярные системы характеризуются одинаковой средней температурой теплоносителя для каждой пары (друг над другом) конвекторов. Эти системы устраивают с верхней и нижней разводкой магистралей.

ГЛАВА III

НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 7. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НАГРЕВАТЕЛЬНЫМ ПРИБОРАМ

Нагревательным прибором называют устройство для передачи тепла от теплоносителя непосредственно отапливаемому помещению. Через стенки прибора происходит теплообмен между протекающим внутри отопительного прибора теплоносителем (как правило, это нагретая вода или водяной пар) и воздухом помещения.

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

Теплотехническая характеристика нагревательного прибора в основном определяется его коэффициентом теплопередачи. В этой связи создание нагревательного прибора с более высоким коэффициентом теплопередачи рассматривалось всегда положительно.

Технико-экономическая характеристика нагревательного прибора определяется его первоначальной стоимостью, отнесенной, например, к единице тепла отдаваемого помещению; при оценке нагревательных приборов, изготовленных из одного и того же материала, технико-экономическим критерием может служить тепловое напряжение материала.

Под *тепловым напряжением материала* q понимают количество тепла, отдаваемого прибором в течение 1 ч при разности температур теплоносителя и окружающего воздуха в 1 град, отнесенного к 1 кг массы нагревательного прибора, в ккал/кг·ч·град

$$q=\frac{Q}{G\,(t_{пр}-t_{в})} \text{ или } q=\kappa/B, \qquad \text{(III.1)}$$

где Q — количество тепла, отдаваемого нагревательным прибором, ккал/ч (Вт); G — масса нагревательного прибора, кг; $t_{пр}$ — средняя температура нагревательного прибора, град; $t_{в}$ — температура внутри помещения, град; κ — коэффициент теплопередачи (см. ниже) прибора, ккал/м²·ч·град (Вт/м²·град); B — масса 1 м² поверхности прибора, кг/м².

Чем больше тепловое напряжение, тем экономичнее нагревательный прибор по расходу металла на его изготовление.

Повысить тепловое напряжение можно, как это видно из уравнений, путем повышения коэффициента теплопередачи κ, уменьше-

нием массы прибора, отнесенного к 1 м² поверхности нагрева, или снижением массы 1 экм (см. ниже), либо путем соответственного изменения обоих факторов.

Санитарно-гигиеническая оценка нагревательного прибора характеризуется конструктивным решением прибора, облегчающим содержание его в чистоте, удобством регулирования теплоотдачи, долей передачи тепла лучеиспусканием (лучистые системы отопления имеют наивысшую санитарно-гигиеническую характеристику).

Нагревательный прибор должен отдавать помещению количество тепла в основном в соответствии с теплопотерями.

Температура теплоотдающей поверхности нагревательного прибора должна соответствовать санитарно-гигиеническим требованиям. Так, согласно СНиП II-Г.7—62 предельную температуру поверхности нагревательных приборов в жилых домах и административно-конторских помещениях принимают 95° С, для детских садов, больниц — 85° С, в производственных помещениях — до 150° С.

Нагревательные приборы должны иметь красивую форму и быть достаточно компактными. Кроме упомянутого, нагревательный прибор должен удовлетворять монтажно-строительным требованиям: обладать возможно меньшими строительными габаритами (длиной и глубиной для возможности установки приборов без ниш), допускать возможность компоновки прибора требуемой поверхности нагрева путем сборки из отдельных элементов.

При конструировании новых приборов нужно также учитывать технологические требования по их изготовлению.

§ 8. ТИПЫ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Нагревательные приборы изготовляют из чугуна, стали и других материалов. Основные типы нагревательных приборов описаны ниже.

Чугунные радиаторы — наиболее распространенные типы отопительных приборов. В конструктивном отношении они представляют собой отдельные секции, в зависимости от числа вертикальных каналов в каждой секции могут быть одно-, двух-, трехколонными и многоколонными с разнообразным сечением каналов (рис. III.1).

Секции соединяют между собой изготовленными из ковкого чугуна полыми ниппелями, имеющими на половине длины наружную правую резьбу, а на другой половине — левую. По монтажной высоте радиаторы подразделяют на высокие (до 1000 мм), средние (до 500 мм) и низкие (300 мм).

Для уплотнения стыков между секциями применяют прокладки из картона, пропитанного в олифе (при температуре теплоносителя меньше 100° С) и из паронита (при теплоносителе температурой более 100° С).

Чугунные радиаторы выдерживают давление в 6 кг/см². Изготовление радиаторов в виде секций позволяет собирать приборы разной поверхности. На рис. III.1, *а* показан прибор общего назначения М-140-АО, а в табл. III.1 охарактеризованы основные типы радиаторов, применяемых за последнее время. Тепловое напряжение 1 кг металла определяется величиной 0,232—0,25 ккал/(кг·ч××град) [0,27—0,291 Вт/(кг·град)].

Устаревший радиатор «Польза» № 3, являющийся в известном смысле прототипом современных чугунных радиаторов, характеризуется низким тепловым напряжением металла — 0,17—

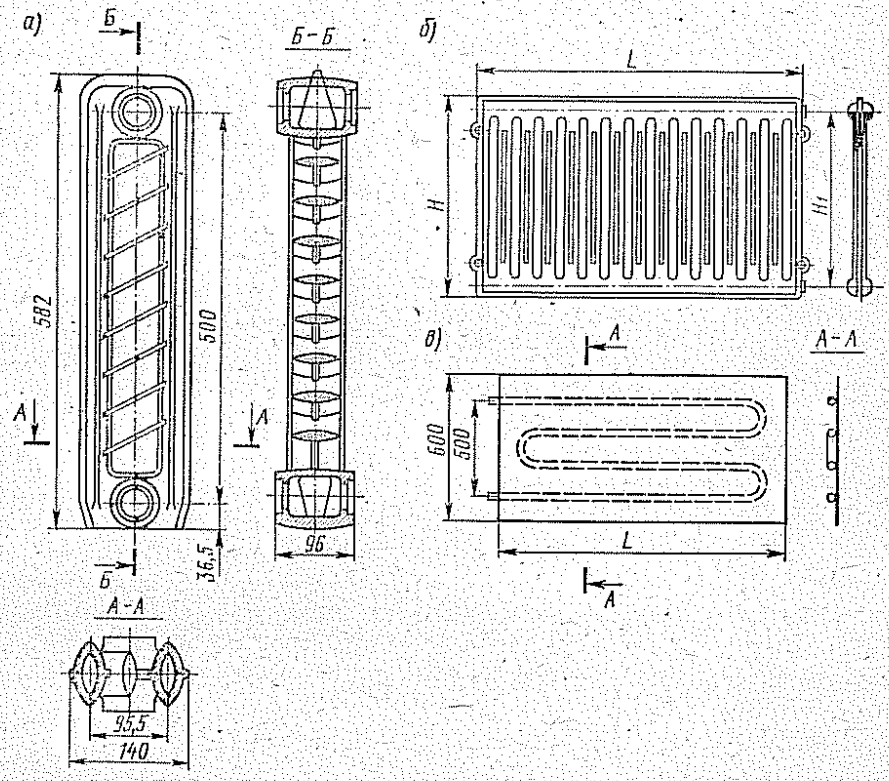


Рис. III.1. Нагревательные приборы — радиаторы:
а — чугунный секционный радиатор М-140-АО; *б* — стальной штампованный радиатор типа МЗ; *в* — листотрубный радиатор

0,18 ккал/(кг·ч·град) [0,2—0,21 Вт/(кг·град)]. Отсюда видно, что тепловое напряжение металла у современных радиаторов возросло на 30%.

Преимуществом чугунных радиаторов является их стойкость против коррозии.

Радиаторы или панели из стали. В последние годы все большее применение находят штампованные канальные радиаторы из листовой стали (рис. III.1, *б*).

Главным недостатком стальных радиаторов является подверженность их коррозии. Однако при использовании в качестве теп-

Таблица III.1

Технические характеристики чугунных радиаторов

Модель	Размеры секции, мм				Поверхность нагрева секции		Коэффициент перерасчета с м² в экм	Средняя масса, кг	
	полная высота	монтажная высота	глубина	ширина	м²	экм		секции	1 экм
М-140	582	500	140	96	0,254	0,31	1,22	7,7	24,9
М-140-АО	582	500	140	96	0,299	0,35	1,17	7,8	22,3
М-140-АО-300	382	300	140	96	0,17	0,217	1,276	5,29	25,63
РД-90С	582	500	90	96	0,203	0,275	1,35	6,95	26,53
М-90	582	500	90	96	0,2	0,261	1,3	6,15	25,2

лоносителя деаэрированной воды, подаваемой от ТЭЦ, эти радиаторы становятся конкурентоспособными с чугунными радиаторами. Небольшое сечение для прохода теплоносителя следует рассматривать как положительное, имея в виду повышение коэффициента внутреннего теплообмена (вследствие повышения скорости теплоносителя) и гидравлического сопротивления, возрастания которого повышает гидравлическую устойчивость системы отопления в целом.

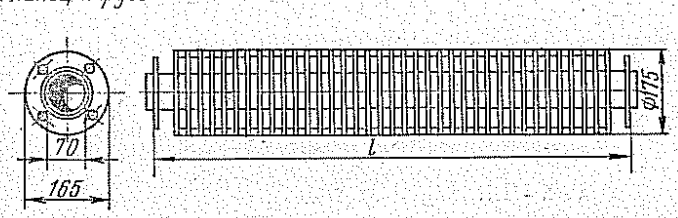


Рис. III.2. Чугунная ребристая труба

Кроме штампованных радиаторов, освоен выпуск стального листотрубного радиатора, состоящего из профилированного стального листа и змеевика из водогазопроводных труб, приваренного к листу с тыльной стороны.

Тепловое напряжение металла в стальных радиаторах составляет 0,47—0,7 ккал/(кг·ч·град) [0,55—0,8 Вт/(кг·град)].

Существенное увеличение теплового напряжения у стальных радиаторов по сравнению с чугунным объясняется снижением удельной массы металла, идущей на изготовление прибора поверхностью в 1 экм. Листотрубные радиаторы возможно применять при

обычной и перегретой воде, так как стальной лист не находится в непосредственном контакте с теплоносителем.

Нагревательные приборы из ребристых труб. В системах отопления промышленных зданий обычно применяют чугунные ребристые трубы с круглыми ребрами (рис. III.2).

Таблица III.2

Основные технические характеристики чугунных ребристых труб с круглыми ребрами

Длина, мм	Внутренний диаметр трубы, мм	Диаметр ребер, мм	Поверхность нагрева одной трубы		Масса трубы, кг	Емкость трубы, л
			м²	экм		
1000	70	175	2	1,38	35	3,85
1500	70	175	3	2,07	52,5	5,75
2000	70	175	4	2,75	70	7,70

Примечание. Величины в экм указаны при установке ребристых труб в один ряд. Для случаев расположения их в два ряда вводят поправочный коэффициент 0,95, а в три ряда — 0,85 ввиду снижения в этом случае их теплоотдачи.

Ребристые трубы отливают из серого чугуна. Ребра на трубах увеличивают поверхность нагрева и понижают температуру поверхности нагрева. Поскольку теплоотдача ребрами происходит с обеих сторон, при определении поверхности нагрева ребристых труб в расчет принимают обе поверхности каждого ребра.

Основная техническая характеристика чугунных ребристых труб приведена в табл. III.2.

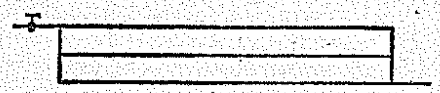


Рис. III.3. Регистр из гладких стальных труб

По сравнению с чугунными радиаторами ребристые трубы имеют следующие преимущества: относительно малую стоимость, сравнительно высокое тепловое напряжение металла (0,27 ккал/кг·ч×град, т. е. выше, чем у радиаторов современных конструкций). Однако невысокие санитарно-гигиенические качества (наличие ребер затрудняет очистку их от пыли) не позволяют рекомендовать установку ребристых труб в жилых и общественных зданиях.

Нагревательные приборы из гладких стальных труб. Такие приборы в одних случаях применяют без какого-либо конструктивного оформления, например для обогрева фонарей верхнего света в промышленных предприятиях и некоторых общественных зданиях; в других случаях нагревательные приборы из стальных труб изготовляют в виде регистров (рис. III.3) или иного конструктивного решения.

Нагревательные приборы из стальных труб удовлетворяют теплотехническим, санитарно-гигиеническим и эстетическим требованиям, но экономически они менее целесообразны, поскольку сталь всегда дороже чугуна и, кроме того, срок амортизации стальных приборов значительно меньше срока амортизации чугунных нагревательных приборов.

Нагревательные приборы из стальных труб выдерживают высокое давление теплоносителя (до 15—20 ат).

Конвекторы. Так называют нагревательные приборы из стальных труб с ребрами из листовой стали. Одни из них — конвекторы плинтусного типа (рис. III.4, *а*) можно размещать по всей длине

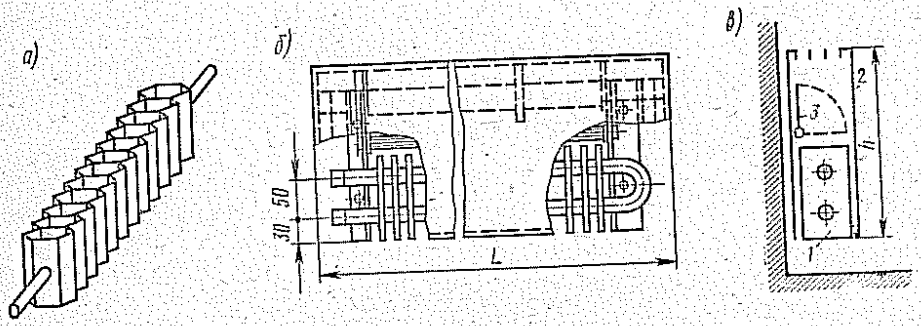


Рис. III.4. Конвекторы:
а — плинтусного типа с замкнутым оребрением; *б* — настенный конвектор «Комфорт Н-3»; *в* — схема конвектора с кожухом; *1* — нагревательный элемент; *2* — кожух; *3* — воздушный клапан

наружной стены (в соответствии с расчетом). Они состоят из двух конструктивных элементов: труб диаметром 15—20 мм и замкнутого оребрения, изготовляемого из листовой стали толщиной 0,7 мм. Шаг оребрения составляет 20 мм. Элементы изготовляют различной длины: от 0,75 до 1,75 м.

Конвекторы можно комплектовать в одно-, двух-, трехрядные отопительные приборы. Замкнутая форма оребрения по сравнению с обычным оребрением обеспечивает более интенсивный теплообмен за счет повышенной скорости движения нагреваемого воздуха в каналах оребрения.

К преимуществам конвекторов относят высокие экономические показатели: масса 1 эквивалентного квадратного метра почти в 2 раза меньше, чем у стальных штампованных панелей, и в 4 раза меньше, чем у чугунных радиаторов. В табл. III.3 приведена характеристика конвекторов плинтусного типа КП без кожуха с оребренной стальной трубой.

Наибольшее применение получили конвекторы с кожухом (рис. III.4, *б*). Кожух устраивают из листовой стали или других материалов с клапанами для регулирования теплоотдачи. Конвекторы с кожухами могут быть низкими, подоконными и высокими. В качестве нагревателя в них применяют одно-, двух- и четырехтрубные

Таблица III.3

Конвекторы плинтусного типа КП без кожуха с оребренной трубы $d=15$ мм

Наименование показателя	Тип конвектора				
	15КП	15КП	15КП	15КП	15КП
Высота, мм	80	80	80	80	80
Глубина (ширина), мм	60	60	60	60	60
Длина секции, мм	750	1000	1250	1500	1750
Масса элемента, кг	2,6	3,4	4,2	5,0	5,9
Поверхность нагрева, м²	0,55	0,73	0,95	1,14	1,37
Поверхность нагрева (однорядная установка), экм	0,34	0,46	0,6	0,7	0,86

элементы. Воздушный клапан позволяет регулировать скорость проходящего воздуха и снижать теплоотдачу до 50%.

Высота кожуха h (см. рис. III.4, *в*) способствует увеличению скорости воздуха проходящего через конвектор и тем самым увеличению теплосъема.

Применяют также чугунные конвекторы, отливаемые в виде отдельных секций, собираемых на фланцах. Чугунные конвекторы по массе и стоимости на 10—20% экономичнее чугунных радиаторов типа М-140.

Неметаллические нагревательные приборы. К ним относят, в частности радиаторы из фарфора. Но несмотря на высокую санитарно-гигиеническую оценку они не получили широкого применения. Причина — трудность изготовления и достижения плотного соединения керамических приборов с металлическими трубопроводами.

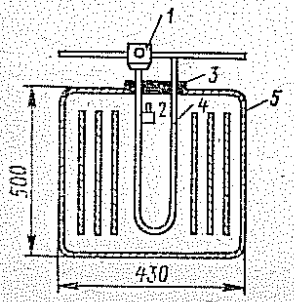


Рис. III.5. Керамический радиатор с трубчатым теплообменником:
1 — трехходовой кран; *2* — наполнительный кран; *3* — резиновая пробка; *4* — греющая петля; *5* — радиатор

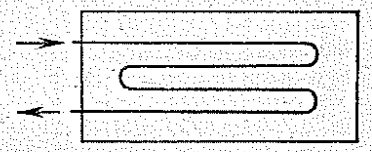


Рис. III.6. Схема бетонной отопительной панели

Еще менее распространены радиаторы из пластических керамических масс, обогреваемые закрытым поверхностным теплообменником (рис. III.5). В качестве теплоносителя здесь используется вода, в том числе перегретая, реже пар.

Бетонные отопительные панели. Эти приборы представляют собой плиты с заделанными в них змеевиками из стальных труб (рис. III.6). Применение бетона объясняется тем, что теплоотдача от металла к бетону идет более интенсивно, чем от металла к воздуху (практически неподвижному). Нанесенный на металлическую трубу слой бетона, несмотря на понижение температуры наружной поверхности прибора, увеличивает поверхность его теплоотдачи, и теплоотдача змеевика после заделки в бетон может даже увеличиваться.

§ 9. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Поверхностью нагревательных приборов называют всю поверхность, находящуюся в контакте с воздухом помещения.

В нагревательном приборе через его стенки происходит теплообмен между протекающим внутри прибора теплоносителем (нагретая вода, пар) и окружающей средой.

Уравнение теплового баланса нагревательного прибора имеет следующий общий вид:

$$Q_1 = Q_2,$$

где Q_1 и Q_2 — соответственно внутренний и внешний теплообмены нагревательного прибора или тепло, получаемое прибором от теплоносителя и отдаваемое воздуху помещения.

Коэффициенты внутреннего и внешнего теплообмена можно определить с помощью безразмерных формул.

Для колончатого радиатора теоретически можно определить упомянутые выше коэффициенты теплообмена способом, описанным ниже.

Внутренний теплообмен. Коэффициент теплообмена между теплоносителем и стенкой для вынужденной конвекции определяют из уравнения подобия:

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}_{ж}^{n}\mathrm{Pr}_{ж}^{l}\mathrm{Gr}_{ж}^{0,1}\left(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{c}\right)^{0,25}, \qquad \text{(III.2)}$$

где Nu, Re, Pr, Gr — критерии соответственно Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля и Грасгофа.

Индексы «ж» и «с» означают, что физические свойства выбирают по средней температуре жидкости и стенки соответственно.

Коэффициенты A, n, l при ламинарном движении жидкости в трубах принимают равными: $A=0{,}15$; $n=0{,}33$; $l=0{,}43$.

После нахождения по формуле (III.2) численного значения Nu можно определить коэффициент внутреннего теплообмена $\alpha_в$:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha_в d_в}{\lambda_т}; \quad \alpha_в = \frac{\lambda_т \mathrm{Nu}}{d_в}, \qquad \text{(III.3)}$$

где $d_в$ — внутренний эквивалентный диаметр колонки радиатора; $\lambda_т$ — коэффициент теплопроводности стенки прибора.

Внешний теплообмен нагревательного прибора характеризуется теплоотдачей конвекцией $\alpha_к$ при свободном движении воздуха за счет температурного напора и теплопереноса лучеиспусканием $\alpha_л$.

Коэффициент конвективного теплоперехода определяется критериальным уравнением

$$\mathrm{Nu} = c\,(\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr})^{n}, \qquad \text{(III.4)}$$

где c и n определяют в зависимости от величины $\mathrm{Gr}\cdot\mathrm{Pr}$.

Определив Nu, находим $\alpha_к$:

$$\alpha_к = \lambda_т \mathrm{Nu} : d_н, \qquad \text{(III.5)}$$

где $d_н$ — наружный эквивалентный диаметр колонки радиатора.

Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_л$ можно определить по формуле

$$\alpha_л = \varepsilon c_0 \frac{\left(\frac{t_п + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_в + 273}{100}\right)^4}{t_п - t_в}\varphi, \qquad \text{(III.6)}$$

где ε — степень черноты тела; c_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, равный 4,90 ккал/м^2·ч·К^4; $t_п$ — температура поверхности нагревательного прибора; $t_в$ — температура окружающей среды; φ — средний угловой коэффициент или коэффициент облученности. Минимальное значение φ имеет при расположении теплоотдающих поверхностей со значительным взаимным облучением, например для радиаторов можно принимать $\varphi=0{,}5$.

Полный коэффициент теплоотдачи внешней поверхностью нагревательного прибора будет равен

$$\alpha_н = \alpha_к + \alpha_л.$$

Тогда коэффициент теплопередачи κ нагревательного прибора определится по формуле

$$\kappa = \frac{\alpha_в \alpha_н}{\alpha_в + \alpha_н}. \qquad \text{(III.7)}$$

Методика определения поверхности нагревательных приборов. В настоящее время теоретическое определение коэффициента теплопередачи нагревательных приборов пока не может дать надежных результатов ввиду сложности учета расчетным путем ряда факторов, в частности конструктивных особенностей приборов.

Вследствие этого за базовую величину при определении поверхности внешней теплоотдачи нагревательных приборов принимают коэффициенты теплопередачи, определенные экспериментальным путем.

Коэффициент теплопередачи нагревательного прибора определяют по известной формуле

$$\kappa = \frac{1}{R_{пр}} = \frac{1}{1/\alpha_в + \delta/\lambda + 1/\alpha_н}, \qquad \text{(III.8)}$$

где $R_{пр}$ — общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя через стенку прибора в отапливаемое помещение; $1/\alpha_в = R_в$ — сопротивление теплообмену у внутренней поверхности стенки прибора; $\delta/\lambda = R_т$ — сопротивление теплопроводности стенки; δ — толщина стенки; λ — коэффициент теплопроводности стенки; $1/\alpha_н = R_н$ — сопротивление теплообмену у внешней поверхности прибора.

Теоретические расчеты и экспериментальные данные позволяют сделать замечание, что формула (III.8) справедлива лишь в том случае, когда поверхность внутреннего теплообмена или теплосприятия $F_в$ и внешнего теплообмена или теплоотдачи $F_н$ равны. В противном случае, если $F_н > F_в$, что обычно наблюдается при наличии у нагревательного прибора оребрения, величины $R_в$ и $R_н$ получают следующий вид:

$$R_в = \frac{1}{\alpha_в} \cdot \frac{F_н}{F_в}; \quad R_т = \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{F_н}{F_в}. \qquad (III.9)$$

Наиболее высокий коэффициент теплопередачи имеют те нагревательные приборы, у которых отношение $F_н : F_в \approx 1$. По этой причине коэффициент теплопередачи ребристых труб меньше, чем гладкостенного прибора, так как $F_н : F_в$ много больше 1,0.

Коэффициент теплопередачи нагревательного прибора зависит от величины температурного напора, равного разнице температур теплоносителя ($t_н$ поверхности прибора) и температуры воздуха помещения; чем больше эта разность, тем выше коэффициент теплопередачи прибора.

Коэффициент теплопередачи одной горизонтально проложенной трубы больше, чем у прибора-регистра, состоящего из нескольких труб, расположенных параллельно друг над другом. Объясняется это тем, что воздух, поднимаясь от труб вверх, нагревается, благодаря чему разность температур поверхности прибора и окружающего воздуха уменьшается, следовательно, снижается и величина коэффициента теплопередачи регистра. Так, при $\Delta t = t_н - t_в = 64{,}5°$ С коэффициент теплопередачи одной ребристой трубы $\kappa = 5$, двух труб $\kappa = 4{,}5$ и трех труб, расположенных друг над другом, $\kappa = 4$ ккал/м²·ч·град.

По этой же причине коэффициент теплопередачи низкого радиатора имеет большее значение, чем у высокого.

Величина теплопередачи нагревательного прибора зависит от целого ряда факторов, отражаемых поправочными коэффициентами β_1, β_2, β_3, β_4 и β_5, которые учитывают при определении поверхности нагревательных приборов и величин теплоотдачи. Поправочный коэффициент β_1 учитывает способ установки нагревательного прибора. Экспериментально установлено, что коэффициент теплоотдачи прибора зависит от условий его установки; с возрастанием скорости строго направленного потока воздуха около нагревательного прибора коэффициент теплоотдачи увеличивается, что учитывается поправочным коэффициентом β_1.

Поправочный коэффициент β_2 учитывает влияние остывания воды в трубопроводах. Целесообразность введения этого коэффициента состоит в следующем. Все нагревательные приборы, установленные в здании, рассчитывают на одну и ту же температуру теплоносителя. Фактическая температура теплоносителя воды зависит от расстояния, на котором установлен каждый нагревательный прибор от источника тепла. Имеется в виду, что теплоноситель, двигаясь по трубопроводам и отдавая часть своего тепла воздуху помещения, где проложены трубы, снижает свою температуру.

Очевидно, что в системах с верхней разводкой поправочный коэффициент на поверхность прибора будет возрастать сверху вниз (т. е. одновременно с увеличением длины пути движения теплоносителя), а в системе с нижней разводкой — наоборот.

В системах с естественной циркуляцией поправочный коэффициент на охлаждение воды в трубопроводах соответственно имеет более высокие значения, чем для насосных систем. Последнее объясняется относительно большими диаметрами трубопроводов и меньшими скоростями воды в системах с естественной циркуляцией и, следовательно, бо́льшим остыванием воды в трубах.

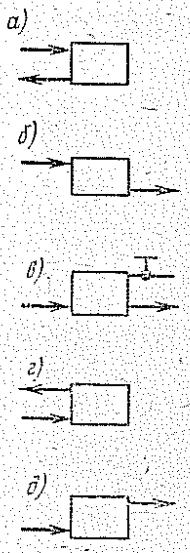


Рис. III.7. Схемы присоединения радиаторов к стоякам систем водяного отопления: *а* и *б* — сверху вниз; *б* — снизу вниз; *г* и *д* — снизу вверх

Поправочный коэффициент на количество секций β_3 в радиаторах вводят в основном при расчете нагревательных приборов водяных систем отопления. Введение коэффициента β объясняется тем, что теплоотдача секций нагревательного прибора неодинакова. Крайние две секции находятся в лучших условиях для отдачи тепла лучеиспусканием. У средних секций происходит взаимное облучение. Следовательно, величина коэффициента β_3 будет зависеть от отношения $2 : n$, где 2 — количество крайних секций; n — общее количество секций в приборе. С уменьшением этого отношения (при увеличении количества секций в приборе) коэффициент β_3 будет возрастать (при числе секций от 11 до 20 $\beta_3 = 1{,}05$, при числе секций более 20 $\beta_3 = 1{,}1$).

Поправочный коэффициент β_4 учитывает способ присоединения радиатора к трубопроводам системы отопления. В настоящее время применяют схемы присоединения приборов к стоякам систем отопления, показанные на рис. III.7.

Присоединение радиаторов по схеме «снизу вниз» (рис. III.7, *в*) и «снизу вверх» (рис. III.7, *г, д*) уменьшает коэффициент теплопередачи по сравнению с радиаторами, присоединенными по схеме «сверху вниз» (рис. III.7, *а, б*), при неизменном расходе теплоносителя.

Поправочный коэффициент β_5 зависит от расхода (представленного относительной величиной) теплоносителя, точнее от скорости

теплоносителя, в элементах нагревательного (колонках секций) прибора.

Кроме того, величина расхода теплоносителя влияет на равномерность температурного поля на внешней поверхности прибора.

Потребную поверхность F нагревательного прибора водяных систем отопления в м^2 определяют по уравнению

$$F=\frac{(Q-Q_{тр})\beta_1\beta_2\beta_3}{\kappa(t_{пр}-t_в)\beta_4\beta_5}, \qquad (III.10)$$

где Q — количество тепла, отдаваемое прибором (соответствующее расчетным теплопотерям отапливаемого помещения); $Q_{тр}$ — теплоотдача труб, находящихся в одном помещении с прибором; κ — коэффициент теплопередачи прибора данного типа, определяемый в зависимости от вида теплоносителя, разности средней температуры теплоносителя и температуры воздуха помещения; $t_{пр}$ — средняя температура теплоносителя, принимаемая при расчете нагревательных приборов водяных систем отопления равной

$$t_{пр}=\frac{t_1+t_2}{2},$$

где t_1 и t_2 — температура воды соответственно в подающей t_1 и обратной t_2 подводках нагревательного прибора; β_1, β_2, β_3, β_4, β_5 — поправочные коэффициенты (см. прилож. 2, 5, 6, 7 и табл. III.4).

При расчете нагревательных приборов паровых систем отопления низкого давления ($p<0{,}7$ кг/см^2) $t_{пр}$ принимают равной температуре насыщения пара.

Поверхность нагревательных приборов Госстрой СССР в 1957 г. рекомендовал определять в эквивалентных квадратных метрах (экм).

Одним из критериев технико-экономического анализа при выборе нагревательных приборов для систем отопления данного объекта служит масса 1 экм прибора. Эквивалентным квадратным метром называют условную поверхность нагревательного прибора с теплоотдачей 435 ккал/ч при разности средней температуры теплоносителя и воздуха помещения $\Delta t_{пр}=64{,}5°$, расходе воды 17,4 кг/ч, стандартной (открытой) установке и подаче теплоносителя по схеме «сверху вниз».

Учитывая изложенное, поверхности F нагревательных приборов водяных систем отопления в экм определим по формуле

$$F=\frac{Q\beta_1\beta_2\beta_3}{q_э\beta_4\beta_5}-F_{тр}, \qquad (III.11)$$

где Q — расчетное количество тепла, отдаваемое прибором, ккал/ч; β_1, β_2, β_3 — поправочные коэффициенты, которые, как отмечалось выше, учитывают: β_1 — способ установки прибора (см. прилож. 2); β_2 — охлаждение воды в трубопроводе (прилож. 5); β_3 — влияние количества секций при установке радиаторов (см. прилож. 6); $F_{тр}$ — поверхность открыто проложенных трубопроводов, отдающих тепло в помещение, в котором устанавливается нагревательный прибор, экм; $q_э$ (прилож. 10) — теплоотдача или плотность теплового потока на 1 экм нагревательного прибора, ккал/(ч·экм), β_4 — поправочный коэффициент, который учитывает способ присоединения нагревательного прибора к подводкам; β_5 — влияние на теплоотдачу расхода (или скорости) теплоносителя.

Теплоотдачу или плотность теплового потока на 1 экм определяют по формуле

$$q_э=\kappa\Delta t_{пр}, \qquad (III.12)$$

где κ — коэффициент теплопередачи нагревательного прибора с учетом β_4, ккал/ч·экм·град (Вт/экм·град); $\Delta t_{пр}$ — разность между средней температурой теплоносителя в нагревательном приборе и температурой воздуха помещения.

При изменении расхода теплоносителя в приборе теплоотдача его может оставаться постоянной только при условии изменения в нем перепада температур теплоносителя, т. е.

$$q_э=Gc\Delta t, \qquad (III.13)$$

где G — фактический расход теплоносителя, кг/(ч·экм); c — удельная теплоемкость теплоносителя, ккал/кг·град; $\Delta t=t_{вх}-t_{вых}$ — перепад температур теплоносителя в нагревательном приборе; $t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температуры воды, входящей в прибор и выходящей из него.

Поправочный коэффициент на способ присоединения нагревательного прибора β_4 принимают равным: при подаче воды сверху вниз $\beta_4=1$; снизу вверх $\beta_4=0{,}78$; снизу вниз $\beta_4=0{,}9$.

Влияние расхода G теплоносителя на теплоотдачу нагревательного прибора определяют по его относительному значению

$$G_{отн}=\frac{G}{17{,}4} \text{ или } G_{отн}=\frac{q_э}{17{,}4\Delta to}, \qquad (III.14)$$

где G — фактический расход воды в приборе, кг/(экм·ч); 17,4 — нормальный расход воды, кг/ч; $\Delta t=t_{вх}-t_{вых}$; c — удельная теплоемкость теплоносителя, воды.

Величины поправочного коэффициента β_5, выражающего зависимость теплоотдачи нагревательного прибора от расхода $G_{отн}$, приведены в табл. III.4.

Таблица III.4

Поправочный коэффициент β_5 на изменение относительного расхода воды, протекающей через радиатор

$G_{отн}$	β_5	$G_{отн}$	β_5	$G_{отн}$	β_5
0,3	0,86	0,7	0,95	4	1,04
0,4	0,89	0,8	0,97	5	1,05
0,5	0,91	0,9	0,99	6	1,055
0,6	0,93	1	1	7 и >	1,06
		3	1,03		

При расчете поверхности F нагревательных приборов в экм паровых систем отопления применяют формулу

$$F=\frac{Q\beta_1\beta_3}{q_э}-F_{тр}, \qquad (III.15)$$

где β_1 и β_3 — поправочные коэффициенты те же, что и применяемые при расчете водяных систем отопления; $q_э$ — теплоотдача прибора, вычисляемая по формуле (III.12); значение $q_э$ принимают по прилож. 10.

Учет полезной теплоотдачи трубопроводами. Определяя поверхность нагрева приборов, устанавливаемых в помещении, следует учитывать тепловыделение в помещении открыто проложенных трубопроводов (магистралей, если они прокладываются в отапливаемом помещении, стояков, подводок к нагревательным приборам). Для случаев скрытой прокладки трубопроводов их тепловыделение не учитывают.

Тепловыделения от трубопроводов систем отопления следует учитывать в тех случаях, когда они составляют более 5% от теплопотерь помещения. Для квартирных водяных систем отопления с естественной циркуляцией тепловыделения от трубопроводов нужно всегда определять ввиду необходимости тщательного установления температуры теплоносителя в трубопроводах для выявления располагаемого давления.

Количество тепла $Q_т$, отдаваемое открыто проложенными неизолированными трубопроводами, определяют по формуле

$$Q_т=F\kappa_т(t_т-t_в)\varphi,$$
$$Q_т=\pi dl\kappa_т(t_т-t_в)\varphi, \qquad (III.16)$$

где F — наружная поверхность трубы, м²; d — наружный диаметр трубопровода, м; l — длина трубопровода, м; $\kappa_т$ — коэффициент теплопередачи труб, ккал/м²·ч·град; при теплоносителе воде $\kappa_т$ = =11—12,5 ккал/м²·ч·град; при паре низкого давления $\kappa_т$ = =13 ккал/м²·ч·град; $t_т$ — температура стенки трубы, принимаемая равной температуре теплоносителя, град; $t_в$ — расчетная температура воздуха помещения; φ — коэффициент, характеризующий условия изменения теплоотдачи в зависимости от места расположения трубопровода в помещении, принимаемый по табл. III.5.

Таблица III.5

Расположение трубопровода в помещении	φ	Расположение трубопровода в помещении	φ
Подводка к приборам и сцепки	1,00	Стояки	0,50
Трубопроводы, проложенные у пола	0,75	Трубопроводы, проложенные у потолка	0,25

Потери тепла изолированными трубопроводами определяют в ккал/ч по формуле

$$Q_т=\pi dl\kappa_т(t_т-t_в)(1-\eta_{из})\varphi, \qquad (III.17)$$

где $\eta_{из}$ — коэффициент полезного действия тепловой изоляции трубы, принимаемый $\approx 0{,}8$.

Потери тепла неизолированными трубопроводами различных диаметров указаны в табл. III.6.

Таблица III.6

Потери тепла неизолированными трубами длиной 1 м при $t_т-t_в=1°$, ккал/ч

Внутренний диаметр, мм	15,75	21,25	27	35,7	41	53	67,5	70	100	125	150	207
Теплопотери, q	0,78	0,97	1,22	1,54	1,75	2,09	2,51	2,53	3,4	4,23	5,06	7,19

При пользовании этой таблицей потери тепла трубопроводами водяных систем определяются с достаточной для практики точностью по формуле

$$Q_т=ql(t_т-t_в)(1-\eta_{из})\varphi, \qquad (III.18)$$

где q — потери тепла поверхностью неизолированной трубы длиной 1 м при $\Delta t=1°$.

Как видно, окончательно определить поверхность нагрева приборов при учете потерь тепла трубопроводами можно только после проведения гидравлического расчета трубопроводов системы отопления.

Расчетную теплоотдачу приборами определяют по формуле

$$Q_{пр}=Q-Q_т,$$

где $Q_{пр}$ — расчетная теплоотдача нагревательных приборов с учетом потерь тепла трубами, ккал/ч; Q — потери тепла ограждениями отапливаемого помещения, ккал/ч; $Q_т$ — теплоотдача трубами, проложенными в отапливаемом помещении.

Теплотехнические характеристики нагревательных приборов получают экспериментальным путем. Обработка экспериментальных данных позволила составить формулы по определению коэффициентов теплопередачи и значение величин теплоотдачи, отнесенных к 1 экм для различных видов и типов нагревательных приборов.

Так, коэффициент теплопередачи κ секционных и панельных колончатых радиаторов при теплоносителе воде определяют по формуле в общем виде

$$\kappa=m\Delta t_{ср}^{n}\left(\frac{G_{отн}}{F}\right)^{p}, \qquad (III.19)$$

где m, n, p — экспериментальные численные показатели; $\Delta t_{ср}$ = $=t_{ср}-t_в$ — разность между средней температурой воды в приборе

и температурой окружающего воздуха $t_в$; $G_{отн}$ — относительный расход воды в приборе — отношение действительного расхода воды к условно принятому и равного для радиаторов 17,4 кг/(экм·ч); F — расчетная площадь нагревательной поверхности радиатора, экм.

Соответственно изложенному плотность теплового потока на 1 экм площади нагревательной поверхности $q_э$ для радиаторов секционных и панельных колончатых при теплоносителе воде можно представить в виде

$$q_э = \frac{m_1}{\varphi F^p} \Delta t_{ср}^{1+n}, \qquad (III.20)$$

где φ — поправочный коэффициент для учета расхода воды и схемы присоединения нагревательного прибора; m_1 — одно из экспериментальных значений коэффициента m, принятое за базовое для различных схем присоединения какого-либо прибора.

В табл. III.7 приведены эмпирические формулы, полученные на основе формул (III.19) и (III.20) для определения коэффициентов теплопередачи и плотности теплового потока $q_э$ на 1 экм площади нагревательной поверхности для радиаторов секционных и панельных колончатых при теплоносителе воде.

Таблица III.7

Плотность теплового потока на 1 экм нагревательной поверхности нагревательных приборов

Вид и тип нагревательного прибора	Схема присоединения подводок к прибору	Расчетная форма	
		κ, ккал/(ч·экм·град)	$q_э$, ккал/(экм·ч)
Радиаторы чугунные секционные колончатые $\frac{G_{отн}}{F} < 7$	Сверху вниз	$1{,}79\Delta t_{пр}^{0{,}32} G_{отн}^{0{,}03}$	$\frac{1{,}89}{\varphi}\Delta t_{ср}^{1{,}32}$
	Снизу вниз	$3{,}28\Delta t_{ср}^{0{,}15} G_{отн}^{0{,}03}$	$\frac{3{,}85}{\varphi}\Delta t_{ср}^{1{,}15}$
	Снизу вверх	$1{,}98\Delta t_{ср}^{0{,}24} G_{отн}^{0{,}07}$	$\frac{2{,}27}{\varphi}\Delta t_{ср}^{1{,}24}$
$\frac{G_{отн}}{F} > 7$	Сверху вниз	$1{,}89\Delta t_{ср}^{0{,}32}$	$1{,}89\Delta t_{ср}^{1{,}32}$
	Снизу вниз	$3{,}85\Delta t_{ср}^{0{,}15}$	$3{,}85\Delta t_{ср}^{1{,}15}$
	Снизу вверх	$2{,}27\Delta t_{ср}^{0{,}24}$	$2{,}27\Delta t_{ср}^{0{,}24}$

Значения идентичных формул для определения κ и $q_в$ при расчете других видов нагревательных приборов помещены в справочнике [18].

Формулы вида (III.19) и (III.20) целесообразно применить для расчетов на ЭВМ.

Пример III.1. Определить поверхность нагрева радиатора М-140-АО, установленного в жилой комнате ($t_в$=18° С), расположенной во 2-м этаже двухэтажного дома. Тепловые потери ограждениями комнаты — 1100 ккал/ч. Система водяная двухтрубная с верхней разводкой, естественной циркуляцией (см. рис. IV.2); температурный перепад в системе 95—70°. Прокладка трубопроводов открытая, поэтому учитываем как полезную теплоотдачу труб. Горячая вода поступает через верхнюю и удаляется через нижнюю пробку («сверху вниз»).

Решение. Определяем поверхность нагрева прибора в экм по формуле (III.11)

$$F = \frac{Q\beta_1\beta_2\beta_3}{q_э\beta_4\beta_5} - F_{тр},$$

где β_1 — коэффициент на способ установки прибора; по прилож. 2 β_1=1,02; β_2 — коэффициент, учитывающий снижение температуры вследствие остывания ее; по прилож. 5 β_2=1; β_3 — коэффициент на количество секций, определяемый ниже; β_4 — коэффициент на способ присоединения подводок к прибору; β_4=1; β_5 — коэффициент, учитывающий влияние расхода воды на теплоотдачу; так как $\beta_5 = f(G_{отн})$, $G_{отн}$ определим по формуле (III.14)

$$G_{отн} = \frac{q_э}{17{,}4\Delta tc} = \frac{435}{17{,}4\,(95-70)\cdot 1} = 1.$$

При $G_{отн}$=1 коэффициент β_5=1 (прилож. 7).

Определяем поверхность полезной теплоотдачи открыто проложенных труб $F_{тр}$, пользуясь прилож. 9.

В помещении, где установлен прибор, проходят две подводки к прибору d=15 мм длиной каждая в 1 м, горячий стояк d=25 мм с l=2,1 м; то же, d=20 мм с l=0,6 м; то же, часть стояка обратного d=20 мм с l=0,1 м.

$$F_{тр} = (0{,}12+0{,}12)\,1 + 2{,}1\cdot 0{,}1 + (0{,}6+0{,}1)\,0{,}08 = 0{,}51 \text{ экм}.$$

После подстановки найдем

$$F = \frac{1100}{435\cdot 1\cdot 1}\,1{,}02\cdot 1 - 0{,}51 = 2{,}07 \text{ экм}.$$

Определим количество секций без учета коэффициента β_3

$$n = \frac{2{,}07}{0{,}35} = 5{,}92,$$

где 0,35 — поверхность нагрева одной секции радиатора М-140-АО, экм.

По прилож. 6 при числе секций 6 коэффициент β_3=0,99. Тогда

$$n = 5{,}92\cdot 0{,}99 = 5{,}88.$$

К установке принимаем прибор из 6 секций радиатора М-140-АО.

§ 10. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ПРИБОРОВ В ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМАХ ОТОПЛЕНИЯ

Расчет нагревательных приборов однотрубных систем с замыкающими участками. Если в двухтрубных системах среднюю температуру теплоносителя в нагревательном приборе $t_{пр}$ принимают одинаковой для всех приборов системы, то в однотрубных системах средняя температура теплоносителя каждого из приборов неодинакова, и ее требуется определять расчетом.

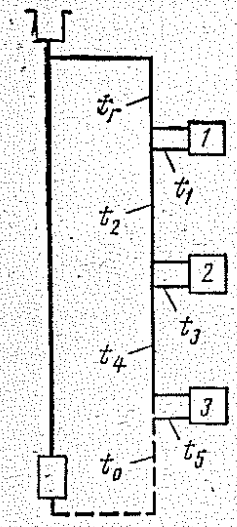


Рис. III.8. Схема однотрубной системы отопления с замыкающими участками к расчету поверхности нагрева нагревательных приборов

Рассмотрим элементарную схему однотрубной системы отопления с замыкающими участками (рис. III.8). Из этого рисунка следует, что температура поступающей воды в прибор и выходящей из него неодинакова для каждого из приборов.

Температуру воды, циркулирующей по стояку, определяют следующим образом. Обозначим начальную температуру воды, поступающей в стояк, $t_г$ и конечную t_0. Тогда количество воды $G_{ст}$, циркулирующей по стояку, определится в кг/ч из выражения

$$G_{ст}=\frac{Q_1+Q_2+Q_3}{c\,(t_г-t_0)}=\frac{\Sigma Q}{t_г-t_0}, \qquad (III.21)$$

где Q_1, Q_2 и Q_3 — теплоотдача соответственно 1, 2 и 3-го приборов стояка (сверху вниз); c — теплоемкость воды, принимаемая равной 1.

Пройдя через прибор *1* (рис. III.8) и частично мимо него по замыкающему участку стояка, вода, смешавшись, приобретет новую температуру, причем $t_2<t_г$ вследствие потери тепла водой в приборе *1*.

Напишем новое уравнение для определения количества воды, циркулирующей по стояку:

$$G_{ст}=\frac{Q_1}{t_г-t_2}. \qquad (III.22)$$

Приравняв уравнения (III.21) и (III.22), получим

$$\frac{\Sigma Q}{t_г-t_0}=\frac{Q_1}{t_г-t_2}, \qquad (III.23)$$

откуда

$$t_2=t_г-\frac{Q_1\,(t_г-t_0)}{\Sigma Q}. \qquad (III.24)$$

Рассматривая теперь температуру t_2 как входную для прибора *2*, будем иметь

$$\frac{\Sigma Q}{t_г-t_0}=\frac{Q_2}{t_2-t_4}. \qquad (III.25)$$

Заменив в уравнении (III.25) t_2 его значением из уравнения (III.24), получим значение t_4:

$$t_4=t_г-\frac{(Q_1+Q_2)\,(t_г-t_0)}{\Sigma Q}.$$

Аналогично этому расчету можно определить температуру воды в любой точке однотрубного стояка, к которому присоединено любое количество нагревательных приборов:

$$t_n=t_г-\frac{(Q_1+Q_2+\cdots+Q_n)\,(t_г-t_0)}{\Sigma Q}, \qquad (III.26)$$

где Q_1, Q_2, ..., Q_n — теплоотдача каждого из нагревательных приборов, расположенных выше точки сливания воды из прибора n (по порядку сверху) в стояк; ΣQ — общая теплоотдача всех нагревательных приборов данного стояка.

Из рассмотрения приведенных выше уравнений видно, что распределение температур воды по однотрубному стояку с замыкающими участками зависит от начальной температуры $t_г$, перепада температур в стояках $(t_г—t_0)$, распределения тепловой нагрузки по отдельным этажам. Это означает, что при различной теплоотдаче нагревательных приборов по каждому из стояков системы (даже в случае, когда ΣQ будет одинаковой) температуры воды соответствующих участков стояков будут неодинаковыми.

Из уравнения видно, что температура смеси воды t_2, t_4, ..., t_n не зависит от температуры воды, выходящей из нагревательных приборов. Из рис. III.8 и формул следует, что температуры $t_г$, t_2, t_4 означают и те температуры, с которыми вода входит в нагревательные приборы.

Перейдем к определению температуры воды при выходе из прибора $t_{вых}$:

$$t_{вых}=t_{вх}-Q_{пр}/G_{пр}c, \text{ или } t_{вых}=t_{вх}-\Delta t_{пр}, \qquad (III.27)$$

где $t_{вх}$ — температура воды, входящей в прибор; $Q_{пр}$ — теплоотдача прибора; $G_{пр}$ — количество воды, проходящей через прибор; $\Delta t_{пр}$ — температурный перепад воды в приборе; c — теплоемкость воды, равная 1.

$$G_{пр}=\alpha G_{ст}, \qquad (III.28)$$

где α — коэффициент затекания воды в прибор; $G_{ст}$ — количество воды, циркулирующей через стояк:

$$\alpha=\frac{G_{пр}}{G_{ст}}; \qquad (III.29)$$

$$\Delta t_{пр}=\frac{Q_{пр}}{cG_{пр}}; \qquad (III.30)$$

$$\Delta t_{пр}=\frac{Q_{пр}}{c\alpha G_{ст}}. \qquad (III.31)$$

Определим далее среднюю температуру воды в приборе $t_{пр}$:

$$t_{пр}=\frac{t_{вх}+t_{вых}}{2}=\frac{t_{вх}+(t_{вх}-\Delta t_{пр})}{2}=t_{вх}-\frac{\Delta t_{пр}}{2}. \qquad (III.32)$$

Тогда поверхность нагрева приборов однотрубных систем водяного отопления с замыкающими участками можно определить в м² по формуле

$$F=\frac{Q_{п}\beta_1\beta_2\beta_3}{\kappa_{п}\left(\frac{t_{вх}+t_{вых}}{2}-t_{в}\right)\beta_4\beta_5}, \qquad (III.33)$$

где $Q_{п}$ — теплоотдача нагревательного прибора, установленного на n-м этаже; $\kappa_{п}$ — коэффициент теплопередачи нагревательного прибора на n-м этаже в зависимости от температурного перепада $\left(\frac{t_{вх}+t_{вых}}{2}-t_{в}\right)$, где $t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температуры воды, входящей и выходящей из прибора, установленного на n-м этаже.

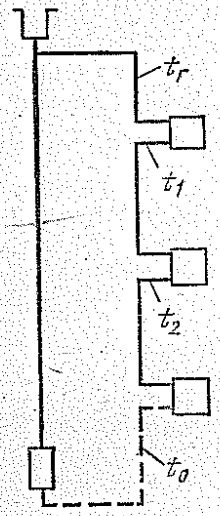


Рис. III.9. Схема однотрубной проточной системы к расчету поверхностного нагрева отопительных приборов

Расчет нагревательных приборов проточных однотрубных систем отопления. Рассмотрим элементарную схему однотрубной проточной системы отопления (рис. III.9).

Из рисунка видно, что температура воды, поступающей в прибор и выходящей из него, неодинакова для каждого из приборов.

Расчетом, аналогичным приведенному выше, определяем количество воды, циркулирующей по стояку,

$$G_{ст}=\frac{Q_1+Q_2+Q_3}{t_г-t_0}=\frac{\Sigma Q}{t_г-t_0}, \qquad (а)$$

где Q_1, Q_2, Q_3 — теплоотдача каждого из приборов стояка *1, 2, 3* соответственно сверху вниз; $t_г$ — начальная температура воды, поступающей в стояк; t_0 — конечная температура воды в стояке.

Из рис. III.9 видно, что в однотрубной проточной системе отопления через каждый нагревательный прибор проходит то же количество воды, что и через стояк, т. е.

$$G_{ст}=\frac{Q_1}{t_г-t_1}. \qquad (б)$$

Приравняв (а) и (б) друг другу, находим

$$\frac{\Sigma Q}{t_г-t_0}=\frac{Q_1}{t_г-t_1};\quad t_1=t_г-\frac{Q_1(t_г-t_0)}{\Sigma Q}.$$

Рассматривая t_1 для прибора 2, как температуру входящей в него воды, по аналогии с предыдущим напишем

$$t_2=t_г-\frac{(Q_1+Q_2)(t_г-t_0)}{\Sigma Q}.$$

Определим температуру воды в любой точке однотрубного стояка, к которому присоединено любое количество нагревательных приборов,

$$t_n=t_г-\frac{(Q_1+Q_2+\cdots+Q_n)(t_г-t_0)}{\Sigma Q}, \qquad (III.34)$$

где Q_1, Q_2, ..., Q_n — теплоотдача всех нагревательных приборов, включая n-й, после которого требуется определить температуру воды.

Поверхность нагрева приборов однотрубных проточных систем водяного отопления определяем в м² по формуле

$$F=\frac{Q_n\beta_1\beta_2\beta_3}{\kappa_n\left(\frac{t_{n-1}+t_n}{2}-t_{в}\right)\beta_4\beta_5}, \qquad (III.35)$$

где Q_n — теплоотдача нагревательного прибора, установленного на n-м этаже; κ_n — коэффициент теплопередачи нагревательного прибора на n-м этаже, зависящий от температурного перепада $\left(\frac{t_{n-1}+t_n}{2}-t_{в}\right)$; t_{n-1} — температура воды, поступающей в прибор; t_n — то же, воды после прибора; $t_{в}$ — расчетная температура помещения.

Расчет конвектора. Поверхность нагрева конвектора в экм определяют по формуле

$$F=\frac{Q\beta_2}{435\varphi_1\varphi_2\varphi_3},$$

где Q — требуемая теплоотдача конвектора, ккал/ч; φ_1 — коэффициент, зависящий от изменения температурного напора; при $\Delta t=64{,}5^{\circ}$ С $\varphi_1=1$; φ_2 — коэффициент, учитывающий изменение массового расхода теплоносителя; при $G=300$ кг/ч $\varphi_2=1$; φ_3 — коэффициент, учитывающий число устанавливаемых рядов конвекторов по высоте; β_2 — коэффициент, которым учитывается остывание воды в трубопроводах.

Конвекторы можно устанавливать друг над другом в два, три и четыре ряда (φ_3).

Конвекторы «Аккорд» устанавливают по расчету в два ряда по высоте, чугунные плинтусные конвекторы ЛТ-10 — в два, три и четыре ряда.

Пример III.2. Требуется рассчитать нагревательный прибор П, имея в виду установку конвектора «Комфорт». $Q_{пр}=650$ ккал/ч за вычетом тепла от открыто проложенных труб, $t_{в}=18^{\circ}$ С.

Температуры теплоносителя в однотрубной системе отопления $t_{вх}=89{,}5^{\circ}$ С, $t_{вых}=82{,}2^{\circ}$ С. Расчет ведем по данным [21].

Р е ш е н и е. Определим температурный напор

$$\Delta t = \frac{89{,}5 + 82{,}2}{2} - 18 = 67{,}85°.$$

При этом согласно [21] $\varphi_1 = 1{,}07$.

Расход теплоносителя 108 кг/ч, при котором $\varphi_2 = 0{,}93$, $\beta_2 = 1$.

Определяем поверхность нагрева конвектора F

$$F = \frac{Q\beta_2}{435\varphi_1\varphi_2\varphi_3} = \frac{650 \cdot 1}{435 \cdot 1{,}07 \cdot 0{,}93 \cdot 1} = 1{,}5 \text{ экм}.$$

Принимаем к установке конвектор типа «Комфорт Н-8», длиной 1110 мм, $F = 1{,}64$ экм с шагом пластин 7,5 мм.

Коэффициент $\varphi_3 = 1$, так как эти конвекторы устанавливают в один ряд.

Определяем величину невязки

$$\frac{1{,}64 - 1{,}5}{1{,}5} = 9{,}3\%,$$

что в пределах допустимой величины ($\pm 10\%$).

Пример III.3. Определить поверхность нагрева радиатора М-140-АО, установленного в производственном помещении с теплопотерями 1600 ккал/ч. Система отопления — низкого давления, паровая, с давлением пара 1,1 кг/см^2.

Температура внутреннего воздуха $t_в = 15°$ С. Прокладка трубопроводов открытая.

Р е ш е н и е. Определим поверхность нагрева в экм по формуле

$$F = \frac{Q_{пр}\beta_1\beta_3}{q_э} - F_{тр},$$

где β_1 — коэффициент на способ установки прибора, равный 1,05.

В помещении, где установлен прибор, открыто проложены трубы: стояк $d = 15$ мм с $l = 3$ м, подводки $d = 15$ мм с $l = 1{,}4$ м. Тогда по прилож. 9.

$$F_{тр} = 0{,}06 \cdot 3 + 0{,}12 \cdot 1{,}4 = 0{,}348 \text{ экм}.$$

После подстановки получим

$$F = \frac{1600}{613} \cdot 1{,}05 - 0{,}348 = 2{,}392 \text{ экм}.$$

Расчетное количество секций

$$n = 2{,}392 : 0{,}35 = 6{,}82 \text{ шт}.$$

По таблице прилож. 6 при числе секций 7 коэффициент $\beta_3 = 1$.

К установке принимаем прибор из 7 секций радиатора М-140-АО.

Особенности расчета стальных штампованных радиаторов панельного типа. Сложность подбора таких радиаторов состоит в том, что требуемая теплоотдача в помещении обеспечивается не набором стандартных элементов или секций, а установкой панели определенного типа размера. В связи с этим расхождение между теплопотерями помещений и теплоотдачей устанавливаемых в помещении нагревательных поверхностей допускается в пределах от —4 до +20%.

Принципиально же методика расчета поверхности нагрева штампованных стальных радиаторов не отличается от методики расчета поверхности секционных чугунных радиаторов.

§ 11. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТА БЕТОННОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ ПАНЕЛИ

Сопротивление теплопередачи бетонной панели $R_{тр}$ относят к 1 м трубы, расположенному в ряду труб. Сопротивление при этом зависит от диаметра труб d, расстояния между ними s, глубины расположения от поверхности H, коэффициента теплопроводности массива λ, а также от того, как отдает панель тепло — с одной или с двух сторон.

Термическое сопротивление трубы в массиве (при отводе тепла с одной стороны, рис. III.10) определяют по уравнению

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln\left[\frac{2}{\pi} \cdot \frac{s}{d} \operatorname{sh}\left(2\pi \cdot \frac{H}{s}\right)\right]. \qquad \text{(III.36)}$$

Наружное термическое сопротивление $R_н$ подсчитывают по формуле

$$R_н = \frac{1}{\alpha_н s}.$$

Тогда общее сопротивление теплопередаче от трубы к окружающей среде $R_{тр}$ будет равно

$$R_{тр} = R + R_н. \qquad \text{(III.37)}$$

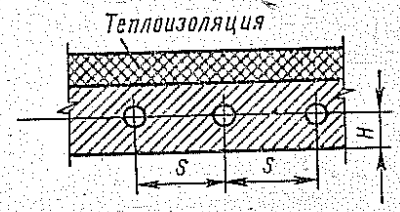


Рис. III.10. К расчету теплопередачи отопительной панели

Пример III.4. Вычислить теплопередачу 1 м трубы односторонней отопительной панели (см. рис. III.10).

Температура трубы $t_{тр} = 80°$ С, температура воздуха помещения $t_в = 18°$ С. Коэффициент теплопроводности массива $\lambda = 1$ ккал/м·ч·град. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_н = 8{,}5$ ккал/м^2·ч·град.

Диаметр труб $d = 15$ мм; расстояние между осями труб $s = 150$ мм, глубина заложения $H = 25$ мм.

Р е ш е н и е. Термическое сопротивление трубы в массиве будет равно

$$R = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln\left[\frac{2}{\pi} \cdot \frac{150}{15} \operatorname{sh}\left(2\pi \frac{25}{150}\right)\right] = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln(6{,}37 \cdot \operatorname{sh} 1{,}05) = 0{,}303;$$

$$(\operatorname{sh} 1{,}05 = 1{,}254).$$

Наружное термическое сопротивление трубы

$$R_н = \frac{1}{\alpha_н s} = \frac{1}{8{,}5 \cdot 0{,}15} = 0{,}785.$$

Общее термическое сопротивление теплопередаче

$$R_{тр} = R + R_н = 0{,}303 + 0{,}785 = 1{,}088.$$

Теплопередача 1 м трубы в одностороннем массиве

$$Q = \frac{80 - 18}{1{,}088} = 57 \text{ ккал/м·ч}.$$

Средняя температура поверхности панели t_F составит

$$t_F = t_в + QR_н = 18 + 57 \cdot 0{,}785 = 62{,}6° \text{ С}.$$

Приведенное решение, однако, приблизительно отвечает действительному распределению температур в массиве; температура поверхности не будет одинаковой — погрешность возрастает с уменьшением глубины заложения труб и с увеличением расстояния между их осями.

На практике получил распространение расчет бетонных отопительных панелей по составленным на основании экспериментальных данных номограммам и графикам. Зная тепловую нагрузку, температуру теплоносителя и воздуха помещения, выявляют размеры бетонной панели, нагреваемой трубами определенного диаметра с определенным шагом между их осями. Пользуются также графиками для определения теплоотдачи 1 м длины в зависимости от разности расчетных температур и определенных конструктивных параметров размещения в греющей панели змеевиков труб и т. д.

§ 12. ВЫБОР ТИПОВ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ, ИХ РАЗМЕЩЕНИЕ И УСТАНОВКА

Типы нагревательных приборов, являющихся важнейшими элементами систем отопления, следует принимать с учетом особенностей конструкций и назначения зданий, сооружений и помещений.

При выборе нагревательных приборов, естественно, следует учитывать архитектурно-конструктивное решение помещения, санитарно-гигиенические требования и технико-экономическую характеристику приборов.

Размещение и установка приборов. Нагревательные приборы, размещаемые в отапливаемом помещении, должны удовлетворять следующим условиям: устранять неприятные холодные токи от охлаждаемых поверхностей ограждения; не затруднять отделку помещения и его меблировку; исключать отрицательную радиацию и интенсивную циркуляцию воздуха, нередко наблюдающуюся в зоне нагревательных приборов при неправильной их установке. Нагревательные приборы целесообразнее всего устанавливать непосредственно у наружных ограждений под окнами отапливаемых помещений. При таком размещении восходящие конвекционные токи нагретого воздуха от нагревательных приборов препятствуют движению охлажденного воздуха, как бы стекающего с холодных наружных ограждений на пол отапливаемого помещения.

Если невозможно установить под окнами требующееся количество нагревательных приборов, часть их размещают у наружных стен или внутренних перегородок.

В высоких помещениях нагревательные приборы следует устанавливать друг над другом в 2—3 ряда для ослабления действия холодных потоков воздуха, падающих с возрастающей скоростью.

В помещениях с фонарными покрытиями нагревательные приборы, кроме установки их под окнами, размещают обычно в виде гладких стальных труб под фонарями для компенсации (полностью или частично) теплопотерь перекрытием.

Предпочтительнее открытая установка нагревательных приборов (без ограждений), так как в этом случае обеспечивается более высокий коэффициент теплопередачи нагревательного прибора и не затрудняется очистка его от пыли. Ограждения нагревательных приборов предусматривают по архитектурным соображениям и для предохранения от ожогов в детских учреждениях.

Имея в виду, что теплый воздух всегда поднимается вверх, большую часть нагревательных приборов — радиаторов в лестничных клетках устанавливают в нижних этажах. Широко применяют для отопления лестничных клеток рециркуляционные воздухонагреватели-конвекторы. Установка их на первом этаже достаточна для отопления всей лестничной клетки.

В тамбурах, имеющих наружные двери, сообщающиеся непосредственно с наружным воздухом, нагревательные приборы не устанавливают во избежание замерзания.

ГЛАВА IV

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ВОДЯНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

§ 13. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА

Очень важным для нормальной работы систем отопления является расчет трубопроводов. Этот расчет заключается в выявлении диаметров трубопроводов, необходимых для перемещения определенных количеств (расходов) теплоносителя в зависимости от располагаемого или действующего давления.

Принципиально методика расчета трубопроводов систем отопления не зависит от вида теплоносителя. Во всех случаях основой для расчета служат формулы гидравлики. Учитывается, что движение среды (воды, пара, воздуха) по трубопроводам (или каналам) сопровождается потерями располагаемого давления на преодоление гидравлических сопротивлений: трения и местных сопротивлений.

Потери давления на трение. Потерю давления на преодоление сопротивлений трения $p_{тр}$ определяют в кг/м^2 по формуле

$$p_т = \frac{\lambda}{d} l \frac{v^2\gamma}{2g}, \qquad (IV.1)$$

где λ — безразмерный коэффициент трения; d — диаметр трубопровода, м; l — длина трубопровода расчетного участка, м; v — скорость движения перемещаемой среды (воды, пара), м/с; γ — объемная масса теплоносителя, кг/м^3; g — ускорение силы тяжести, м/с^2.

Коэффициент трения λ не является величиной постоянной для трубы данного диаметра. Можно считать, что величина λ зависит от режима движения жидкости и шероховатости стенок трубы.

Из гидравлики известно, что возможны два режима движения жидкости: ламинарное и турбулентное. Связующей ламинарного и турбулентного движения является так называемая переходная область. При ламинарном режиме жидкость движется равномерными струйками по всему сечению трубы. При турбулентном режиме движение жидкости сложное: в части сечения у стенок трубы (пограничный слой) сохраняется ламинарный режим движения, в ядре

сечения — беспорядочное продольное и поперечное перемещение частиц жидкости; при этом имеющаяся шероховатость стенок трубы может перекрываться, не перекрываться и перекрываться неполностью пограничным слоем жидкости.

В случае перекрывания шероховатости ламинарным пограничным слоем ядро потока будет двигаться как бы только по пограничному слою, и шероховатость трубы в этом случае на сопротивление движения жидкости не будет оказывать влияние. Труба при таком режиме движения называется гидравлически гладкой, а само движение жидкости — ламинарным. Во втором случае, когда толщина пограничного слоя меньше высоты выступов шероховатости, ядро потока как бы зацепляется за выступы шероховатости. Труба при данном режиме движения жидкости называется гидравлически шероховатой, а движение жидкости — турбулентным. В третьем случае, когда покрывается пограничным ламинарным слоем только часть выступов шероховатости, на характер движения жидкости выступы шероховатости оказывают частичное влияние. Таким движением жидкости характеризуется переходный режим.

Толщина пограничного слоя в основном зависит от скорости движения жидкости. При увеличении скорости режим движения жидкости из ламинарного переходит в турбулентный; соответственно с увеличением скорости толщина пограничного слоя уменьшается и гладкие трубы становятся гидравлически шероховатыми.

Сопротивление трения зависит от режима движения жидкости. Режим движения жидкости зависит от того значения, которое для данного потока имеет критерий Рейнольдса Re.

$$\mathrm{Re}=\frac{vd}{\nu}=2300,$$

где v — средняя скорость движения, м/с; d — диаметр трубы, м; ν — кинематическая вязкость жидкости, м^2/с.

Ламинарное движение характеризуется $\mathrm{Re}<2300$.

Коэффициент трения жидкости о стенки λ определяется экспериментальным путем. Коэффициент трения при ламинарном движении определяется формулой в общем виде

$$\lambda=f(\mathrm{Re});\ \lambda=C/\mathrm{Re},$$

где C — постоянное число.

При переходном движении жидкости коэффициент трения в общем виде определяется зависимостью

$$\lambda=f(\mathrm{Re};\ r/\kappa).$$

Для определения коэффициента трения переходной области от гидравлически гладких труб к шероховатым используют формулу проф. Б. Н. Лобаева

$$\lambda=\frac{1,42}{\left(\lg \mathrm{Re}\,\frac{d}{\kappa}\right)^2}.$$

Коэффициент трения при турбулентном движении определяется формулой вида

$$\lambda=f(r/\kappa).$$

Для практических расчетов коэффициента λ применяют формулу Никурадзе

$$\lambda=\frac{1}{\left(1,14+2\lg\frac{r}{\kappa}\right)^2},$$

где r — радиус трубы; κ — высота выступов шероховатостей.

Из формул видно, что при ламинарном движении жидкости гидравлическое сопротивление трубопровода зависит исключительно от скорости движения; при турбулентном движении — от шероховатости трубопровода; при переходном режиме движения жидкости — от скорости и шероховатости (величины выступов шероховатостей). Следовательно, определению потерь давления на трение должно предшествовать выявление характера движения жидкости в трубопроводе.

На практике для определения потери давления на трение пользуются специальными таблицами [5]. Эти таблицы составлены для двух температурных перепадов теплоносителя: 95—70° С и 130—70° С, что соответствует объемной массе теплоносителя-воды $\gamma=983{,}248$ и $\gamma=977{,}81$ кг/м^3.

Потери давления в местных сопротивлениях. Местными называются сопротивления, которые возникают при изменении направления и скорости движения жидкости. Эти изменения в движении жидкости происходят в отводах, фасонных частях, регулировочно-запорной арматуре.

Давление, необходимое для определения местных сопротивлений, определяется по формуле

$$p_{\text{м.с}}=\sum\zeta\frac{v^2\gamma}{2g}, \qquad \text{(IV.2)}$$

где ζ — безразмерный коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем.

Значение коэффициентов местного сопротивления в трубопроводах дано в приложении. Исследования показали, что значение местных сопротивлений тройников и крестовин зависят от расходов жидкости * в ответвлениях и отношений диаметров в тройниках и крестовинах. В общем виде это выражается в виде функции

$$\zeta=f\left(\frac{Q_o}{Q_c};\ \frac{d_o}{d_c}\right),$$

где Q_o — расход жидкости в ответвлении; Q_c — расход в стволе; d_o — диаметр ответвления; d_c — диаметр ствола.

* Под расходом понимается количество воды, протекающее через сечение трубы в течение 1 ч.

Значения ζ местных сопротивлений тройников и крестовин при поворотах, слиянии и делении потоков, а также тройников и крестовин на проходе, при слиянии и делении потоков приведены в таблицах [5].

Общая потеря давления на каком-либо участке трубопровода с неизменным расходом теплоносителя выражается суммой уравнений (IV.1) и (IV.2), т. е.

$$p_{уч}=\frac{\lambda}{d}\,l\,\frac{v^2\gamma}{2g}+\sum\zeta\,\frac{v^2\gamma}{2g}, \qquad (IV.3)$$

откуда

$$p_{уч}=\left(\frac{\lambda}{d}\,l+\sum\zeta\right)\frac{v^2\gamma}{2g}. \qquad (IV.4)$$

Перепишем уравнение (IV.3), обозначив через R и Z следующие выражения:

$$R=\frac{\lambda}{d}\cdot\frac{v^2\gamma}{2g};\quad Z=\sum\zeta\,\frac{v^2\gamma}{2g}.$$

Тогда

$$p=Rl+Z, \qquad (IV.5)$$

где R — удельные потери давления на трение.

По уравнению (IV.5) можно определять потери давления на одном участке расчетного циркуляционного кольца. Потери же давления во всем циркуляционном кольце, состоящем из n-го числа участков, определяют по формуле

$$p=\sum(Rl+Z), \qquad (IV.6)$$

где ΣRl — суммарные потери давления в расчетном кольце на трение, кг/м^2; ΣZ — суммарные потери давления в расчетном кольце на местные сопротивления, кг/м^2.

§ 14. МЕТОДЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ

Рассчитать трубопроводы — это значит подобрать для всех расчетных участков всех циркуляционных колец такие диаметры, чтобы действующее в каждом кольце давление было достаточно для перемещения в единицу времени необходимого количества теплоносителя-воды, преодолевая при этом все гидравлические сопротивления на ее пути.

Расчетным участком системы отопления называют участок, по которому проходит неизменное количество теплоносителя при постоянной скорости, т. е. при неизменном диаметре.

В практике применяют несколько методов гидравлического расчета трубопроводов.

Метод применения удельных потерь давления. По этому методу раздельно определяют потери давления на трение и потери его в

местных сопротивлениях в каждом расчетном участке системы [см. формулу (IV.5)].

Для облегчения расчета потерь давления на трение составлены таблицы с готовыми результатами этих потерь R на 1 м длины трубы в зависимости от скорости v и расхода теплоносителя G.

Потери давления в местных сопротивлениях Z определяют отдельно для каждого участка сети. Сначала определяют коэффициенты местного сопротивления $\Sigma\zeta$ и затем Z.

Величину Z удобно при расчете водяных систем отопления определять по формуле, полученной из (IV.2)

$$Z=50\sum\zeta v^2. \qquad (IV.7)$$

Применение для расчета Z этой формулы исключает необходимость пользования специальной таблицей, в которой значения приведены для ограниченного числа скоростей. Выполнение же интерполяции для скоростей, не указанных в таблице, усложняет расчет.

Потери давления на каждом участке $p_{уч}$ определяют по формуле (IV.5), а потери давления в циркуляционном кольце — по формуле (IV.6).

Данные расчета трубопроводов по методу удельных потерь давления записывают в таблице, как это показано в примерах расчета.

Этот метод широко применяют в проектной практике, поскольку он наиболее ясно выражает сущность гидравлического расчета трубопроводов. Другие же способы расчета трубопроводов по существу являются модификацией метода удельных потерь давления и имеют главной целью упростить выполнение гидравлического расчета трубопроводов.

Метод динамических давлений. Этот метод часто называют расчетом эквивалентных местных сопротивлений.

Потери давления на трение $p_т$ по этому способу заменяют равновеликими им потерями в местных сопротивлениях. Делается это путем замены прямых участков труб условными местными сопротивлениями, величину которых определяют из равенства

$$\frac{\lambda}{d}\,l\cdot\frac{v^2\gamma}{2g}=\zeta_{зам}\cdot\frac{v^2\gamma}{2g},$$

где $\zeta_{зам}=\frac{\lambda}{d}\,l$; $\frac{v^2\gamma}{2g}$ — динамическое давление.

Отсюда общая потеря давления на участке $p_{уч}$ определится уравнением

$$p_{уч}=(\zeta_{зам}+\sum\zeta)\frac{v^2\gamma}{2g}=\zeta_{пр}\frac{v^2\gamma}{2g}=\zeta_{пр}p_д, \qquad (IV.8)$$

где $\zeta_{пр}=\zeta_{зам}+\Sigma\zeta$ — приведенный коэффициент местного сопротивления, заменяющего потери на трение $\zeta_{зам}$ и суммы фактических сопротивлений на участке сети; $p_д$ — динамическое давление.

При расчете трубопроводов методом динамических давлений пользуются средними для упрощения расчета значениями величи-

ны λ/d. Последние приведены в прилож. 15 для расчета трубопроводов с насосной и естественной циркуляцией воды.

Известно, что коэффициент сопротивления трению λ зависит от режимов движения жидкости и характеристики шероховатости труб. Тем не менее, как показала практика расчетов трубопроводов, пользование средними значениями величины λ/d правомерно, так как точность расчетов при этом находится в пределах, допускаемых в инженерной практике.

Характеристика сопротивления и проводимость участка трубопровода. Потери давления на участке $p_{уч}$ определяются зависимостью (IV.4)

$$p_{уч}=\left(\frac{\lambda}{d}l+\sum\zeta\right)\frac{v^2\gamma}{2g}.$$

Выразим скорость воды v через расход G

$$v=\frac{G}{3600\,\pi\,(d^2/4)\,\gamma}.$$

Тогда формула (IV.4) получит вид

$$p_{уч}=\left(\frac{\lambda}{d}l+\sum\zeta\right)\left(\frac{4G}{3600\pi d^2\gamma}\right)^2\frac{\gamma}{2g},$$

или

$$p_{уч}=\left(\frac{\lambda}{d}l+\sum\zeta\right)\frac{16G^2}{2\cdot3600^2\pi^2d^4\gamma g}=A\left(\frac{\lambda}{d}l+\sum\zeta\right)G^2, \qquad (IV.9)$$

где $A=16/(2\cdot3600^2\pi^2d^4\gamma g)$ представляет собой удельное динамическое давление в трубопроводе, возникающее при прохождении 1 кг/ч теплоносителя воды объемной массой γ в (кг/м^2) : (кг/ч)^2.

Допустимо считать, что $\gamma=$const. Тогда величина A для заданных диаметров труб будет являться постоянной величиной. Значения A приведены в прилож. 15

Представим формулу (IV.9) в общем виде

$$p_{уч}=sG^2, \qquad (IV.10)$$

где $s=A\left(\frac{\lambda}{d}l+\sum\zeta\right)$.

Величину s при заданном сечении и длине трубопровода можно принять постоянной. В этом случае потеря давления на участке будет прямо пропорциональна квадрату расхода теплоносителя (при квадратичном законе сопротивления движения воды в трубах). Указанную величину s называют гидравлической постоянной или характеристикой сопротивления участка трубопровода, равной потере давления в нем при расходе 1 кг/ч. Размерность s (кг/м^2)/(кг/ч)^2.

Уравнение (IV.10) широко применяют при анализе и решении гидравлических задач, в частности при анализе работы нагнетателей в сети (вентиляторов, насосов). Этим же уравнением можно

представить характеристику и всей системы; тогда величина s будет служить характеристикой данной системы.

Далее уравнение (IV.10) представим в виде

$$G=\sqrt{p}:\sqrt{s} \text{ или } G=\sqrt{p}\cdot\frac{1}{\sqrt{s}}.$$

Величина $1:\sqrt{s}$ представляет собой гидравлический показатель, называемый проводимостью участка, под которой понимается величина μ, обратная корню квадратному из сопротивления

$$\mu=\frac{1}{\sqrt{s}}. \qquad (IV.11)$$

Тогда

$$G=\mu\sqrt{p}, \qquad (IV.12)$$

где p представляет перепад давлений p_1-p_2.

При перепаде давления $p_1-p_2=1$ расход жидкости G будет равен проводимости участка, т. е. $G=\mu$.

Из формулы (IV.12) следует, что $\sqrt{p}=G/\mu$.

Понятиями о гидравлической постоянной и проводимости пользуются при гидравлическом расчете систем отопления, при решении гидравлических задач, возникающих при регулировании и анализе эксплуатационной характеристики систем отопления.

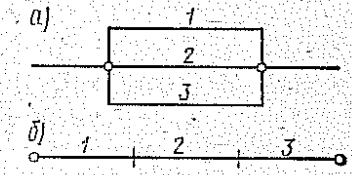


Рис. IV.1. Схемы соединения участков трубопроводов:
а — параллельное соединение участков; *б* — последовательное соединение участков

Рассмотрим решение задачи распределения потока жидкости при параллельном и последовательном включении различных участков систем.

При параллельном включении, например, трех параллельных участков (рис. IV.1, *а*) с проводимостью, соответственно равной μ_1, μ_2 и μ_3, и давлением начальным p_1 и конечным p_2 общий расход составит

$$G_{общ}=\mu_{сум}\sqrt{p_1-p_2}, \qquad (IV.13)$$

где $\mu_{сум}$ — проводимость параллельно включенных участков.

Расход G через отдельные участки составит

$$G_1=\mu_1\sqrt{p_1-p_2};\ G_2=\mu_2\sqrt{p_1-p_2};\ G_3=\mu_3\sqrt{p_1-p_2}.$$

Тогда

$$G_{общ}=(\mu_1+\mu_2+\mu_3)\sqrt{p_1-p_2}=\mu_{сум}\sqrt{p_1-p_2},$$

откуда $\mu_{сум}=\mu_1+\mu_2+\mu_3$, т. е. проводимость параллельно включенных участков равна сумме проводимостей отдельных участков системы.

При последовательном включении участков (рис. IV.1, *б*) суммарное сопротивление будет равно сумме сопротивлений последовательно включенных участков

$$G=\mu_1\sqrt{p_1-p_2};\ G=\mu_2\sqrt{p_1-p_2};\ G=\mu_3\sqrt{p_1-p_2},$$

или

$$G\,(1/\mu_1+1/\mu_2+1/\mu_3)=\sqrt{p_1-p_2}. \qquad \text{(IV.14)}$$

Отсюда, имея в виду, что $\mu=1/\sqrt{s}$, уравнение (IV.14) можно представить в следующем виде:

$$G^2(s_1+s_2+s_3)=p_1-p_4. \qquad \text{(IV.15)}$$

Метод характеристик сопротивления. По этому методу гидравлические потери в участке трубопровода определяют по формуле

$$p=sG^2,$$

где s — характеристика сопротивления (или гидравлическая постоянная) участка трубопровода, равная потере давления в нем при расходе 1 кг/ч; G — расход, кг/ч.

Величину s определяют по формуле

$$s=A\left(\frac{\lambda}{d}l+\sum\zeta\right)=A\zeta_{\text{пр}}, \qquad \text{(IV.16)}$$

где A — удельное динамическое давление в трубопроводе при расходе воды $G=1$ кг/ч (см. прилож. 15).

Величина в скобках — приведенный коэффициент местного сопротивления участка $\zeta_{\text{пр}}$, определение которого требуется и при проведении расчета методом динамических давлений. Размерность характеристики участка $(\text{кг/м}^2)/(\text{кг/ч})^2$.

Характеристики сопротивлений представляют собой теоретически или экспериментально полученные сопротивления узлов системы отопления и потому являются более точными, так как поэлементное определение коэффициентов, как правило, страдает погрешностью.

Значения характеристик гидравлических сопротивлений узлов стояков с нагревательными приборами однотрубных радиаторных систем отопления приведены в [27].

§ 15. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ВОДЯНОЙ ДВУХТРУБНОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ С ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Методика расчета. 1. На вычерченной в аксонометрической проекции (обязательно в масштабе) схеме системы отопления показывают тепловые нагрузки сначала на каждый отопительный прибор, затем на каждый расчетный участок системы.

Расчетным участком системы отопления называют участок, по которому проходит неизменное количество теплоносителя при постоянной скорости.

2. Выявляют главное циркуляционное кольцо. Главным циркуляционным кольцом называется такое, в котором средняя потеря давления на 1 м в $\text{кг/м}^2\cdot\text{м}$ будет наименьшей:

$$p_{\text{ср}}=p:\sum l,$$

где Σl — суммарная длина участков, составляющих расчетное кольцо; p — располагаемое давление в системе отопления, кг/м^2.

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

$$R_{\text{ср}}=p\varphi:\sum l,$$

где $R_{\text{ср}}$ — удельная потеря давления на трение на единицу длины трубопровода, $\text{кг/м}^2\cdot\text{м}$; φ — коэффициент, которым учитывают долю потери давления на преодоление сопротивлений трения, принимаемый в данной системе равным 50%.

3. По номограмме или лучше по специальным таблицам для расчета трубопроводов определяют диаметр, фактическую потерю давления на трение R на 1 м и скорость движения теплоносителя v. При этом стремятся к тому, чтобы фактическая потеря давления на трение была по своему значению возможно ближе к $R_{\text{ср}}$, определенному перед началом расчета. $R_{\text{ср}}$ используют для того, чтобы расчет трубопровода велся с минимальным пересчетом диаметров трубопровода.

Найденные из таблицы для расчета трубопроводов значения d, R и v заносят в бланк расчета трубопровода.

4. Определяют потери давления на трение на каждом участке Rl.

5. Затем определяют потери в местных сопротивлениях: для каждого участка находят $\Sigma\zeta$ — сумму местных сопротивлений в безразмерных единицах и Z — потери в местных сопротивлениях в кг/м^2.

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

Расчет трубопровода считается выполненным, если запас располагаемого давления получается около 10%. С таким запасом (не превышающим 15%) должны быть рассчитаны или, как говорят, увязаны циркуляционные кольца всей системы отопления.

Пример. Рассчитать трубопровод двухтрубной системы водяного отопления (рис. IV.2) с естественной циркуляцией. Перепад температуры воды в нагревательном приборе равен 25° (температура горячей воды 95° С, а охлажденной — 70° С).

Решение. 1. По расчетной теплоотдаче нагревательных приборов определяем тепловые нагрузки на расчетные участки.

Следует иметь в виду, что тепловая нагрузка на участках показывает по существу не количество тепла, а расход теплоносителя, который обеспечивает для нагревательных приборов подвод расчетного количества тепла. Поэтому на участках, отводящих охлажденную воду от нагревательных приборов, проставляют то же количество тепла, что и на подающих трубопроводах. Соответствен-

но и в таблицах, и в номограммах под расходом тепла подразумевают количество теплоносителя.

Нагрузку — расход теплоносителя в участках системы (G, кг/ч) определяют по формуле

$$G = \frac{Q}{c\Delta t} \cdot \frac{\text{ккал}}{\text{ч}} \cdot \frac{\text{кг}\cdot\text{град}}{\text{ккал}} \cdot \frac{1}{\text{град}} = \frac{\text{кг}}{\text{ч}},$$

где Q — тепловая нагрузка участка, ккал/ч; c — теплоемкость теплоносителя (в данном случае воды), принимаемая равной 1 ккал/кг·град; Δt — расчетный перепад температур воды в системе отопления, равный 25°.

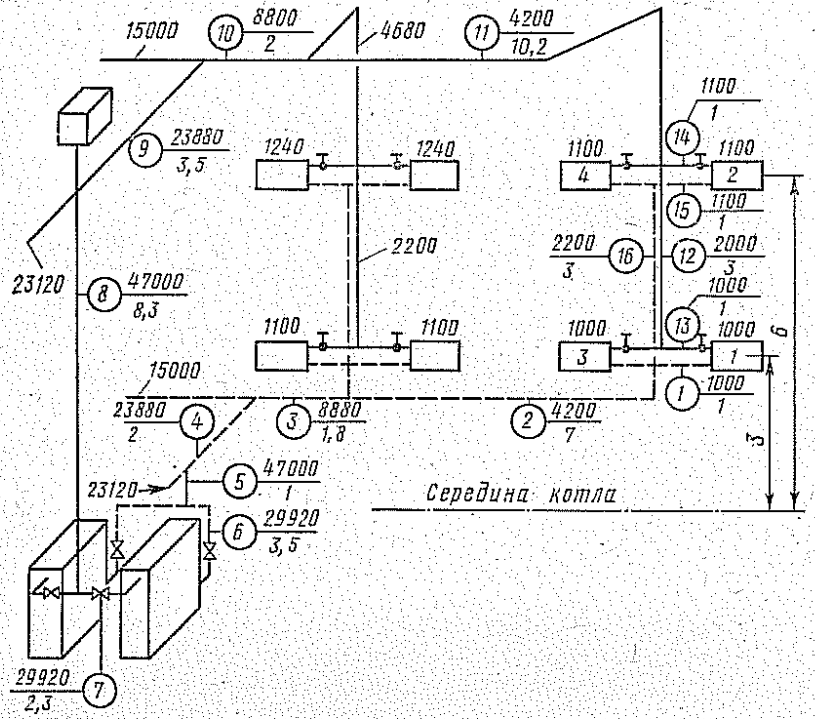


Рис. IV.2. Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой с естественной циркуляцией

2. Найдем главное циркуляционное кольцо и пронумеруем его участки номерами *1—13* (через нагревательный прибор первого этажа). Из рис. IV.2 видно, что это самое протяженное кольцо, т. е. такое, в котором удельная потеря давления будет наименьшей.

3. Определяем располагаемое давление для главного циркуляционного кольца по формуле

$$p_1 = h_1(\gamma_0 - \gamma_r) + \Delta p,$$

где h=3 м (по рис. IV.2); $\gamma_0 = \gamma_{70} = 977{,}81$ кг/м³; $\gamma_r = \gamma_{95} = 961{,}92$ кг/м³; Δp — дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводе.

По прилож. 11 для двухтрубной системы отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией (при открытых стояках, без изоляции для здания в два этажа, при горизонтальной протяженности системы до 25 м и расстоянии от главного стояка до расчетного в пределах 10—20 м) Δp=10 кг/м².

После подстановки всех величин получим $p_1 = 3(977{,}81 - 961{,}92) + 10 = 57{,}67$ кг/м².

4. Определяем среднюю потерю давления на трение, считая, что φ=50%, а Σl=46,6 м:

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

5. По определенной величине $R_{ср}$ и тепловым нагрузкам участков, пользуясь таблицей для расчета трубопроводов, подбираем диаметры трубопровода, находим R и v для данного участка.

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

6. Заносим в расчетную табл. IV.1 полученные величины, причем в первой графе таблицы трубопроводов проставляют номера участков расчетных колец. Участки других циркуляционных колец обозначают номерами, продолжающими счет главного циркуляционного кольца, т. е. в таблице рассчитываемых участков номера не повторяются.

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

На участке 1: половина радиатора (имея в виду сопротивление на выход из нагревательного прибора) ζ=1; крестовина на поворот теплоносителя ζ=3; $\Sigma\zeta_1$=4.

Подводки к приборам от стояков — прямые, без уток, так как нагревательные приборы в рассчитываемой системе отопления установлены в нишах малой глубины.

На участке 2: отвод под 90° d=25 мм, ζ=1; тройник на проход теплоносителя ζ=1; $\Sigma\zeta_2$=2.

На участке 3: тройник на противотоке ζ=3; $\Sigma\zeta_3$=3.

На участке 4: тройник на противотоке ζ=3; $\Sigma\zeta_4$=3.

На участке 5: местных сопротивлений нет, $\Sigma\zeta_5$=0.

На участке 6: тройник на поворот теплоносителя ζ=1,5; два отвода под 90° d=50 мм; ζ=0,5·2=1; запорная задвижка ζ=0,5; половина чугунного котла (сопротивление на вход теплоносителя) ζ=1,25 *; $\Sigma\zeta_6$=4,25.

На участке 7: половина котла (сопротивление на выход) ζ=1,25; отвод под 90° d=50 мм ζ=0,5; запорная задвижка ζ=0,5; тройник на противотоке ζ=3; $\Sigma\zeta_7$=5,25.

На участке 8: местных сопротивлений нет, $\Sigma\zeta_8$=0.

На участке 9: тройник на повороте ζ=1,5; $\Sigma\zeta_9$=1,5.

Примечание. Несмотря на то, что на чертеже участка 9 изображена крестовина, в расчет принимают «тройник на поворот», так как по ответвлению, соединяющему розлив с расширительным сосудом, движение теплоносителя крайне незначительно.

На участке 10: тройник на повороте ζ=1,5; $\Sigma\zeta_{10}$=1,5.

На участке 11: тройник на проход ζ=1; полуотвод d=25 мм; ζ=0,5; отвод d=25 мм, ζ=1; $\Sigma\zeta_{11}$=2,5.

На участке 12: крестовина на проход теплоносителя ζ=2; скоба d=20 мм, ζ=2; $\Sigma\zeta_{12}$=4.

На участке 13: тройник на повороте ζ=1,5; кран двойной регулировки d=15 мм ζ=4; половина радиатора (имеется в виду вход в нагревательный прибор) ζ=1; $\Sigma\zeta_{13}$=6,5.

8. Определить Z можно по таблицам справочника или по формуле

$$Z = \Sigma\zeta\frac{v^2\gamma}{2g}, \text{ или } Z = 50\Sigma\zeta v^2.$$

---

* Значения коэффициентов местного сопротивления в котлах относят к скорости теплоносителя в подводящих трубах.

Таблица IV.1

Расчет трубопроводов водяной двухтрубной системы отопления с естественной циркуляцией

№ участка	Тепловая нагрузка Q, ккал/ч	Нагрузка G, кг/ч	Длина участка l, м	Данные расчета						Изменения в расчете							
				d, мм	v, м/с	R, кг/м²·м	Rl, кг/м²	$\Sigma\zeta$	Z, кг/м²	d_1, мм	v_1, м/с	R_1, кг/м²·м	$R_1 l$, кг/м²	$\Sigma\zeta_1$	Z_1, кг/м²	$\Delta(Rl)$, кг/м²	ΔZ, кг/м²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Расчет главного циркуляционного кольца, проходящего через прибор № 1																	
1	1 000	40	1	15	0,065	0,36	0,36	4	0,85	—	—	—	—	—	—	—	—
2	4 200	168	7	25	0,085	0,55	3,85	2	0,72	—	—	—	—	—	—	—	—
3	8 880	355	1,8	32	0,11	0,55	0,99	3	1,82	—	—	—	—	—	—	—	—
4	23 800	951	2	50	0,13	0,45	0,9	3	2,54	—	—	—	—	—	—	—	—
5	47 000	1880	1	76	0,14	0,4	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	29 920*	1205	3,5	50	0,17	0,75	2,63	4,25	6,38	—	—	—	—	—	—	—	—
7	29 920	1205	2,3	50	0,17	0,75	1,73	5,25	7,63	—	—	—	—	—	—	—	—
8	47 000	1880	8,3	76	0,14	0,4	3,31	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	23 880	951	3,5	50	0,13	0,45	1,58	1,5	1,27	—	—	—	—	—	—	—	—
10	8 880	355	2	32	0,11	0,55	1,1	1,5	0,91	—	—	—	—	—	—	—	—
11	4200	168	10,2	25	0,085	0,55	5,62	2,5	0,91	—	—	—	—	—	—	—	—
12	2000	80	3	20	0,067	0,45	1,35	4	1,12	—	—	—	—	—	—	—	—

* Нагрузка соответствует максимальной производительности котла.

Продолжение

№ участка	Тепловая нагрузка Q, ккал/ч	Нагрузка G, кг/ч	Длина участка l, м	Данные расчета						Изменения в расчете							
				d, мм	v, м/с	R, кг/м²·м	Rl, кг/м²	$\Sigma\zeta$	Z, кг/м²	d_1, мм	v_1, м/с	R_1, кг/м²·м	$R_1 l$, кг/м²	$\Sigma\zeta_1$	Z_1, кг/м²	$\Delta(Rl)$, кг/м²	ΔZ, кг/м²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
13	1000	40	$\frac{1}{46,6}$	15	0,065	0,36	$\frac{0,36}{24,18}$	6,5	$\frac{1,38}{26,79}$	—	—	—	—	—	—	—	—

$\Sigma(Rl+Z)_{1-13}=24,18+26,79=50,97$ кг/м².

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

Расчет циркуляционного кольца, проходящего через прибор № 2

$p_{14-16}=6(977,81-961,92)+10-\Sigma(Rl+Z)_{2-11}=105,34-45,55=59,79$ кг/м².

14	1100	44	1	15	0,067	0,48	0,48	8	1,57	—	—	—	—	—	—	—	—
15	1100	44	1	15	0,067	0,48	0,48	2,5	0,56	—	—	—	—	—	—	—	—
16	2200	88	$\frac{3}{5}$	20	0,071	0,52	$\frac{1,56}{2,52}$	4	$\frac{1,01}{3,14}$	15	0,13	2,5	7,5	5	4,24	+5,94	+3,23

$\Sigma(Rl+Z)_{14-16}=2,52+3,14=5,66$ кг/м². Запас давления $\frac{105,34-(45,55+5,66)}{105,34}100=51,5\%$.

Потери давления в кольце после изменения в расчете

$$\Sigma(Rl+Z)_{14-16}=5,66+5,94+3,23=14,83 \text{ кг/м}^2.$$

Запас давления $\frac{105,34-(45,55+14,83)}{105,44}100=42,5\%$.

Регулирование производим краном двойной регулировки.

Имея в виду, что для определения Z по таблицам нередко необходимо проводить интерполяцию для повышения точности расчетов, рекомендуется Z находить по приведенному выражению. Полученные значения Z для каждого из участков заносим в табл. IV.1.

Из табл. IV.1 видно, что общая потеря давления в кольце прибора № 1 $\Sigma(Rl+Z)$ составляет 50,97 кг/м², а запас давления — 11,4%, что близко к рекомендуемой величине (10%). Этот запас давления необходим на неучтенные гидравлические потери в трубопроводах.

9. Переходим к расчету трубопроводов циркуляционного кольца через прибор № 2 данного стояка. Расчет начинаем аналогично предыдущему — с выявления располагаемого давления. Располагаемое давление для кольца через нагревательный прибор № 2 определяем из выражения

$$p_2 = h_2(\gamma_0 - \gamma_г) + \Delta p,$$

где h_2 — расстояние от середины нагревательного прибора № 2 до середины котла, в нашем случае $h_2=6$ м (см. рис. IV.2) γ_0 и $\gamma_г$ — как и выше, соответственно равны $\gamma_0=\gamma_{70}=997{,}81$ кг/м³; $\gamma_г=\gamma_{95}=961{,}92$ кг/м³; Δp — дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводах, принимаемое, как и выше (для одного и того же стояка), равным 10 кг/м².

После подстановки известных величин определим p_2

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

В рассчитываемое кольцо с нагревательным прибором № 2 входят рассчитанные участки 2—11 — кольца через нагревательный прибор № 1 и новые участки 14, 15, 16.

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

$$p_{14-16} = h_2(\gamma_0 - \gamma_г) + \Delta p - \Sigma(Rl + Z)_{2-11},$$

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

После подстановки известных величин получим

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

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

$$R_{ср} = \frac{p_{14-16}}{\Sigma l_{14-16}} = \frac{59{,}73 \cdot 0{,}5}{5} = 5{,}97 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}.$$

По таблицам для расчета трубопроводов подбираем диаметры труб, находим значения R, v и заполняем остальные графы расчетной таблицы.

Приводим перечень местных сопротивлений на рассчитываемых участках.

На участке 14: крестовина на поворот $\zeta=3$; кран двойной регулировки $d=15$ мм, $\zeta=4$; половина радиатора $\zeta=1$; $\Sigma\zeta_{14}=8$.

На участке 15: половина радиатора $\zeta=1$; тройник на поворот $\zeta=1{,}5$; $\Sigma\zeta_{15}=2{,}5$.

На участке 16: скоба $d=20$ мм, $\zeta=2$; крестовина на проход $\zeta=2$; $\Sigma\zeta_{16}=4$.

Далее по принятым $\Sigma\zeta$ и скоростям определяем значения Z, которые заносим в расчетную таблицу.

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

Скоба диаметром $d=15$ мм	$\zeta=3$
Крестовина на проход	$\zeta=2$
	$\Sigma\zeta_{16}=5$

Занесем в последние восемь граф табл. IV.1 данные, полученные для измененных диаметров. Как видно из этой таблицы, после внесения изменений в расчет запас давления оказался все же очень большим (42,5%). Ввиду того, что дальше вносить изменения в расчет невозможно, так как диаметры трубопроводов на участках 14—16 приняты равными 15 мм, т. е. имеют минимальное значение. Излишнее располагаемое давление погасим краном двойной регулировки, который установлен на подающей подводке нагревательного прибора.

Расчет остальных циркуляционных колец системы отопления ведут аналогично приведенным расчетам трубопровода.

Расчет можно не производить лишь для тех циркуляционных колец, в которых объем (расход) теплоносителя и удельная потеря давления на 1 м одинаковы с таковыми для уже рассчитанных колец. Например, нецелесообразно определять диаметры подводок к нагревательным приборам № 3 и 4, присоединенным к стояку, расчет трубопроводов которого выполнен выше, так как нагрузки их соответственно равны приборам № 1 и 2 при соответствующем равенстве длин расчетных колец и, следовательно, удельных потерь давления на 1 м.

§ 16. КВАРТИРНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Квартирные, точнее поэтажные, системы отопления устраивают, как правило, в одноэтажных строениях, небольших по площади. За рубежом такие системы применяют нередко в многоквартирных жилых домах, обычно с генераторами тепла на газовом топливе.

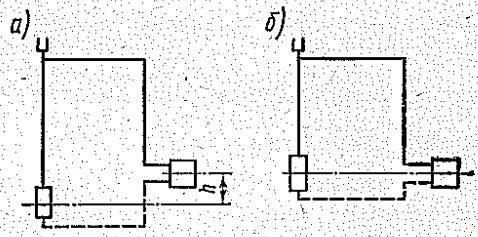


Рис. IV.3. Принципиальные схемы квартирных систем отопления

Квартирные системы устраивают двухтрубными с естественной циркуляцией. Принципиальные схемы этих систем показаны на рис. IV.3.

В одной из схем, изображенных на рис. IV.3, *а*, генератор тепла расположен ниже нагревательных приборов (на расстоянии h), в схеме же на рис. IV.3, *б* середина нагревательных приборов и генератора тепла находятся на одной отметке.

Располагаемое давление в системе *а* будет равно

$$p = h(\gamma_0 - \gamma_г) + \Delta p;$$

в системе *б*

$$p = \Delta p,$$

где h — расстояние между центром нагрева котла и серединой на-

гревательного прибора, м; Δp — располагаемое давление, возникающее за счет охлаждения воды в трубопроводах, кг/м^2.

Методика расчета трубопроводов квартирных систем отопления.

1. Ориентировочно располагаемое давление в кг/м^2 определяют по эмпирической формуле

$$p_э = bh_т(l + h_т) \pm h_п(\gamma_о - \gamma_г),$$

где b — коэффициент, принимаемый равным 0,4 при изолированном главном стояке и неизолированных остальных трубах; $b=0{,}34$ при изолированном главном стояке и обратной линии; $b=0{,}16$ при всех изолированных трубах; $h_т$ — превышение горячей магистрали над центром нагрева воды в котле, м; l — расстояние по горизонтали от дальнего горячего стояка до котла, м; $h_п$ — вертикальное расстояние от середины нагревательного прибора до центра нагрева в котле (со знаком плюс, если середина нагревательного прибора расположена выше центра нагрева котла, со знаком минус, когда середина нагревательных приборов расположена ниже центра котла).

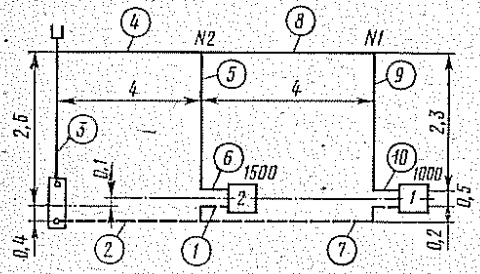


Рис. IV.4. Квартирная система отопления (к примеру расчета)

Центром нагрева котла при определении $h_т$ и $h_п$ считают плоскость, расположенную на 150 мм выше колосниковой решетки, т. е. плоскость наиболее интенсивного нагревания воды.

2. Выявляют первое расчетное циркуляционное кольцо; для этого по ориентировочной формуле находят удельную потерю давления в кольце через каждый нагревательный прибор. С кольца с наименьшей удельной потерей давления и следует начинать расчет трубопроводов.

3. Ведут гидравлический расчет трубопроводов циркуляционных колец.

4. Определяют температуру теплоносителя в характерных точках системы путем подсчета потерь тепла трубопроводами.

5. Вычисляют фактически действующее располагаемое для каждого циркуляционного кольца системы давление $p_ф$.

6. Если $p_ф$ будет не меньше $p_о$, то в расчет трубопроводов поправки можно не вносить. При $p_ф < p_о$ в расчет вносят поправки, для чего изменяют соответствующие диаметры и снова определяют фактическое давление. Расчет следует считать законченным только тогда, когда потери давления $\Sigma(Rl+Z)$ будут меньше (как правило, до 10%) фактически располагаемого давления в системе.

7. После расчета трубопроводов приступают к расчету поверхности нагревательных приборов, ведя его с учетом потерь тепла трубопроводами.

Пример. Рассчитать трубопровод квартирной системы водяного отопления, изображенной на рис. IV.4. Основные данные: температура горячей воды, выходящей из котла, 95° С, перепад температур воды в нагревательных приборах —20° С. Главный стояк и обратная магистраль изолированы, тогда как распределительная линия и стояки с подводками к приборам не изолированы. Температура помещения $t_в = +18°$ С. Вертикальное расстояние от центра нагрева воды в котле до центра (середины) нагревательных приборов равно 0,1 м.

Решение. Из рис. IV.4 видно, что в системе два циркуляционных кольца, проходящие через приборы № 1 и 2. Определив, кольцо какого прибора будет более неблагоприятным, с этого кольца и следует начинать расчет.

Найдем располагаемые давления по ориентировочной формуле в кольцах и удельные располагаемые давления на трение на 1 м. В кольце прибора № 1 оно будет равно:

$$p_1 = bh_т(l + h_т) \pm h_п(\gamma_{75} - \gamma_{95}) = 0{,}34 \cdot 2{,}6\,(8 + 2{,}6) +$$
$$+ 0{,}1\,(974{,}84 - 961{,}92) = 10{,}69 \text{ кг/м}^2;$$

$$R_{ср\,1} = \frac{p_1 \cdot 0{,}5}{\Sigma l} = \frac{10{,}69 \cdot 0{,}5}{21{,}5} = 0{,}233 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м};$$

в кольце прибора № 2:

$$p_2 = 0{,}34 \cdot 2{,}6\,(4 + 2{,}6) + 0{,}1\,(974{,}84 - 961{,}92) = 6{,}86 \text{ кг/м}^2;$$

$$R_{ср2} = \frac{6{,}86 \cdot 0{,}5}{13{,}5} = 0{,}23 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}.$$

Так как $R_{ср2} < R_{ср1}$, наиболее неблагоприятным будет кольцо, проходящее через прибор № 2. С этого кольца и начинаем расчет трубопроводов системы. Результаты расчета заносим в табл. IV.2.

Определяем местные сопротивления на участках кольца прибора № 2.

На участке 1: половина прибора $\zeta=1$; отвод $\zeta=1{,}5$ при $d=20$ мм; тройник на поворот $\zeta=1{,}5$; $\Sigma\zeta_1=4$.

На участке 2: два отвода $d=25$ мм $\zeta=2\cdot1=2$; кран $\zeta=2$; половина котла $\zeta=1{,}25$; $\Sigma\zeta_2=5{,}25$.

На участке 3: половина котла $\zeta=1{,}25$; два отвода $\zeta=2\cdot1=2$; $\Sigma\zeta_3=3{,}25$.

На участке 4: отвод $\zeta=1$; $\Sigma\zeta_4=1$.

На участке 5: тройник на ответвление $\zeta=1{,}5$; отвод $\zeta=1$; $\Sigma\zeta_5=2{,}5$.

На участке 6: кран $\zeta=2$; половина прибора $\zeta=1{,}25$; $\Sigma\zeta_6=3{,}25$.

Далее определяем значения местных сопротивлений по участкам в кольце прибора № 1.

На участке 7: половина прибора $\zeta=1$; два отвода $\zeta=2\cdot1{,}5=3$; тройник на проход $\zeta=1$; $\Sigma\zeta_7=5$.

На участке 8: тройник на проход $\zeta=1$; $\Sigma\zeta_8=1$.

На участке 9: отвод $\zeta=1{,}5$; $\Sigma\zeta_9=1{,}5$.

На участке 10: отвод $\zeta=1{,}5$; один кран при $d=20$ мм $\zeta=2$, а также половина прибора $\zeta=1$; $\Sigma\zeta_{10}=4{,}5$.

Закончив расчет трубопроводов исходя из располагаемого давления, по ориентировочной формуле выявим фактически располагаемое давление, для чего определим температуру воды в характерных точках системы отопления. Температуру в точках системы находим путем расчета охлаждения воды в трубопроводах.

Таблица IV.2

Расчет трубопроводов квартирной системы отопления

№ участка	Q, ккал/ч	Нагрузка G, кг/ч	Данные расчета: l, м	d, мм	v, м/сек	R, кг/м²·м	Rl, кг/м²	$\Sigma\zeta$	Z, кг/м²	Изменение в расчете: d_1	v_1	R_1	$R_1 l$	$\Sigma\zeta_1$	Z_1
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Расчет кольца через прибор 2 стояка 2															
1	1500	75	0,7	20	0,06	0,34	0,23	4,5	0,72						
2	2500	125	4,0	25	0,059	0,26	1,04	5,25	0,92						
3	2500	125	2,0	25	0,059	0,26	0,52	3,25	0,57						
4	2500	125	4,0	25	0,059	0,26	1,04	1	0,18						
5	1500	75	2,3	20	0,06	0,34	0,96	2,5	0,45						
							0,17		0,59						
6	1500	75	0,5	20	0,06	0,34	3,96	3,25	3,43						
Расчет кольца через прибор 1 (Q=1000 ккал/ч)															
7	1000	50	4,7	20	0,039	0,18	0,84	5	0,38	15	0,072	0,75	3,53	5	1,29
8	1000	50	4	20	0,039	0,18	0,72	1	0,08	15	0,072	0,75	3,0	1	0,26
9	1000	50	2,3	20	0,039	0,18	0,51	1,5	0,114	15	0,072	0,75	2,1	1,5	0,39
			0,5				0,09		0,35				0,38		1,68
10	1000	50		20	0,039	0,18	2,16	4,5	0,92	15	0,072	0,75	9,01	6,5	3,62

$\Sigma(Rl+Z)_{1-6}=3,96+3,43=7,39$ кг/м².

$\Sigma(Rl+Z)_{7-10}=2,16+0,92=3,08$ кг/м²; $\Sigma(R_1 l+Z_1)=9,01+3,62=12,63$ кг/см².

Так как 7,39 кг/м² немного больше располагаемого давления, определенного по ориентировочной формуле (6,86 кг/м²), заключаем, что пересчет пока делать не следует до определения фактического давления в системе.

Общее сопротивление системы составит

$$\Sigma(Rl+Z)=\Sigma(Rl+Z)_{2,3,4,}+\Sigma(Rl+Z)_{7,8,9,10}=4,27+3,08=7,35 \text{ кг/м}^2.$$

Это сопротивление меньше располагаемого давления, определяемого по приближенной формуле (10,69 кг/м²).

Тепловыделения трубопроводами определяют по формуле

$$Q_{тр}=ql(t_в-t_н)(1-\eta),$$

где q принимают по табл. III.6 (см. стр. 79).

Температурный перепад воды на расчетном участке вычисляют из выражения $\Delta t=Q/G$, где Q и G — соответственно теплоотдача и расход теплоносителя на участке.

Конечную температуру $t_к$ на участке определяют по формуле $t_к=t_н-\Delta t$, где за начальную температуру $t_н$ принимаем конечную температуру предыдущего участка.

Расчет начинаем с участка 4, начальная температура воды которого известна, так как охлаждение в главном стояке (участок 3) можно не учитывать ввиду его незначительности, поскольку стояк изолирован. Данные расчетов заносим в табл. IV.3.

Далее определим фактически действующее давление в циркуляционных кольцах. В циркуляционном кольце прибора № 2 (см. рис. IV.4):

$$p_ф=(2,3\gamma_{ср\,5}+0,5\gamma_{ср.пр}+0,2\gamma_{ср\,1})-(2,6\gamma_г+0,4\gamma_о).$$

$\gamma_{ср}$ определяем по средней температуре в участке:

$$t_{ср\,5}=\frac{92+89,4}{2}=90,7^\circ\text{ С};\ \gamma_{90,7}=964,88 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_{ср.пр\,2}=\frac{88,9+68,9}{2}=78,9^\circ\text{ С};\ \gamma_{78,9}=972,51 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_{ср\,1}=\frac{68,9+68,5}{2}=68,7^\circ\text{ С};\ \gamma_{68,7}=978,55 \text{ кг/м}^3;$$

$t_г=95^\circ$ С; $\gamma_{95}=961,92$ кг/м³; $t_о=66,3^\circ$ С; $\gamma_{66,3}=979,89$ кг/м³.

В результате фактическое давление в кольце прибора № 2 будет равно

$$p_ф=(2,3\cdot 964,88+0,5\cdot 972,51+0,2\cdot 978,55)-(2,6\cdot 961,92+0,4\cdot 979,87)=$$
$$=7,9 \text{ кг/м}^2.$$

Потеря давления в кольце прибора № 2 составляет 7,39 кг/м², т. е. имеется запас. Расхождение составит

$$\frac{7,9-7,39}{7,9}\cdot 100=6,5\%,$$

что допустимо.

Расчет циркуляционного кольца прибора № 1. Определяем фактическое давление в кольце через прибор 1:

$$p_ф=(2,3\gamma_{ср\,9}+0,5\gamma_{ср.пр\,1}+0,2\gamma_{ср\,7})-(2,6\gamma_г+0,4\gamma_о);$$

$$t_{ср\,9}=\frac{86,3+83,1}{2}=84,7^\circ\text{ С};\ \gamma_{84,7}=968,84 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_{ср.пр\,1}=\frac{82,5+62,5}{2}=72,5^\circ\text{ С};\ \gamma_{72,5}=976,34 \text{ кг/м}^3;$$

$$t_{ср\,7}=\frac{62,5+61,7}{2}=62,1^\circ\text{ С};\ \gamma_{62,1}=982,15 \text{ кг/м}^3;$$

$$p_ф=(2,3\cdot 968,84+0,5\cdot 976,34+0,2\cdot 982,15)-(2,6\cdot 961,92+0,4\cdot 980,16)=$$
$$=20,03 \text{ кг/м}^2.$$

Таблица IV.3

Расчет охлаждения воды в трубах

№ участка	G, кг/ч	l, м	d, мм	$t_н$, °С	$t_н - t_в$, °С	q, ккал/м·ч	$1-\eta$	Q, ккал/ч	Δt, °С	$t_к$, °С
3	125	2,0	25	95	—	—	—	—	—	95
4	125	4,0	25	95	+18	77	1,22	1	375	3	92
5	75	2,8	20	92	+18	74	0,97	1	200	2,6	89,4
6	75	0,5	20	89,4	+18	71,4	0,97	1	35	0,5	88,9
Прибор № 2				88,9							
1	75	0,7	20	68,9	+18	51,6	0,97	1	30	0,4	68,5
8	50	4,0	20	92	+18	74	0,97	1	288	5,7	86,3
9	50	2,3	20	86,3	+18	68,3	0,97	1	160	3,2	83,1
10	50	0,5	20	83,1	+18	65,1	0,97	1	32	0,6	82,5
Прибор № 1				82,5							
7	50	4,7	20	62,5	18	44,5	0,97	0,2	40	0,8	61,7
2	125	4	25	66	18	48	1,22	0,2	47	0,4	65,8
Пересчет кольца прибора № 1											
8	50	4	15	92	18	74	0,78	1	230	4,6	87,4
9	50	2,3	15	87,4	18	69,4	0,78	1	124	2,5	84,9
10	50	0,5	15	84,9	18	66,9	0,78	1	26	0,36	84,6
Прибор № 1				84,6							
7	50	4,7	15	64,6	18	46	0,78	0,2	33	0,6	64,0
2	125	4	25	66,7*	18	48,7	1,22	0,2	48	0,4	66,3

* $t_н$ участка 2 определяем как температуру смеси воды, поступающей из участка 1 и 7.

$$t_{н2}=\frac{68,5\cdot 75+64\cdot 50}{75+50}=66,7^\circ\text{ С}.$$

Потери давления в системе по данным табл. IV.2 составляют всего 7,35 кг/м²/см, что существенно меньше фактического располагаемого давления.

Заменив на участках 7, 8, 9 и 10 трубы на диаметр 15 мм, проведем гидравлический расчет и расчет охлаждения трубопроводов измененных диаметров. Потери давления во всей системе после пересчета составят

$$p=\Sigma(Rl+Z)_{2,3,4}+\Sigma(Rl+Z)_{7,8,9,10}=4,27+12,63=16,9\text{ кг/м}^2.$$

После замены труб и выполнения расчета указанных выше участков находим фактическое давление в кольце прибора № 1.

Для циркуляционного кольца прибора № 1 с измененными диаметрами имеем:

$$p_ф=(2,3\gamma_{ср\,9}+0,5\gamma_{ср.пр\,1}+0,2\gamma_{ср\,7})-(2,6\gamma_{95}+0,4\gamma_{66,3});$$

$$t_{ср\,9}=\frac{87,4+84,9}{2}=86,15^\circ\text{ С};\ \gamma_{86,15}=967,9\text{ кг/м}^3;$$

$$t_{ср.пр\,1}=\frac{84,9+64,9}{2}=74,9^\circ\text{ С};\ \gamma_{74,9}=975,0\text{ кг/м}^3;$$

$$t_{ср\,7}=\frac{64,6+64,0}{2}=64,3^\circ\text{ С};\ \gamma_{64,3}=981,0\text{ кг/м}^3.$$

Подставляя эти данные, получим

$$p_ф=(2,3\cdot 967,9+0,5\cdot 975,0+0,2\cdot 981,0)-(2,6\cdot 961,92+0,4\cdot 979,87)=$$
$$=16,87\text{ кг/м}^2.]$$

Из расчета видно, что фактическое располагаемое давление не существенно отличается от величины гидравлических потерь (16,9 кг/м²). Вместе с тем необходимо еще проверить расчет стояка 2 (на увязку давлений в кольцах).

Располагаемое давление в стояке 2 на участках 1, 5 и 6 составит

$$16,9-\Sigma(Rl+Z)_{2,3,4}=16,9-4,29=12,61\text{ кг/м}^2.$$

Потери же давления на участках стояка 2 будут равны

$$\Sigma(Rl+Z)_{1,5,6}=3,12\text{ кг/м}^2.$$

Казалось бы, можно изменить диаметры труб на участках стояка 2; но фактическое располагаемое давление не позволяет этого сделать (давление фактическое не более 10 кг/м²). Поэтому можно применить два варианта устройства системы.

Первый вариант: можно оставить на участках стояка 2 трубопроводы $d=20$ мм и кранами на приборах погасить избыточное давление (12,61—3,12=9,49 кг/м²). Трубопроводы на участке стояка 1 при этом будут иметь $d=15$ мм.

Второй вариант: оставляем на участках стояка 1 трубы диаметром 20 мм. При этом стояки будут гидравлически увязаны в системе без регулирования. В самом деле, потери давления на участках 7, 8, 9 и 10 (стояк 1) равны $\Sigma(Rl+Z)_{7,8,9,10}=3,08$ кг/м² (см. табл. IV.2).

Потери давления на участках 1, 5 и 6 стояка 2 будут равны

$$\Sigma(Rl+Z)_{1,5,6}=3,02\text{ кг/м}^2,$$

т. е.

$$\Sigma(Rl+Z)_{7,8,9,10}\approx\Sigma(Rl+Z)_{1,5,6}.$$

Ввиду сложности ручного регулирования давления кранами на подводках к приборам, что необходимо по первому варианту, предпочтительнее в данном случае устроить квартирную систему отопления по второму варианту. Она более целесообразна, несмотря на то, что стоимость устройства системы по первому варианту будет меньшей, так как на участках 7, 8, 9 и 10 применены трубы диаметром 15 мм вместо труб диаметром 20 мм на тех же участках второго варианта системы.

Расчет требуемой теплоотдачи нагревательных приборов. Расчетную теплоотдачу нагревательных приборов определяют с учетом полезного выделения тепла трубами. Полезное тепловыделение трубами подсчитываем по формуле

$$Q_{пол.тр}=Q_т\varphi.$$

Значение $Q_т$ можно взять из табл. IV.3, φ — из табл. III.5 (см. стр. 78).

В помещении, в котором установлен прибор № 1, полезная теплоотдача труб составит

$$Q_{\text{пол.тр}} = Q_8\varphi + Q_9\varphi + Q_{10}\varphi + Q_7\varphi,$$

где Q_8, Q_9, Q_{10} и Q_7 — потери тепла трубами на участках 8, 9, 10 и 7; φ — коэффициенты на теплоотдачу, учитывающие долю полезного тепла, передаваемого помещению от труб.

После подстановки получим

$$Q_{\text{пол.тр}} = 230 \cdot 0{,}25 + 124 \cdot 0{,}5 + 26 \cdot 1 + 33 \cdot 0{,}75 = 170 \text{ ккал/ч}.$$

Тогда расчетная теплоотдача Q_{p1} нагревательного прибора № 1 составит

$$Q_{p1} = 1000 - 170 = 830 \text{ ккал/ч}.$$

В помещении с установленным прибором № 2 полезную теплоотдачу труб определим по формуле

$$Q_{\text{пол.тр}} = Q_4\varphi + Q_5\varphi + Q_6\varphi + Q_2\varphi.$$

Подставляя, получим

$$Q_{\text{пол.тр}} = 375 \cdot 0{,}25 \cdot 3/4 + 200 \cdot 0{,}5 + 35 \cdot 1 + 30 \cdot 1 + 47 \cdot 0{,}75 \cdot 3/4 = 262 \text{ ккал/ч}.$$

Часть труб, каждая длиной по 3 м, участков 2 и 4 проложена в помещении, в котором установлен прибор № 2. В конечном итоге расчетная теплоотдача Q_{p2} нагревательного прибора № 2 будет равна

$$Q_{p2} = 1500 - 262 = 1238 \text{ ккал/ч}.$$

Выводы по расчету и устройству квартирных систем отопления. 1. Давления, обеспечивающие циркуляцию воды в системах квартирного отопления, как это видно из приведенного примера, существенно зависят от самых незначительных конструктивных изменений схем.

2. Увеличить располагаемое давление в системе можно применением в качестве нагревательных приборов радиаторов высотой 0,5 м с установкой их в два ряда друг над другом (на сцепке).

§ 17. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ДВУХТРУБНЫХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С НАСОСНОЙ ЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Принципиально расчет трубопроводов водяных насосных систем отопления не отличается от расчета систем с естественной циркуляцией. Однако ввиду большого конструктивного развития последних по сравнению с системами с естественной циркуляцией приемы и методы расчета насосных систем более разнообразны.

Пример. Рассчитать трубопроводы насосной водяной двухтрубной системы отопления с верхней разводкой методом удельных потерь давления на трение.

Решение. Выполним расчет главного (первого) циркуляционного кольца, за которое примем кольцо через нагревательный прибор № 1 (рис. IV.5) первого этажа стояка 1 как наиболее протяженное, характеризующееся наименьшим удельным располагаемым давлением.

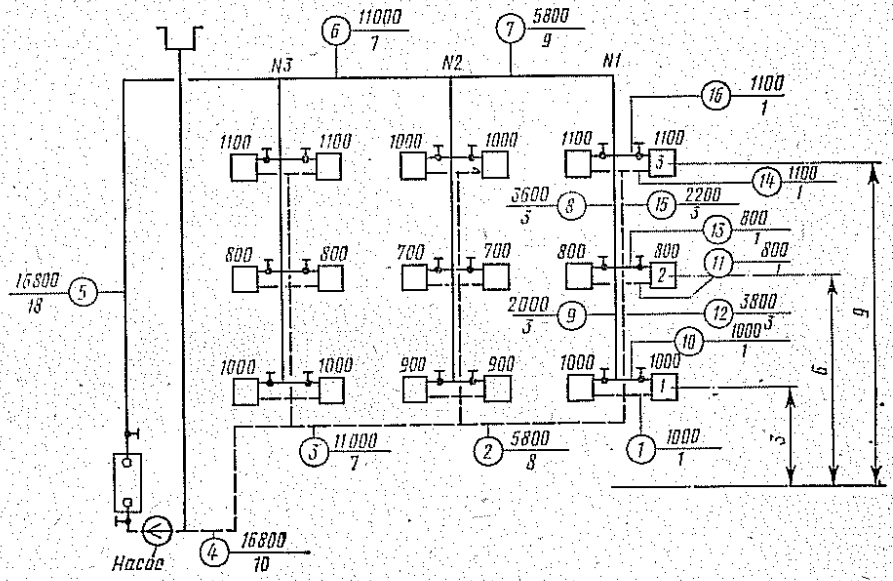


Рис. IV.5. Схема двухтрубной водяной системы отопления с верхней разводкой и насосной циркуляцией

Определим располагаемое давление, действующее в системе, для первого расчетного циркуляционного кольца:

$$p = p_{\text{эк}}\Sigma l + h(\gamma_0 - \gamma_r) + \Delta p,$$

где $p_{\text{эк}} = 5$ кг/м²·м; $\Sigma l = 67$ м (см. табл. IV.4), $h = 3$ м (см. рис. IV.5), $\gamma_{70} - \gamma_{95} = 15{,}89$ кг/м³; Δp — дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводах системы отопления с верхней разводкой. Значение Δp находим в прилож. 11.

Дополнительное давление при горизонтальном протяжении системы до 25 м для трехэтажного здания в кольце через стояк 1 при расстоянии его от главного стояка от 10 до 20 м и высоте нагревательного прибора над котлом до 15 м будет равно

$$\Delta p = 25 \cdot 0{,}4 = 10 \text{ кг/м}^2.$$

Коэффициент 0,4 введен потому, что система принята насосная. После подстановки известных величин получим

$$p = 5 \cdot 67 + 3 \cdot 15{,}89 + 10 = 392{,}67 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление относительно невелико, если предположить, что данную систему отопления намечено присоединить к тепловым сетям города.

Выполним расчет трубопроводов по предельным скоростям теплоносителя, однако с тем условием, чтобы фактические потери давления не превышали 1000—1200 кг/м². Примем для расчета кольца системы располагаемое давление

$$p = 1100 + 3 \cdot 15{,}89 + 10 = 1157 \text{ кг/м}^2.$$

Таблица IV.4

Расчет трубопроводов водяной двухтрубной системы отопления с верхней разводкой и насосной циркуляцией

№ участка	Q, ккал/ч	G, кг/ч	l, м	Предварительный расчет: d, мм	v, м/с	R, кг/м²·м	Rl, кг/м²	$\Sigma\zeta$	Z, кг/м²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Циркуляционное кольцо 1, проходящее через прибор 1-го этажа									
1	1 000	40	1	15	0,057	0,5	0,5	5,5	0,9
2	5 800	232	8	20	0,180	3,1	24,8	5,5	8,9
3	11 000	440	7	20	0,340	10,5	73,5	1	5,76
4	16 800	670	10	20	0,520	24	240	10,75	146
5	16 800	670	18	20	0,520	24	432	4,75	64
6	11 000	440	7	20	0,340	10,5	73,5	1	5,76
7	5 800	232	9	20	0,180	3,1	27,9	2,5	4,06
8	3 600	144	3	15	0,212	6,4	19,2	5	11,2
9	2 000	80	3	15	0,118	2,2	6,6	5	3,5
10	1 000	40	1	15	0,057	0,5	0,5	8	1,35
			67				898,5		251,43
Итого...									

По предварительному расчету $\Sigma(Rl+Z)=898,5+251,43=1149,93$ кг/м².
Потери давления не превышают располагаемого (1157 кг/м²).

Запас давления $\frac{1157-1149,93}{1157}\ 100=0,6\%$.

Циркуляционное кольцо 2, проходящее через прибор 2-го этажа

Располагаемое давление 67,02 кг/м²

11	800	32	1	15	0,045	0,34	0,34	5,5	0,56
12	3800	152	3	15	0,224	7,1	21,3	5	12,6
13	800	32	1	15	0,045	0,34	0,34	9,5	0,97
							21,98		14,13

По предварительному расчету $\Sigma(Rl+Z)=21,98+14,13=36,11$ кг/м².

Запас давления $\frac{67,02-36,11}{67,02}\ 100=47\%$.

Следовательно, необходима регулировка кольца краном на приборе 2 этажа.

Циркуляционное кольцо 3, проходящее через прибор 3-го этажа

Располагаемое давление 179,4 кг/м²

14	1100	44	1	15	0,063	0,6	0,6	5,5	1,09
15	2200	88	3	15	0,13	2,6	7,8	4	3,39
16	1100	44	1	15	0,063	0,6	0,6	9,5	1,9
							9,0		6,38

По предварительному расчету $\Sigma(Rl+Z)=9+6,33=15,38$ кг/м².

Запас давления $\frac{179,4-15,38}{179,4}\ 100=92,2\%$.

Следовательно, необходимо регулировать кольцо краном на подводке к прибору 3-го этажа.

Тогда

$$R_{ср}=\frac{1157\cdot 0,65}{67}=11,5\ \text{кг/м}^2\cdot\text{м}.$$

Результаты гидравлического расчета заносим в табл. IV.4. Расчет местных сопротивлений на участках 1—10 ведем аналогично предыдущему примеру.

Фактические потери давления составили 1149,93 кг/м² (см. табл. IV.4), что не больше 1157 кг/м². Расчет первого кольца на этом заканчиваем.

Далее переходим к расчету трубопроводов циркуляционного кольца через прибор № 2 (второго этажа) стояка 1. На рис. IV.4 видно, что в этом циркуляционном кольце участки 2—8 являются общими с кольцом, проходящим через прибор первого этажа. Поэтому рассчитать нужно только участки 11, 12, 13. Определим для этих новых участков располагаемое давление

$$p_{11,12,13}=p_2-\Sigma(Rl+Z)_{2-8};$$

$$p_2=1100+6\cdot 15,89+10=1205;$$

$$\Sigma(Rl+Z)_{2-8}=1137,98\ \text{(см. табл. IV.4)};$$

$$p_{11,12,13}=1205-1137,98=67,02.$$

Отсюда

$$R_{ср}=\frac{0,65\cdot 67,02}{5}=10,8\ \text{кг/м}^2\cdot\text{м}.$$

Данные расчета заносим в табл. IV.4.

Выпишем значения коэффициентов местного сопротивления на участках 11—13.

На участке 11 (d=15 мм): половина радиатора ζ=1; утка ζ=1,5; крестовина на поворот ζ=3; $\Sigma\zeta_{11}$=5,5;

на участке 12 (d=15 мм): крестовина на проход ζ=2; скоба ζ=3; $\Sigma\zeta_{12}$=5;

на участке 13 (d=15 мм): крестовина на поворот ζ=3; кран двойной регулировки ζ=4; утка ζ=1,5; половина радиатора ζ=1; $\Sigma\zeta_{13}$=9,5.

Из данных табл. IV.4 видно, что фактические потери давления на участках на 47% меньше располагаемого давления. Погасить избыточное давление можно только краном двойной регулировки на подводке к прибору.

Далее производим расчет трубопроводов циркуляционного кольца через прибор № 3 третьего этажа стояка 1. В этом кольце общими являются участки 2—7 и участок 12. Расчету подлежат участки 14, 15 и 16. Располагаемое давление будет равно

$$p_{14,15,16}=p_3-\Sigma(Rl+Z)_{2-7,\ 12};$$

$$p_{3-7}=1100+9\cdot 15,89+10=1253\ \text{кг/м}^2;$$

$$\Sigma(Rl+Z)_{2-7,\ 12}=1073,6\ \text{кг/м}^2;$$

$$p_{14,15,16}=1253-1073,6=179,4\ \text{кг/м}^2.$$

Тогда

$$R_{ср}=\frac{0,65\cdot 179,4}{5}=23,4\ \text{кг/м}^2\cdot\text{м}.$$

Результаты расчета, как говорилось выше, заносим в табл. IV.4. Далее выписываем значения коэффициентов местного сопротивления на участках 14—16:

на участке 14 (d=15 мм): половина радиатора ζ=1; утка ζ=1,5; тройник на противоток ζ=3; $\Sigma\zeta_{14}$=5,5;

на участке 15 (d=15 мм): скоба ζ=3; крестовина на проход ζ=2; $\Sigma\zeta_{15}$=5;

на участке 16 (d=15 мм): крестовина на поворот ζ=3; утка ζ=1,5; кран двойной регулировки ζ=4; половина радиатора ζ=1; $\Sigma\zeta_{16}$=9,5.

Из итоговых данных видно, что фактические потери давления на участках 14—16 на 92,2% меньше располагаемого давления. Погасить это избыточное давление можно установкой крана двойной регулировки.

Выводы по расчету трубопроводов двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и с насосной циркуляцией. 1. Практически удается рассчитать удовлетворительно (с отклонением от располагаемого давления 10%) только 1-е циркуляционное кольцо (через прибор первого этажа).

2. Эта система характеризуется невысокой гидравлической устойчивостью: циркуляционные кольца, проходящие через нагревательные приборы этажей выше первого, имеют избыточное располагаемое давление, превышающее норму (больше 10%).

3. Разница между располагаемым давлением и фактическими потерями в трубопроводах увеличивается одновременно с увеличением расстояния h (расстояние от центра генератора до середины нагревательного прибора), т. е. в кольце, проходящем через прибор верхнего этажа, эта разница давлений больше, чем в кольце через прибор нижнего.

Расчет трубопроводов двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и насосной циркуляцией. Схема такой системы показана на рис. IV.6. Котельная, питающая систему, является временной.

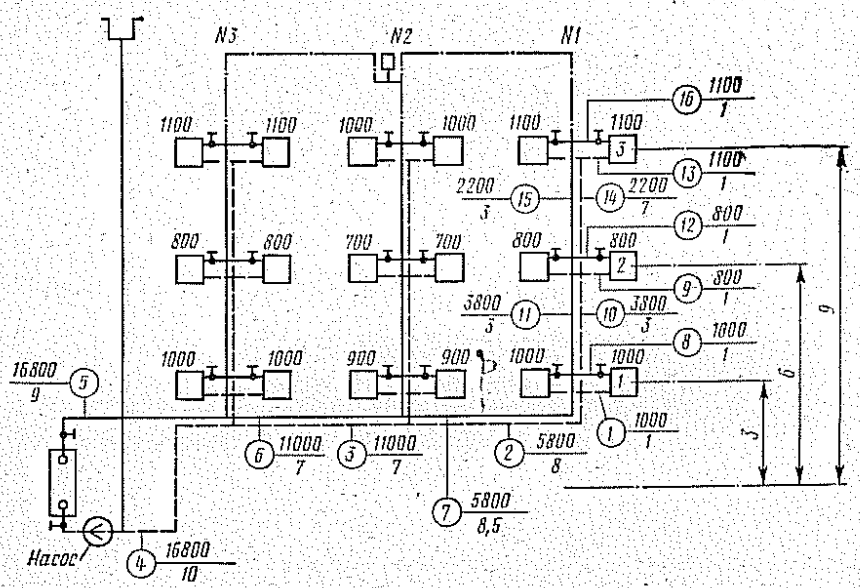


Рис. IV.6. Схема двухтрубной водяной системы отопления с нижней разводкой, с насосной циркуляцией

Расчет начинают с выбора 1-го расчетного циркуляционного кольца. В данной системе им является кольцо, проходящее через нагревательный прибор № 1 первого этажа и стояк 1. Для этого определяют располагаемое давление, действующее в системе для 1-го расчетного циркуляционного кольца, по формуле

$$p = p_{уд} \sum l + h(\gamma_0 - \gamma_г) \quad \text{(здесь } p_{уд} = p_{эк}\text{)}.$$

В данном случае $p_{уд}=5+10$ кг/м²·м; Σl — длина 1-го расчетного кольца, проходящего через стояк 1, равная 51,5 м (табл. IV.5); h — расстояние от середины генератора тепла; в данном случае до середины нагревательного прибора $h=3$ м.

В рассматриваемом примере $t_г=95°$ С; $t_0=70°$ С. Тогда

$$\gamma_0 - \gamma_г = \gamma_{70} - \gamma_{95} = 15{,}89 \text{ кг/м}^3.$$

После подстановки этих данных получим

$$p = 5 \cdot 51{,}5 + 3 \cdot 15{,}89 = 305{,}2 \text{ кг/м}^2.$$

Как видно, располагаемое давление относительно невелико, если учесть, что системы отопления, присоединенные к тепловым сетям ТЭЦ, могут иметь после узла управления, в котором установлен элеватор, располагаемое давление минимум 1000—1200 кг/м². Поэтому для рассматриваемого примера трубопровод систем отопления целесообразно рассчитать на давление 1000—1200 кг/м².

Относительно высокое располагаемое давление для циркуляционного кольца протяженностью 51,5 м позволяет вести расчет трубопровода по предельным скоростям.

Используя данные таблицы предельных скоростей движения теплоносителя и пользуясь таблицами для расчета трубопроводов, назначаем диаметры участков циркуляционного кольца.

Далее заполняют графы 5, 6, 7 и 8 табл. IV.5. В графах 9 и 10 проставляют гидравлические потери на местные сопротивления.

Суммарные гидравлические потери по всему кольцу составят 448,02 кг/м², что существенно меньше располагаемого давления (1000—1200 кг/м²). Изменяем диаметры на участках 4 и 5 с 15 на 20 мм. Окончательно получим гидравлические потери равными 900,82 кг/м². На этом расчет 1-го циркуляционного кольца через прибор первого этажа заканчиваем.

Переходим к расчету трубопроводов циркуляционного кольца через прибор второго этажа стояка 1. Определяем располагаемое давление в этом кольце

$$p = \Sigma (Rl + Z)_{1,8} + h_2 (\gamma_0 - \gamma_г),$$

где $\Sigma(Rl+Z)_{1,8}$ — гидравлические потери на участках 1 и 8.

На рис. IV.6. видно, что участки 1, 8, 10, 9, 12 и 11 составляют замкнутый контур. Тогда

$$p = (1{,}4 + 2{,}05) + 3 \cdot 15{,}89 = 51{,}12 \text{ кг/м}^2.$$

Отсюда

$$R_{ср} = \frac{0{,}65 \cdot 51{,}12}{8} = 4{,}18 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}.$$

Результаты подбора диаметров участков заносим в табл. IV.5. Значения коэффициентов местных сопротивлений на участках 9—12 приведены в этой таблице. h_2 — расстояние между серединами приборов (то же h_3 на с. 118).

По принятым диаметрам трубопроводов определяем гидравлические потери на участках 9—12. Ввиду значительного запаса давления (16,2 намного меньше 51,12) на участке 10 принимаем трубу $d=15$ мм вместо 20 мм. Несоответствие располагаемого давления фактическим потерям равно 15,8%. Избыток давления гасим краном двойной регулировки на подводке к прибору № 2 (участок 12).

Таблица IV.5

Расчет трубопроводов водяной двухтрубной системы отопления с нижней разводкой и насосной циркуляцией

№ участка	Q, ккал/ч	G, кг/ч	l, м	Предварительный расчет: d, мм	v, м/с	R, кг/м²·м	Rl, кг/м²	Σζ	Z, кг/м²	Окончательный расчет: d_1	v_1	R_1	$R_1 l$	$\Sigma\zeta_1$	Z_1	Разница: Δ(Rl)	ΔZ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Циркуляционное кольцо через прибор 1-го этажа стояка 1																	
1	1 000	40	1	15	0,057	0,5	0,5	5,5	0,9								
2	5 800	232	8	20	0,180	3,1	24,8	5,5	8,9								
3	11 000	440	7	20	0,34	10,5	73,5	1	5,76								
4	16 800	670	10	25	0,328	8,0	80,0	7,75	41,6	20	0,52	24	240	10,75	146	+160	+104,4
5	16 800	670	9	25	0,328	8,0	72,0	3,75	20,2	20	0,52	24	216	4,75	64,6	+144	+44,4
6	11 000	440	7	20	0,34	10,5	73,5	1	5,76								
7	5 800	232	8,5	20	0,18	3,1	26,35	7,5	12,2								
8	1 000	40	1 / 51,5	15	0,057	0,5	0,5 / 351,15	9,5	1,55 / 96,87								

По предварительному расчету $\Sigma(Rl+Z)=351,15+96,87=448,02$ кг/м².

Окончательно $\Sigma(Rl+Z)=448,02+304+148,8=900,82$ кг/м².

Циркуляционное кольцо через прибор 2-го этажа стояка 1

Располагаемое давление 51,12 кг/м².

9	800	32	1	15	0,045	0,34	0,34	5,5	0,56								
10	3 800	152	3	20	0,118	1,41	4,23	4	2,8	15	0,224	7,1	21,3	5	12	+17,07	+9,75

Продолжение

№ участка	Q, ккал/ч	G, кг/ч	l, м	Предварительный расчет: d, мм	v, м/с	R, кг/м²·м	Rl, кг/м²	Σζ	Z, кг/м²	Окончательный расчет: d_1	v_1	R_1	$R_1 l$	$\Sigma\zeta_1$	Z_1	Разница: Δ(Rl)	ΔZ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
11	3800	152	3	20	0,118	1,41	4,23	4	2,8								
12	500	32	1 / 8	15	0,045	0,34	0,34 / 9,14	9,5	0,95 / 7,06								

По предварительному расчету $\Sigma(Rl+Z)=9,14+7,06=16,20$ кг/м².

Окончательно $\Sigma(Rl+Z)=16,20+17,07+9,75=43,02$ кг/м².

Запас давления $\frac{51,12-43,02}{51,12}100=15,8\%$.

Циркуляционное кольцо через прибор 3-го этажа стояка 1

Располагаемое давление 57,91 кг/м²

13	1100	44	1	15	0,063	0,6	0,6	5,5	1,09								
14	2200	88	3	15	0,13	2,6	7,8	5	4,2								
15	2200	88	3	15	0,13	2,6	7,8	5	4,2								
16	1100	44	1	15	0,063	0,6	0,6 / 16,8	8	1,6 / 11,09								

Окончательно имеем $\Sigma(Rl+Z)=16,8+11,09=27,89$ кг/м².

Запас давления $\frac{57,91-27,89}{57,91}100=52\%$.

Далее выполним расчет трубопроводов циркуляционного кольца через прибор № 3 третьего этажа. Определяем располагаемое давление для этого кольца

$$p = \Sigma (Rl + Z)_{1,8} + (h_2 + h_3)(\gamma_0 - \gamma_г) - \Sigma (Rl + Z)_{10,11},$$

где $\Sigma (Rl+Z)_{10,\,11}$ — гидравлические потери на участках 10 и 11.

Из рис. IV.6 видно, что участки 1, 8, 10, 14, 13, 16, 15 и 11 составляют циркуляционное кольцо, в котором участки 9 и 12 включены параллельно. После подстановки известных величин находим p:

$$p = (1,4 + 2,05) + (3 + 3)\,15,89 - (33,85 + 7,03) = 57,91 \text{ кг/м}^2.$$

Тогда

$$p_{ср} = \frac{0,65 \cdot 57,91}{8} = 4,7 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}.$$

Аналогично предыдущему проведем расчет участков трубопроводов этого кольца. Результаты расчета заносим в табл. IV.5.

Выводы по расчету. Из примера расчета трубопровода двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и с насосной циркуляцией видно, что хотя циркуляционное кольцо через нагревательный прибор верхнего (третьего в примере) этажа длиннее протяженности колец через нагревательные приборы 2-го и 1-го этажей, расчет следует начинать с кольца через прибор 1-го этажа. Объясняется это наличием естественного давления ($p = h\Delta\gamma$) соответственно в кольцах через приборы верхних этажей.

Из расчета видно также, что этого естественного давления достаточно (с избытком) для обеспечения циркуляции в стояке.

При таком способе расчета трубопроводов системы отопления с нижней разводкой можно добиться наилучшего использования располагаемого естественного давления и повысить гидравлическую устойчивость системы.

Запас давления получился по расчету большой. Однако уменьшить его изменением диаметра труб не представляется возможным, так как трубы диаметром меньше 15 мм для водяного отопления не применяют. Следовательно, необходима регулировка давления на подводке к радиатору на 3-м этаже.

§ 18. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ОДНОТРУБНОЙ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Главным при проектировании однотрубных систем отопления является правильный расчет малых циркуляционных колец.

Основные типы малых циркуляционных колец схематически изображены на рис. IV.7. На рис. 7, *а, е* показаны схемы присоединения прибора (соответственно одно- и двусторонняя) в однотрубных вертикальных системах с осевыми замыкающими участками и регулировочные краны на подводках к каждому прибору.

На рис. IV.7, *б, ж* изображены схемы присоединения приборов (соответственно одно- и двусторонняя) к однотрубным системам со смещенными участками и регулировочные краны на подводках каждого нагревательного прибора.

Малые кольца с замыкающими участками и трехходовыми кранами изображены на рисунках IV.7, *в* и *з*. На рис. IV.7, *г* прибор присоединен к горизонтальной однотрубной системе с нижней разводкой. Регулировочный кран установлен на подающей подводке нагревательного прибора.

На рис. IV.7, *д* прибор присоединен аналогично к горизонтальной однотрубной системе, но с установкой трехходового крана.

В системах, изображенных на рис. IV.7, *а* и *б* и IV.7, *г*, общим является характер распределения потока воды в стояке. Одна часть этого потока поступает в нагревательные приборы, другая — по замыкающим участкам.

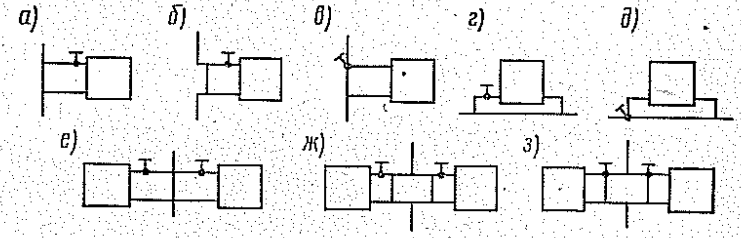


Рис. IV.7. Схемы присоединения нагревательных приборов к трубопроводам в однотрубных системах водяного отопления

В показанных на рис. IV.7, *в* и *д* системах вода при отключении прибора трехходовым краном проходит по замыкающему участку; при включении прибора вся вода проходит через него.

Расчет малых колец, показанных на рис. IV.7, *а, б* и *г*, затруднителен.

Как было показано выше, располагаемое давление $p_{з.у}$ для расчета замыкающего участка (рис. IV.7, *а, б, г, е, ж*) равно

$$p_{з.у} = p_{под} - h(\gamma_{пр} - \gamma_{з.у}).$$

В свою очередь, располагаемое давление для расчета подводок определяем из выражения

$$p_{под} = p_{з.у} + h(\gamma_{пр} - \gamma_{з.у}).$$

До начала расчета малых колец необходимо знать, какая часть потока идет по замыкающим участкам и какая поступает в нагревательные приборы, т. е. знать коэффициент затекания воды в нагревательные приборы α. Этот коэффициент зависит от соотношения гидравлических потерь в замыкающих участках $p_{з.у}$, подводках к нагревательным приборам $p_{под}$ и естественного давления $h(\gamma_{пр} - \gamma_{з.у})$, т. е.

$$\alpha = f(p_{з.у};\ p_{под};\ h\Delta\gamma).$$

Вследствие сложности решения задачи аналитическим путем для определения α пользуются данными экспериментальных иссле-

дований, выполненных для конкретных значений диаметров труб замыкающих участков и подводок (рис. IV.8, *а*) или графиками, составленными на основании теоретических подсчетов для различных соотношений гидравлических потерь в трубах малых циркуляционных колец (рис. IV.8, *б*).

Недостаток этих данных состоит в том, что они не являются универсальными. Тем не менее они позволяют сделать следующие выводы:

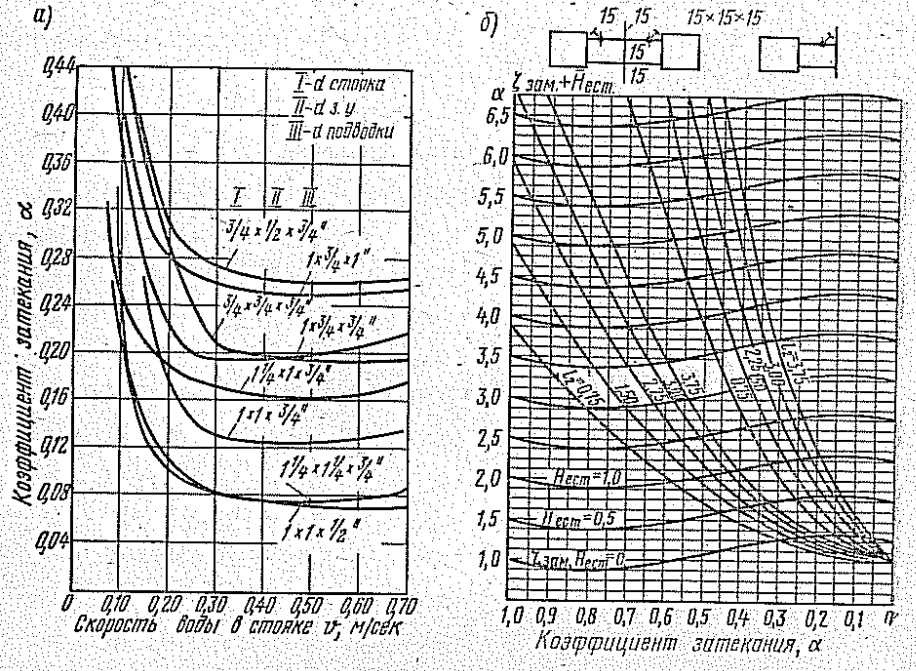


Рис. IV.8. Определение коэффициента затекания воды α в нагревательные приборы:

а — экспериментальные значения коэффициента затекания α в стояках с двусторонним присоединением нагревательных приборов; *б* — графики на основании теоретических расчетов для определения коэффициентов (по П. Н. Каменеву)

при одностороннем присоединении нагревательных приборов коэффициент затекания меньше, чем при двустороннем (что не рассматривается как положительное явление);

в однотрубных системах со смещенными замыкающими участками коэффициент затекания больше, чем в однотрубных системах с осевыми замыкающими участками;

для повышения гидравлической устойчивости малых колец целесообразно всемерно снижать долю естественного давления $h\Delta\gamma$ путем повышения гидравлического сопротивления замыкающего участка.

Расчет малых колец, показанных на рис. IV.7, *в*, *д*, *з*, производится следующим образом. Гидравлические потери в системе определяют на случай полного отключения замыкающих участков, т. е. на случай пропуска всего объема воды через подводки к нагревательным приборам (систему рассчитывают по существу как проточную).

Методика расчета малых циркуляционных колец с осевыми замыкающими участками. В общем случае при расчете схемы малого кольца определить коэффициент затекания воды в прибор можно в последовательности, указанной ниже.

1. Для расчетного кольца следует определить температуру воды по стояку, выявить располагаемое давление в кольце и удельную потерю на трение $R_{ср}$.

2. Нужно задаться значением α_1 в пределах 0,15—0,5.

3. По $R_{ср}$ (или допустимым скоростям) подобрать диаметр замыкающего участка и определить $p_{з.у}$.

4. Определить температуру в обратной подводке нагревательного прибора.

5. Найти располагаемое давление для расчета подводок p_1.

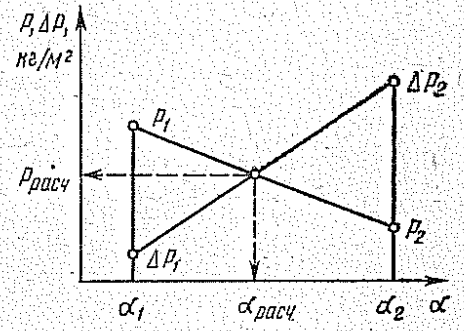


Рис. IV.9. Графо-аналитическое определение коэффициента затекания α в малом циркуляционном кольце однотрубных систем водяного отопления

6. Подобрать диаметр подводок и определить гидравлические потери в подводках Δp_1.

7. При большом неравенстве p_1 и Δp_1 следует задаться новым значением α_2, существенно отличающимся от α_1, и повторить расчет (пп. 3, 4, 5, 6).

8. Построить график, аналогичный рис. IV.9.

Перпендикуляр из точки пересечения прямых одной $p\,(p=p_{з.у}+h\Delta\gamma)$ и второй $\Delta p=\Sigma(Rl+Z)_{под}$ на ось абсцисс укажет значение α, расчет по которому малого кольца дает хорошие результаты с достаточной для практики точностью.

Гидравлический расчет трубопроводов однотрубной системы водяного отопления с насосной циркуляцией. За первое расчетное кольцо в однотрубной системе отопления с замыкающими участками примем циркуляционное кольцо, проходящее через стояк, наиболее удаленный от главного стояка системы.

На практике распространен способ расчета циркуляционных колец через замыкающие участки стояков, а не через подводки к нагревательным приборам. Преимущество этого метода состоит в том, что он позволяет определить температуру теплоносителя во всех участках стояка, не учитывая температуры воды в обратных подводках к нагревательным приборам. Это упрощает расчет располагаемого давления в циркуляционном кольце.

Вначале определяют температуру теплоносителя воды на участках стояка и располагаемое давление для расчета циркуляционного кольца.

Затем определяют удельную потерю давления на преодоление сил трения.

Ориентируясь по $R_{ср}$, находят диаметры участков рассчитываемого стояка.

В соответствии с диаметром стояка назначают ориентировочно диаметры труб в замыкающих участках и диаметры подводок к нагревательным приборам.

Далее ведут расчет малых циркуляционных колец, предварительно задавшись величиной α — коэффициентом затекания теплоносителя в нагревательный прибор.

Рассчитать малые кольца нужно так, чтобы запас давления при расчете подводок к нагревательным приборам был минимальным (лучше, если этот запас отсутствует совсем). Выполнить это требование можно путем изменения диаметра труб малого кольца при сохранении принятого предварительно значения α или соответствующим подбором α (при неизменных диаметрах труб малого кольца).

Только после того как будет выполнен гидравлический расчет участков малого циркуляционного кольца, следует приступить к расчету всего циркуляционного кольца системы. Объясняется это следующими соображениями.

Как известно, коэффициент затекания теплоносителя в нагревательные приборы α в основном зависит от соотношения гидравлических потерь в замыкающих участках и подводках к нагревательным приборам и естественного давления в результате остывания воды в малом кольце. Зависимость эта в итоге будет определяться скоростями движения воды или диаметрами труб замыкающих участков и подводок к нагревательным приборам.

Практически ввиду сложности решения задачи аналитическим путем для определения α пользуются данными экспериментальных исследований, выполненных для конкретных значений диаметров труб замыкающих участков и подводок. Используют также графики, составленные на основании теоретических подсчетов для различных соотношений гидравлических потерь в трубах малых циркуляционных колец, поэтому рекомендуется следующий порядок расчета малых колец. По кривым экспериментальных данных, теоретическим графикам или предположительно принимают величину α.

По α ведут гидравлический расчет труб малого кольца; определяют температуру воды в обратных подводках к нагревательным приборам, что необходимо для выявления давления в малых циркуляционных кольцах, а в дальнейшем для расчета поверхности нагрева отопительных приборов.

Если в итоге расчета расхождение в равенствах

$$\Delta p = (Rl + Z)_{под} \text{ и } p_{под} = p_{з.у} + h(\gamma_{пр} - \gamma_{з.у})$$

будет более 10%, следует задаться другими диаметрами труб или другими α, в зависимости от величины несоответствия упомянутого равенства, и вести подбор до тех пор, пока равенство не будет достигнуто.

После окончательного определения α производят гидравлический расчет всех участков трубопровода циркуляционного кольца.

Пример. Рассчитать трубопроводы однотрубной системы отопления с замыкающими участками. Система отопления (рис. IV.10) присоединена к наружной тепловой сети. Располагаемое давление после элеватора, установленного в узле управления системой, равно 1000 кг/м². Температура воды в подающей магистрали после элеватора $t_г = 95°$ С, температура обратной воды $t_о = 70°$ С.

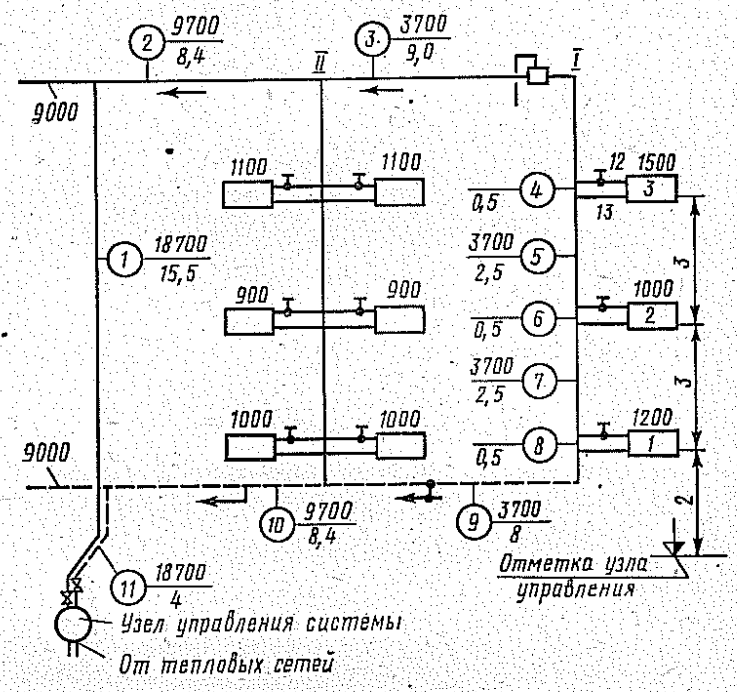


Рис. IV.10. Схема однотрубной системы водяного отопления с насосной циркуляцией

Решение. 1. Первое расчетное циркуляционное кольцо принимаем проходящим через стояк 1, наиболее удаленный от главного стояка.

2. Определяем температуру воды на участках стояка 1. Температуру смешанной воды после нагревательных приборов находим по формуле (III.26):

$$t_5 = 95 - \frac{(95-70)\,1500}{1500+1000+1200} = 84{,}9° \text{ С};$$

$$t_7 = 95 - \frac{(95-70)\,(1500+1000)}{3700} = 78{,}81° \text{ С};$$

$$t_9 = 95 - \frac{(95-70)\,(1500+1000+1200)}{3700} = 70{,}0° \text{ С}.$$

Таблица IV.6

Расчет трубопроводов водяной однотрубной системы отопления с осевыми замыкающими участками с насосной циркуляцией

№ участка	Данные расчета									Изменения в расчете					Разница	
	Q, ккал/ч	G, кг/ч	l, м	d, мм	v, м/с	R, кг/м²××м	Rl, кг/м²	$\Sigma\zeta$	Z, кг/м²	G_1	d_1	v_1	R_1	$R_1 l$	$\Sigma\zeta_1$	Z_1	$\Delta(Rl)$	ΔZ
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Циркуляционное кольцо, проходящее через стояк 1																			
1	18 700	748	15,5	25	0,369	10	155	2,5	17										
2	9 700	388	8,4	20	0,302	8,5	71,5	1,5	6,85										
3	3 700	148	9	15	0,215	6,5	58,5	2,5	5,8										
4	—	89	0,5	15	0,13	2,6	1,3	2	1,69	86	15	0,127	2,5	1,25	2	1,61	—	—	
5	3 700	148	2,5	15	0,215	6,5	16,2	—	1,69	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
6	—	89	0,5	15	0,13	2,6	1,3	2	1,69	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
7	3 700	148	2,5	15	0,215	6,5	16,2	—	1,69	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
8	—	89	0,5	15	0,13	2,6	1,3	2	5,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
9	3 700	148	8	15	0,215	6,5	52	2,5	13,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
10	9 700	388	8,4	20	0,302	8,5	71,5	3	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
11	18 700	748	4	25	0,369	10	40	2,5	71,22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
			59,8				484,8												

$\Sigma(Rl+Z)=484,8+71,22=556,02$ кг/м².

Запас давления $\frac{1080-556,02}{1080}\cdot 100=47,7\%$.

Подводки к прибору 3-го этажа от стояка 1

12	—	59	1	15	0,087	1	1	6,5	2,46	62	15	0,091	1,16	1,16	6,5	2,7	—	—	
13	—	59	1	15	0,087	1	$\frac{1}{2}$	2,5	$\frac{0,94}{3,4}$	62	15	0,091	1,16	$\frac{1,16}{2,32}$	2,5	$\frac{1,03}{3,73}$	—	—	

$\Sigma(Rl+Z)=2+3,4=5,4$ кг/м². $\Sigma(R_1 l+Z_1)=2,32+3,73=6,05$ кг/м².

3. Далее определяем располагаемое естественное давление в циркуляционном кольце через стояк 1 без учета охлаждения воды в трубопроводах по формуле (II.8):

$$p_1 = 3\cdot 968{,}71 + 3\cdot 972{,}57 + 2\cdot 977{,}81 - (3+3+2)\,961{,}92 = 75 \text{ кг/м}^2.$$

Дополнительное давление от охлаждения воды в трубопроводах для трехэтажного здания при горизонтальном протяжении системы до 25 м и расстоянии от главного стояка до рассчитываемого в пределах 10—20 м будет составлять

$$\Delta p = 25\cdot 0{,}5\cdot 0{,}4 = 5 \text{ кг/м}^2$$

(здесь 0,5 — коэффициент, принимаемый для однотрубных систем; 0,4 — для систем с насосной циркуляцией).

Полная величина располагаемого давления составит:

$$p = p_{\text{нас}} + p_1 + \Delta p = 1000 + 75 + 5 = 1080 \text{ кг/м}^2.$$

4. Вычислим удельную потерю давления на трение

$$R_{\text{ср}} = 1080\cdot 0{,}6 : 59{,}8 = 10{,}9 \text{ кг/м}^2\cdot\text{м},$$

где 59,8 — суммарная длина участков, входящих в циркуляционное кольцо через стояк 1; 0,6 — доля потерь давления на трение в однотрубных системах отопления (60%); соответственно доля потерь давления на местные сопротивления составит 0,4.

5. По $R_{\text{ср}}$ находим диаметры трубопроводов стояка, замыкающих участков и подводок к нагревательным приборам и заполняем в расчетной табл. IV.6 графы 1, 2, 3, 4, 5 и все графы для замыкающих участков.

6. Ведем расчет трубопроводов малого циркуляционного кольца прибора 3-го этажа. Задаемся $\alpha=0{,}4$. Тогда расходы воды на участках этого кольца составят:

$$G_{\text{ст}} = 3700 : 25 = 148;$$

$$G_{\text{пр}} = \alpha G_{\text{ст}} = 0{,}4\cdot 148 = 59 \text{ кг/ч}.$$

Расход воды по замыкающему участку будет равен

$$G_{\text{з.у}} = 148 - 59 = 89 \text{ кг/ч}.$$

7. Определяем коэффициенты местных сопротивлений на участках малого кольца прибора 3-го этажа.

На участке 4: два тройника на проход $\zeta=1\cdot 2=2$; $\Sigma\zeta_4=2$.

На участке 12: тройник на повороте при $d=15$ мм $\zeta=1{,}5$; кран двойной регулировки $\zeta=4$; половина нагревательного прибора $\zeta=2:2=1$; $\Sigma\zeta_{12}=6{,}5$.

Примечание. Уток на подводках нет, так как нагревательные приборы установлены в нишах малой глубины.

На участке 13: половина нагревательного прибора $\zeta=2:2=1$; тройник на повороте $\zeta=1{,}5$; $\Sigma\zeta_{13}=2{,}5$.

Далее определяем гидравлические потери в подводках к нагревательному прибору третьего этажа и записываем их в расчетную таблицу IV.6.

Фактические гидравлические потери подводок составят

$$\Delta p_1 = \Sigma(Rl+Z) = 2 + 3{,}4 = 5{,}4 \text{ кг/м}^2.$$

8. Найдем величину располагаемого давления в малом циркуляционном кольце, для чего определим температуру воды в обратной подводке к нагревательному прибору. Это необходимо, кроме того, и для определения поверхности нагрева отопительного прибора.

Если считать, что в нагревательный прибор при принятом $\alpha=0{,}4$ затекает 59 кг/ч воды, то остывание воды в приборе составит

$$\Delta t = \frac{Q_3}{G_3} = \frac{1500}{59} = 25{,}4^\circ\text{ С}.$$

Тогда температура воды в обратной подводке прибора 3-го этажа

$$t_o = 95 - 25{,}4 = 69{,}6^\circ\ \text{С}.$$

9. Определим располагаемое давление в малом кольце прибора 3-го этажа для расчета подводок.

Значение $p_{з.у}$ берем из расчетной таблицы (участок 4):

$$p_{под} = (1{,}3 + 1{,}69) + 0{,}5\left(\frac{\gamma_{95} + \gamma_{69{,}6}}{2} - \gamma_{з.у}\right) =$$

$$= 2{,}99 + 0{,}5\left(\frac{961{,}92 + 978{,}04}{2} - 961{,}92\right) = 7{,}03\ \text{кг/м}^2.$$

10. Сопоставим теперь фактическое (см. графы 8 и 10 расчетной таблицы) и располагаемое давление в малом циркуляционном кольце прибора 3-го этажа:

$$\Delta p_1 = 5{,}4\ \text{кг/м}^2;\ p_{под} = 7{,}03\ \text{кг/м}^2.$$

Невязка составит

$$\frac{7{,}03 - 5{,}4}{7{,}03} \cdot 100 = 22{,}4\%.$$

Ввиду большого несоответствия фактического и располагаемого давления расчет малого циркуляционного кольца не может считаться законченным. Можно изменить диаметры подводок или коэффициент затекания воды. Пойдем по второму пути. Найдя коэффициент затекания равным $\alpha = 0{,}42$, выполним вновь гидравлический расчет труб малого кольца:

$$G_{пр} = 0{,}42 \cdot 148 = 62\ \text{кг/ч};$$

$$G_{з.у} = 148 - 62 = 86\ \text{кг/ч}$$

и результаты занесем в графы 11—17 табл. IV.6. Определим потери давления в подводках:

$$\Delta p_2 = 2{,}32 + 3{,}73 = 6{,}05\ \text{кг/м}^2.$$

Найдем величину располагаемого давления в малом циркуляционном кольце при $\alpha = 0{,}42$:

$$\Delta t_3 = \frac{1500}{62} = 24{,}2^\circ\ \text{С};\ t_o = 95 - 24{,}2 = 70{,}8^\circ\ \text{С};$$

$$p_{под} = (1{,}25 + 1{,}61) + 0{,}5\left(\frac{\gamma_{95} + \gamma_{70{,}8}}{2} - \gamma_{95}\right) =$$

$$= 2{,}86 + 0{,}5\left(\frac{961{,}92 + 977{,}35}{2} - 961{,}92\right) = 6{,}71\ \text{кг/м}^2.$$

Невязка составляет

$$\frac{6{,}71 - 6{,}05}{6{,}71} 100 = 9{,}7\%,$$

что следует считать удовлетворительным.

Аналогично рассчитывают малые кольца нагревательных приборов 2-го и 1-го этажа.

11. После окончательного выявления нагрузок в замыкающем участке малых колец можно перейти к расчету остальных участков циркуляционного кольца через стояк 1 (данные расчета внесены в табл. IV.6).

На участках 5, 7 местных сопротивлений нет. Сопротивления тройника на проход относятся к участкам с меньшей нагрузкой, т. е. в данном случае сопротивления тройников на проход отнесены соответственно к участкам 4, 6, 8.

Суммарная потеря давления в циркуляционном кольце составляет 556,02 кг/м², а запас давления согласно табл. IV.6 равен 47,7%.

Избежать избыточного запаса давления в данном случае невозможно, так как при уменьшении диаметров сопротивление в сети повышается настолько, что располагаемого давления будет явно недостаточно для преодоления гидравлических сопротивлений. Кроме того, вследствие уменьшения диаметров на участках 1, 2, 10, 11 увеличиваются скорости выше предельно допустимых значений, указанных в табл. 10 СНиП II-Г.7—62.

Поэтому рекомендуется элеватор в узле управления рассчитывать на давление 600 кг/м² или применить регулирование давления задвижкой на вводе системы.

§ 19. СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ С ПОПУТНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Подающие и обратные магистрали в водяных системах отопления устраивают по схемам тупиковой сети (рис. IV.11, *а*) и с попутным движением воды (рис. IV.11, *б*). Все рассмотренные ранее системы были системами с тупиковыми разводящими магистралями.

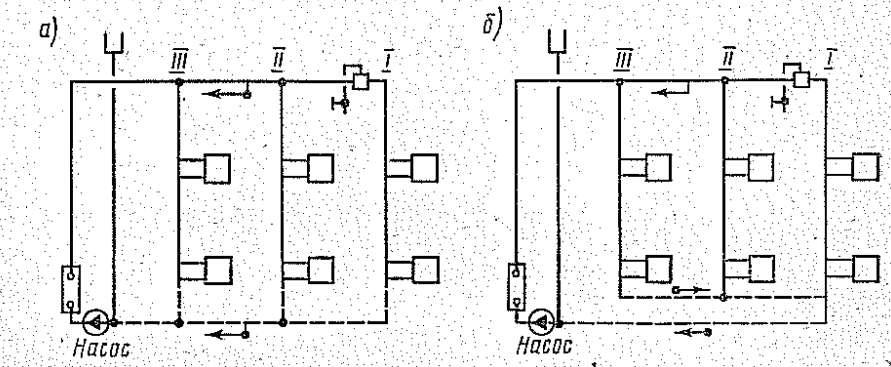


Рис. IV.11. Системы отопления тупиковая и с попутным движением теплоносителя-воды в магистральных трубах:

а — схема с тупиковой разводкой магистралей; *б* — схема с попутным движением воды. Стрелками указан уклон труб

В нормах СНиП II-Г.7—62 указано, что в тупиковых водяных системах отопления потери давления в циркуляционных кольцах не должны отличаться друг от друга более чем на 25%. Одним из способов удовлетворения указанному требованию является устройство системы с попутным движением теплоносителя (рис. IV.11, *б*). Рассмотрим эту систему.

В конструктивном отношении системы с попутным движением характеризуются очень важным свойством: длина расчетных колец через любой стояк (или любой нагревательный прибор данного стояка) практически одинакова, т. е. удельные располагаемые давления на 1 м в кольцах этой системы тоже одинаковы.

Вместе с тем, как будет показано ниже, расход теплоносителя по соответствующим участкам циркуляционных колец, а следовательно, и суммарная нагрузка в кольцах при этом будут неодинаковыми. Это обстоятельство существенно усложняет расчет. Возникает необходимость в тщательном расчете всех колец (через каждый из стояков) и, кроме того, требуется проверять расчет трубопроводов на возможность обратной циркуляции теплоносителя через отдельные стояки системы.

Выявим расходы воды в участках циркуляционных колец систем *а*, *б* и *в* с попутным движением ее при неодинаковом количестве стояков.

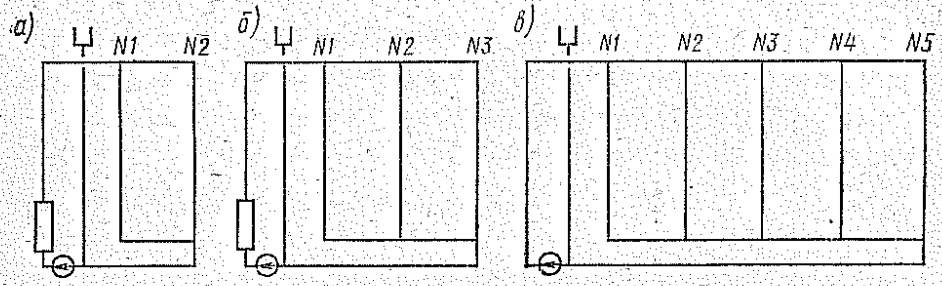


Рис. IV.12. Системы отопления с попутным движением теплоносителя:
а — с двумя стояками; *б* — с тремя; *в* — с пятью стояками

Рассмотрим три схемы: *а* — с двумя стояками (рис. IV.12, *а*), *б* — с тремя стояками (рис. IV.12, *б*) и *в* — с пятью стояками (рис. IV.12, *в*).

Для удобства анализа расход теплоносителя в кг/ч по каждому стояку примем равным $G=1$ кг/ч.

Схема *а*. Суммарная нагрузка в циркуляционных кольцах через стояки *1* и *2* составит:

$$\sum G_1=2+1+2=5;$$

$$\sum G_2=2+1+2=5.$$

Легко видно, что в системе с двумя стояками суммарная нагрузка в стояках одинакова.

Схема *б*. Суммарная нагрузка — расход теплоносителя через стояки 1, 2 и 3 — будет равна:

$$\sum G_1=3+1+2+3=9;$$

$$\sum G_2=3+2+1+2+3=11;$$

$$\sum G_3=3+2+1+3=9.$$

Из расчета видно, что в стояках суммарная нагрузка неодинакова, коэффициент неравномерности расхода η будет равен

$$\eta=11:9=1{,}23.$$

Схема *в*. Суммарная нагрузка — расход теплоносителя через стояки 1, 2, 3, 4 и 5 — составит:

$$\sum G_1=5+1+2+3+4+5=20;$$

$$\sum G_2=5+4+1+2+3+4+5=24;$$

$$\sum G_3=5+4+3+1+3+4+5=25;$$

$$\sum G_4=5+4+3+2+1+4+5=24;$$

$$\sum G_5=5+4+3+2+1+5=20.$$

Коэффициенты неравномерности расхода — отношение суммарного расхода в кольце через средний стояк к расходу в кольцах через любой другой в данной схеме (с пятью стояками и более) будут неодинаковыми. При этом максимальным будет отношение суммарного расхода через средний стояк к расходам через первый или последний стояки.

В данной схеме с пятью стояками максимальный коэффициент неравномерности составит

$$\eta_{макс}=25:20=1{,}25.$$

Из приведенных примеров видно, что количество теплоносителя, перемещаемого по трубопроводам в отдельных циркуляционных кольцах, неодинаково. При этом суммарные расходы в кольцах через первый и последний стояки одинаковы; соответственно одинаковы расходы теплоносителя через второй и предпоследний стояки и т. п. Наиболее нагруженным циркуляционным кольцом является кольцо через средний стояк.

Продолжая аналогичные расчеты, составим приведенную ниже таблицу максимальных значений коэффициентов неравномерности нагрузок $\eta_{макс}$ в зависимости от количества стояков в системе.

Количество стояков в системе n	$\eta_{макс}=f(n)$	Количество стояков в системе n	$\eta_{макс}=f(n)$
2	1		
3	1,23	9	1,32
5	1,25	11	1,34
7	1,28	21	1,44

Для системы с количеством стояков более двух можно считать практически достоверной следующую формулу:

$$\eta_{макс}=1{,}2+a(n-2),$$

где $a=0{,}01$—$0{,}012$.

Анализ гидравлической характеристики системы с попутным движением воды позволяет сделать следующие выводы:

1. В гидравлическом отношении система с попутным движением воды является сложной: возможна обратная циркуляция воды

в системе. При одинаковой длине циркуляционных колец и одинаковой нагрузке стояков суммарная нагрузка (расход) циркулирующей воды в кольцах неодинакова, причем разнобой суммарной нагрузки возрастает с увеличением числа стояков в системе.

2. Расчет трубопроводов через средний стояк (как правило, при максимально нагруженном кольце) не устраняет необходимости проверки системы на возможность обратной циркуляции воды.

3. Гидравлически более устойчивы системы с попутным движением воды (опасность возникновения обратной циркуляции) при нагруженных стояках, т. е. относительно высоком гидравлическом сопротивлении стояков.

4. Расход металла на трубопроводы систем с попутным движением воды больше, чем в тупиковых. Объясняется это тем, что в системах с попутным движением удельное располагаемое давление практически одинаково во всех кольцах, имеющих одинаковую наибольшую протяженность, тогда как в тупиковой системе * циркуляционные кольца неодинаковой протяженности и поэтому удельное располагаемое давление в среднем во всех кольцах больше, чем в системе с попутным движением, и, следовательно, меньше диаметры труб и их вес.

5. Систему с попутным движением воды следует применять только в тех случаях, когда невозможно применить тупиковую из-за сложности увязки располагаемых и фактических потерь давления в ее циркуляционных кольцах или невозможности модернизации системы.

Неувязка давлений при расчете циркуляционных колец системы с попутным движением должна быть предельно мала (по нормам до 15%).

Пример. Рассчитать трубопроводы однотрубной проточной насосной водяной системы отопления с верхней разводкой с попутным движением теплоносителя (рис. IV.13).

Методика расчета. 1. Вначале следует рассчитать два циркуляционных кольца через крайние стояки: наиболее удаленный и первый, ближайший к главному стояку.

2. Определить действующие давления в точках присоединения стояков к магистральным подающим и обратным трубопроводам.

3. Выявить располагаемые давления для расчета трубопроводов стояков (и подводок к приборам) аналитическим или графическим методами. При этом станет ясно, возможна ли обратная циркуляция теплоносителя.

Решение. 1. Расчет начинаем с крайних стояков — наиболее удаленного и первого.

2. Определяем действующее располагаемое давление в точках ответвления стояков от подающей и обратной магистралей.

Имея в виду, что в дальнейшем система будет присоединена к тепловой сети города, примем давление на вводе (ответвлении от тепловой сети после элеватора) равным 1000 кг/м².

Естественное давление и дополнительное давление от охлаждения воды в трубах в данном примере не учитываем для упрощения изложения методики расчета системы.

---

* В такой системе за первое расчетное циркуляционное кольцо, как правило, принимают кольцо наибольшей протяженности, т. е. проходящее через наиболее удаленный стояк.

Определим удельное располагаемое давление $R_{ср}$ на 1 м циркуляционного кольца через стояк 7

$$R_{ср} = \frac{1000 \cdot 0{,}65}{127 \cdot 5} = 5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м},$$

где 0,65 — предполагаемая доля потери давления на трение.

Такое же $R_{ср}$ будет в циркуляционном кольце через стояк 1.

Найденные значения местных сопротивлений в участках рассчитываемых циркуляционных колец запишем в табл. IV.7. После этого определим невязку потерь давления в циркуляционных кольцах через стояки 7 и 1:

$$\frac{271{,}8 - 265{,}35}{265{,}35} 100 = 3{,}45\%.$$

Эта невязка находится в допустимых пределах (±15% для систем с попутным движением воды по СНиП II-А.7—62).

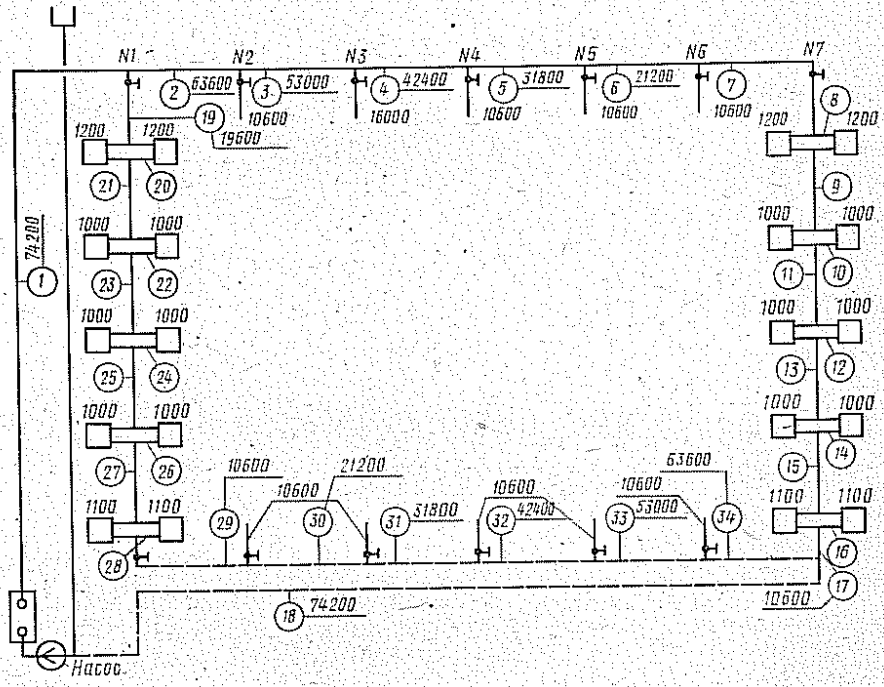


Рис. IV.13. Схема системы водяного отопления с попутным движением теплоносителя

Далее определим аналитически располагаемые давления для расчета стояков. Для этого найдем фактические величины давлений в точках присоединения стояка к подающим и обратным магистралям.

Давления в точках присоединения стояков к подающим магистралям в кг/м² будут равны

$$p_{под\,1} = 422 - \Sigma (Rl + Z)_1 = 422 - 111{,}4 = 310{,}6;$$

$$p_{под\,2} = 422 - \Sigma (Rl + Z)_{1,2} = 422 - 134{,}6 = 287{,}4;$$

$$p_{под\,3} = 422 - \Sigma (Rl + Z)_{1,2,3} = 422 - 151{,}4 = 270{,}6;$$

$p_{под\,4} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,2,3,4} = 422 - 187,9 = 234,1;$

$p_{под\,5} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,2,3,4,5} = 422 - 208,3 = 213,7;$

$p_{под\,6} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,2,3,4,5,6} = 422 - 228 = 194;$

$p_{под\,7} = 194$ кг/м³, как и в стояке 6 (см. рис. IV.13).

Таблица IV.7

Расчет трубопроводов системы водяного отопления с попутным движением воды

№ участка	Q	G	l	d	v	R	Rl	$\Sigma\zeta$	Z	$Rl+Z$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Циркуляционное кольцо, проходящее через стояк 7										
1	74 200	2950	23	50	0,376	4	92	2,75	19,4
2	63 600	2550	6	50	0,323	3	18	1	5,2
3	5 300	2120	6	50	0,27	2,2	13,2	1	3,6
4	42 400	1700	6	40	0,36	5	30	1	6,5
5	31 800	1275	6	40	0,27	2,8	16,8	1	3,6
6	21 200	848	6	32	0,24	2,8	16,8	1	2,9
7	10 600	424	8,5	25	0,208	3,4	28,9	4,5	9,8
8	—	212	2	20	0,164	2,6	5,2	6,5	8,8
9	—	424	2,5	25	0,208	3,4	8,5	—	—
10	—	212	2	20	0,164	2,6	5,2	6,5	8,8
11	—	424	2,5	25	0,208	3,4	8,5	—	—
12	—	212	2	20	0,164	2,6	5,2	6,5	8,8
13	—	424	2,5	25	0,208	3,4	8,5	—	—
14	—	212	2	20	0,164	2,6	5,2	6,5	8,8
15	—	424	2,5	25	0,208	3,4	8,5	—	—
16	—	212	2	20	0,164	2,6	5,2	6,5	8,8
17	—	424	1	25	0,208	3,4	3,4	3	6,5
18	74 200	2950	45	50	0,376	4	180	5,25	37,0
			127,5				283,35		138,5

$\Sigma(Rl+Z)_{1-18} = 283,35 + 138,5 = 421,85$ кг/м² ≈ 422 кг/м².

$\Sigma(Rl+Z)_{2-17} = 265,35$ кг/м².

Циркуляционное кольцо, проходящее через стояк 1

Располагаемое давление $p = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1-18} = 422 - (111,4 + 42,25) = 265,35$ кг/м².

19	10 600	2950	2,5	25	0,208	3,4	8,5	3,5	7,6
20—28	То же, что на участках 8—16 $\Sigma Rl = 60,0$ $\Sigma Z = 44,0$								
29	10 600	424	7	25	0,208	3,4	23,8	4	8,7
30	21 200	848	6	32	0,24	2,8	16,8	1	2,9
31	31 800	1275	6	40	0,27	2,8	16,8	1	3,6
32	42 400	1700	6	40	0,36	5	30,0	1	6,5
33	53 000	2120	6	50	0,27	2,2	13,2	1	3,6
34	63 600	2550	6	50	0,323	3	18	1,5	7,8
							187,1		84,7

$\Sigma(Rl+Z) = 187,1 + 84,7 = 271,8$ кг/м².

Примечание. Ввиду того, что предварительный расчет удовлетворяет требованиям, необходимость в окончательном расчете (графы 11—18 в табл. IV.6) отпадает.

Определим давления в кг/м² далее в точках присоединения стояков к обратной магистрали:

$p_{обр\,1} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,19-29} = 422 - 274 = 148;$

$p_{обр\,2} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,19-29} = 422 - 274 = 148;$

$p_{обр\,3} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,19-29,30} = 422 - 293,7 = 127,3;$

$p_{обр\,4} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,19-29,30,31} = 422 - 314,1 = 107,7;$

$p_{обр\,5} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,19-29,30,31,32} = 422 - 350,6 = 71,4;$

$p_{обр\,6} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,19-29,30-33} = 422 - 367,4 = 54,6;$

$p_{обр\,7} = 422 - \Sigma(Rl + Z)_{1,19-29,30-34} = 422 - 393,2 = 28,8.$

В заключение расчета определим располагаемое (фактическое) давление в кг/м², необходимое для циркуляции воды по стоякам:

$\Delta p_2 = p_{под\,2} - p_{обр\,2(1)} = 287,4 - 148 = 139,4;$

$\Delta p_3 = p_{под\,3} - p_{обр\,3} = 270,6 - 127,3 = 143,3;$

$\Delta p_4 = p_{под\,4} - p_{обр\,4} = 234,1 - 107,9 = 126,2;$

$\Delta p_5 = p_{под\,5} - p_{обр\,5} = 213,7 - 71,4 = 142,3;$

$\Delta p_6 = p_{под\,6} - p_{обр\,6} = 194 - 54,6 = 139,4;$

$\Delta p_7 = p_{под\,7} - p_{обр\,7} = 194 - 28,8 = 165,2.$

Разнобой в располагаемых давлениях для расчета стояков и подводок не превышает 15%, что допустимо, особенно в том случае, когда тепловые нагрузки стояков существенно отличаются.

Располагаемые давления везде положительны ($p_{под} > p_{обр}$), следовательно, обратная циркуляция воды не возникает.

При $p_{под} < p_{обр}$ будет происходить обратная циркуляция воды — из обратной магистрали в подающую. При $p_{под} = p_{обр}$ циркуляция теплоносителя-воды в стояках будет отсутствовать.

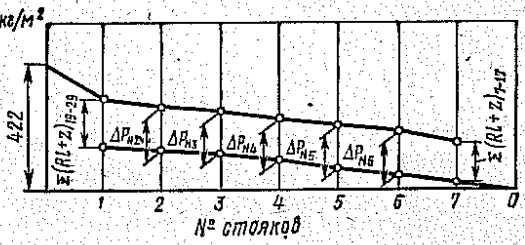


Рис. IV.14. Построение графика падения давлений в горячей и обратной магистралях системы с попутным движением воды

Гидравлические потери в трубопроводах стояков должны быть увязаны с величинами располагаемых давлений, что будет гарантировать гидравлическую устойчивость системы, не говоря о том, что в этом случае исключается возможность обратной циркуляции.

Располагаемые давления для расчета трубопроводов стояков можно определять и графически (рис. IV.14).

§ 20. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ МЕТОДОМ ПЕРЕМЕННЫХ ПЕРЕПАДОВ ТЕМПЕРАТУР

По этому методу рассчитывают, как правило, тупиковые системы отопления, преимущественно однотрубные.

Характерная особенность тупиковых систем — неодинаковое удельное располагаемое давление в различных циркуляционных кольцах, вследствие чего возникает трудность увязки действующих (располагаемых) давлений с фактическими гидравлическими потерями в трубопроводах. При этом трудность увязки давлений возрастает также с увеличением общего располагаемого давления в системе.

Сложность увязки давлений в однотрубных системах приводит к тому, что в каждый нагревательный прибор поступает масса воды, непропорциональная расчетной теплоотдаче, т. е. возникает недогрев или перегрев приборов отопления.

Одним из способов решения задачи является метод расчета трубопроводов, при котором для дальних стояков принимают больший перепад, а для ближайших — меньший перепад греющей воды, что позволяет удовлетворительно увязать давления между общими точками циркуляционных колец.

Метод расчета трубопроводов, предложенный А. И. Орловым в 1932 г., сводится к последовательному определению количества воды, которое должно протекать по каждому стояку с тем, чтобы потери во всех циркуляционных кольцах были одинаковыми. Кроме того, применяя расчет по методу переменных перепадов температур, можно удовлетворительно, с увязкой давлений в кольцах, рассчитать систему при любом располагаемом давлении.

При таком методе расчета все диаметры труб стояков, как правило, принимают одинаковыми. Поверхность нагревательных приборов рассчитывают по скользящим перепадам температур воды, протекающей по каждому из стояков системы отопления. При этом суммарная поверхность приборов должна быть не больше, чем в системах, рассчитываемых обычным методом.

К расчету по скользящему перепаду температур следует переходить в случаях, когда потери давления в циркуляционных кольцах будут отличаться от полученных при расчете обычным способом друг от друга больше чем на 15—25%.

Расчет удобно начать со среднего стояка ветви, приняв для него нормируемый перепад температур, равный, например, $\Delta t = 25°$.

В основе расчета других стояков используют зависимости, приведенные ниже. Расходы воды изменяются пропорционально корню квадратному из действующего давления. Например,

$$\frac{G_{ср}}{G_1} = \sqrt{\frac{p_{ср}}{p_{ср} + 2p_м}},$$

где $G_{ср}$ и G_1 — расходы воды соответственно в среднем и соседнем стояках; $p_{ср} + 2p_м$ — располагаемое давление для расчета соседнего стояка ($2p_м$ — сопротивление в магистралях).

При одинаковом диаметре стояков скорости в них будут изменяться прямо пропорционально расходам и сопротивлению:

$$\frac{v_{ср}}{v_1} = \frac{G_{ср}}{G_1} = \sqrt{\frac{p_{ср}}{p_{ср} + 2p_м}},$$

где $v_{ср}$ и v_1 — скорости соответственно в среднем и ближайшем стояках.

При равной теплоотдаче приборов перепады температур в стояках будут обратно пропорциональны расходам и сопротивлению:

$$\frac{\Delta t}{25} = \frac{G_{ср}}{G_1} = \sqrt{\frac{p_{ср} + 2p_м}{p_{ср}}}.$$

Из приведенных зависимостей следует, что зная p_1 — сопротивление какого-либо участка (или суммы последовательно включенных в циркуляционное кольцо участков), при известном расходе G_1 можно определить сопротивление p_1' того же участка при другом расходе G_1' из отношения

$$\frac{p_1}{p_1'} = \left(\frac{G_1}{G_1'}\right)^2.$$

Зная расход воды на участке, соответствующий давлению p_1 (сопротивлению), можно найти расход ее на том же участке при изменившемся давлении p_1':

$$\frac{G_1}{G_1'} = \sqrt{\frac{p_1}{p_1'}}.$$

Таким образом, для выполнения расчета системы способом переменных перепадов температур нужно знать сопротивления участков сети при постоянном перепаде температур, например при $\Delta t = 25°$ С. Поэтому первоначально расчет трубопроводов системы отопления выполняют обычным методом, т. е. при постоянном перепаде температур.

Пример. Произвести гидравлический расчет трубопроводов однотрубной тупиковой системы отопления с переменными перепадами температур воды. Система дана с верхней разводкой, регулируемая пробковыми кранами (рис. IV.15). Тепловая нагрузка всех стояков одинакова; система работает с насосной циркуляцией.

Решение. Определим вначале гидравлические потери в магистральных трубопроводах и среднем стояке IV на нормируемый перепад температур теплоносителя $\Delta t = 25°$ С. Результаты расчета вписываем в табл. IV.8.

Для дальнейших расчетов: расходы воды через все стояки при перепаде температур $\Delta t = 25°$ С примем одинаковые, т. е. для каждого стояка $G = 424$ кг/ч; сопротивления стояков при $\Delta t = 25°$ С также одинаковые, равные $p = 215{,}8$ кг/м^2.

Далее ведем расчет трубопроводов по методу переменных перепадов температур, начиная его с наиболее удаленного стояка VII.

На основе приведенных выше формул определяем перепад температур Δt_{VII} в стояке VII:

$$\Delta t_{VII} = \Delta t \sqrt{\frac{p_{IV} + \Sigma (Rl + Z)_{5,19,6,18,7,17}}{p_{IV}}},$$

где $\Delta t = 25°$ С; p_{IV} — гидравлические потери в стояке IV при $\Delta t = 25°$ С, равные 215,8 кг/м^2.

Гидравлические потери при $\Delta t = 25°$ С на участках 5, 19, 6, 18, 7 и 17 принимаем из табл. IV.8.

После подстановки известных величин получим

$$\Delta t_{VII} = 25 \sqrt{\frac{215{,}8 + 20{,}45 + 20{,}45 + 19{,}5 + 19{,}5 + 65{,}5 + 65{,}5}{215{,}8}} = 35{,}4^\circ\ \text{С}.$$

Тогда расход воды G_{VII} через стояк VII составит

$$G_{VII} = q_{25} \frac{\Delta t}{\Delta t_{VII}},$$

где q_{25} — расход воды в стояке VII при $\Delta t = 25^\circ$ С, равный 424 кг/ч.

После подстановки известных величин найдем

$$G_{VII} = 424 \cdot \frac{25}{35{,}4} = 300 \text{ кг/ч}.$$

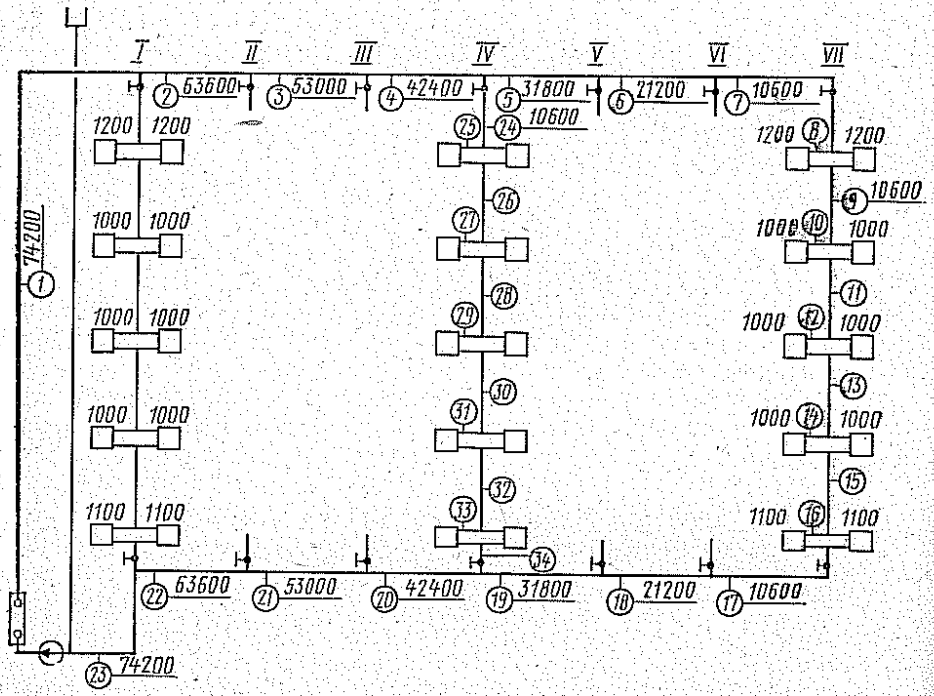


Рис. IV.15. Схема насосной однотрубной системы водяного отопления с тупиковой разводкой магистралей (к расчету трубопроводов методом переменных перепадов температур в стояках)

Сопротивление s_{VII} стояка VII при перепаде температур $\Delta t = 35{,}4^\circ$ С составит

$$s_{VII} = p_{VII} \left(\frac{G_{VII}}{q_{VII}}\right)^2 = 215{,}8 \left(\frac{300}{424}\right)^2 = 108 \text{ кг/м}^2.$$

Расчет стояка VI. Сначала определяем расходы на участках 7 и 17. (Они одинаковы). Расход по каждому участку будет равен

$$G_7 = G_{17} = 300 \text{ кг/ч}.$$

Таблица IV.8

К расчету системы отопления методом переменных перепадов температур

№ участка	Q, ккал/ч	G, кг/ч	l, м	d, мм	v, м/с	R, кг/м²·м	Rl, кг/м²	$\Sigma\zeta$	Z, кг/м²	$Rl+Z$, кг/м²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Расчет потерь давления в трубах стояка IV при $\Delta t = 25^\circ$ С										
24	10 600	424	2	20	0,332	10	20	3,5	19,4	39,4
25	5 300	212	1	20	0,164	2,6	2,6	8	10,8	13,4
26	10 600	424	2	20	0,332	10	20	—	—	20
27	5 300	212	1	20	0,164	2,6	2,6	8	10,8	13,4
28	10 600	424	2	20	0,332	10	20	—	—	20
29	5 300	212	1	20	0,164	2,6	2,6	8	10,8	13,4
30	10 600	424	2	20	0,332	10	20	—	—	20
31	5 300	212	1	20	0,164	2,6	2,6	8	10,8	13,4
32	10 600	424	2	20	0,332	10	20	—	—	20
33	5 300	212	1	20	0,264	2,6	2,6	8	10,8	13,4
34	10 600	424	1	20	0,332	10	10	3,5	19,4	29,4
							123,0		92,8	215,8

$$\Sigma (Rl+Z)_{IV} = 123{,}0 + 92{,}8 = 215{,}8 \text{ кг/м}^2.$$

Расчет потерь давления в магистралях системы при $\Delta t = 25^\circ$ С

7,17	10 600	424	6	20	0,332	10	60	1	5,5	65,5
6,18	21 200	848	6	32	0,233	2,8	16,8	1	2,7	19,5
5,19	31 800	1272	6	40	0,27	2,8	16,8	1	3,65	20,45
4,20	42 400	1696	6	40	0,36	5	30	1	6,5	36,5
3,21	53 000	2120	6	50	0,28	2,2	13,2	1	3,9	17,1
2	63 600	2544	6	50	0,323	3	18	1	5,2	23,2
22	63 600	2544	6	50	0,323	3	18	1,5	7,8	25,8
23	74 200	2968	7	50	0,376	4	28	3,25	24,7	52,7
1	74 200	2968	23	50	0,376	4	92	3,25	24,7	116,7

Сопротивление s на участке 7 составит

$$s_7 = p_7 \left(\frac{G_{VII}}{q_{VII}}\right)^2 = 65{,}5 \left(\frac{300}{424}\right)^2 = 33 \text{ кг/м}^2.$$

Следовательно, и $s_{17} = 33$ кг/м².

Располагаемое давление s для расчета стояка VI составит

$$s_{VI} = s_{VII} + s_7 + s_{17} = 108 + 33 + 33 = 174 \text{ кг/м}^2,$$

где s — потеря давления при $\Delta t \neq 25^\circ$ С.

Расход воды G через стояк VI составит

$$G_{VI} = q_{VI} \sqrt{\frac{S_{VI}}{p_{VI}}} = 424 \sqrt{\frac{174}{215{,}8}} = 381 \text{ кг/ч}.$$

Аналогично ведем расчет остальных стояков.

Расчет стояка V. Расход воды G на участках 6 и 18 составляет:

$$G_6 = G_7 + G_{VI} = 300 + 381 = 681 \text{ кг/ч};$$

$$G_{18} = G_{17} + G_{VI} = 300 + 381 = 681 \text{ кг/ч}.$$

Сопротивление на каждом участке будет равно:

$$s_6 = 19{,}5\left(\frac{681}{424+424}\right)^2 = 12{,}7 \text{ кг/м}^2;\ s_{18} = 12{,}7 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление s для расчета стояка V составит

$$s_V = 174 + 12{,}7 + 12{,}7 = 199{,}4 \text{ кг/м}^2.$$

Расход воды G через стояк V будет равен

$$G_V = 424\sqrt{\frac{199{,}4}{215{,}8}} = 400 \text{ кг/ч}.$$

Расчет стояка IV. Расход воды G на участках 5 и 19 составит:

$$G_5 = 300 + 381 + 400 = 1081 \text{ кг/ч};\ G_{19} = 1081 \text{ кг/ч}.$$

Сопротивление на участках 5 и 19 будет равно

$$s_5 = 20{,}45\left(\frac{1081}{424\cdot 3}\right)^2 = 14{,}8 \text{ кг/м}^2;\ s_{19} = 14{,}8 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление s_{IV} для расчета стояка IV составит

$$s_{IV} = 199{,}4 + 14{,}8 + 14{,}8 = 229 \text{ кг/м}^2.$$

Расход воды через стояк IV будет равен

$$G_{IV} = 424\sqrt{\frac{229}{215{,}8}} = 435 \text{ кг/ч}.$$

Расчет стояка III. Расход воды G на участках 4 и 20 составляет

$$G_4 = 300 + 381 + 400 + 435 = 1516 \text{ кг/ч};\ G_{20} = 1516 \text{ кг/ч}.$$

Сопротивления на этих участках

$$s_4 = 36{,}5\left(\frac{1516}{424\cdot 4}\right)^2 = 39{,}2 \text{ кг/м}^2;\ s_{20} = 39{,}2 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление s_{III} для расчета стояка III:

$$s_{III} = 229 + 39{,}2 + 39{,}2 = 307{,}4 \text{ кг/м}^2.$$

Расход воды через стояк III

$$G_{III} = 424\sqrt{\frac{307{,}4}{215{,}8}} = 510 \text{ кг/ч}.$$

Расчет стояка II. Расход воды G на участках 3 и 21 будет равен:

$$G_3 = 300 + 381 + 400 + 435 + 510 = 2026 \text{ кг/ч};$$

$$G_{21} = 2026 \text{ кг/ч}.$$

Сопротивления на участках

$$s_3 = 17{,}1\left(\frac{2026}{424\cdot 5}\right)^2 = 15{,}6 \text{ кг/м}^2;\ s_{21} = 15{,}6 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление s_{II} для расчета стояка II составит

$$s_{II} = 307{,}4 + 15{,}6 + 15{,}6 = 338{,}6 \text{ кг/м}^2.$$

Расход воды через стояк II будет равен

$$G_{II} = 424\sqrt{\frac{338{,}6}{215{,}8}} = 528 \text{ кг/ч}.$$

Расчет стояка I. Расход воды G на участках 2 и 22 составит

$$G_2 = 300 + 381 + 400 + 435 + 510 + 528 = 2554 \text{ кг/ч};\ G_{22} = 2554 \text{ кг/ч}.$$

Сопротивление обоих участков будет равно

$$s_2 + s_{22} = (23{,}2 + 25{,}8)\left(\frac{2554}{424\cdot 6}\right)^2 = 49 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление s_I для расчета стояка I составит

$$s_I = 338{,}6 + 49 = 387{,}6 \text{ кг/м}^2.$$

Тогда расход воды G через стояк I будет равен

$$G_I = 424\sqrt{\frac{387{,}6}{215{,}8}} = 565 \text{ кг/ч}.$$

Определим расход воды на участках 23 и 1. На участке 23 этот расход составит

$$G_{23} = 300 + 381 + 400 + 435 + 510 + 528 + 565 = 3119 \text{ кг/ч}.$$

Расход воды на участке 1 будет таким же, как и на участке 23: $G_1 = 3119$ кг/ч.

Сопротивление на обоих участках составит

$$s_{23} + s_1 = (52{,}7 + 116{,}7)\sqrt{\frac{3119}{424\cdot 7}} = 174 \text{ кг/м}^2.$$

Гидравлическое сопротивление всей системы составит

$$\Sigma s = s_1 + s_{23} + s_I = 174 + 387{,}6 = 561{,}6 \text{ кг/м}^2.$$

На полученное давление подбираем циркуляционный насос. Определяем средний перепад температур воды в приборах

$$\frac{G}{\Sigma q}\Delta t = \frac{2968}{3119}\cdot 25 = 23{,}7^\circ \text{ С}.$$

Полученный перепад температур отличается на 5%, что допустимо.

Далее определим перепады температур воды в стояках Δt и температуры воды, уходящей из стояков. Данные расчета сведем в табл. IV.9.

Таблица IV.9

№ стояка	Тепловая нагрузка стояка Q, ккал/ка	Расход воды в стояке G, кг/ч	Δt — перепад температур в стояке, °С	$t_г$, °С	$t_0=t_г-\Delta t$, °С
VII	10 600	300	35,4	95	59,6
VI	10 600	381	27,8	95	67,2
V	10 600	400	24,4	95	68,6
IV	10 600	435	24,4	95	70,6
III	10 600	510	20,8	95	74,2
II	10 600	528	20,1	95	74,9
I	10 600	565	18,8	95	76,2

После расчета трубопроводов и выявления расходов воды в отдельных стояках определяют температуры воды при входе и выходе в каждом нагревательном приборе. Найденные температуры теплоносителя позволяют определять поверхности нагревательных приборов.

Метод расчета систем отопления с переменными перепадами температур в стояках позволяет не учитывать естественное давление, ввиду его незначительности в сравнении с искусственным. Это приводит к незначительному запасу поверхностей нагревательных приборов.

§ 21. ПРИМЕНЕНИЕ В РАСЧЕТЕ ТРУБОПРОВОДОВ МЕТОДА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЕДИНИЦЫ ОБЪЕМА

При расчете трубопроводов стояков с присоединением нагревательных приборов с двух сторон возникает необходимость определения количества воды, поступающей в подводки неодинаковой длины или при регулирующем кране, размещенном на подводке только к одному нагревательному прибору из двух. Аналогичная задача может возникнуть при регулировании системы водяного отопления после выключения части стояков. Выполнять подобный расчет необходимо для обеспечения гидравлической и тепловой устойчивости системы.

Более просто поставленные задачи можно решить при расчете методом перемещения единицы объема теплоносителя. Для примера определим фактическое количество воды, поступающей в каждый из нагревательных приборов (рис. IV.16, *а*), если длина подводок к каждому из приборов неодинакова, теплоотдача же приборов одинакова; диаметры подводок известны. От точки *а* по обеим подводкам перемещается единица объема теплоносителя.

Методика расчета. Пусть через подводки прибора № 1 на участке 1 расход теплоносителя составит β, а подводки прибора № 2 на участке 2 — (1—β).

Отсюда давление для преодоления сопротивления на участке 1 будет равно $p_1=p_{уд1}\beta^2$, а на участке 2 — $p^2=p_{уд2}(1-\beta)^2$.

Разумеется, что $p_1=p_2$ (давление в точке *а* неизменно). Тогда

$$p_{уд1}\beta^2=p_{уд2}(1-\beta)^2,$$

откуда

$$\frac{p_{уд1}}{p_{уд2}}=\left(\frac{1-\beta}{\beta}\right)^2.$$

Величины $p_{уд1}$ и $p_{уд2}$ — гидравлические постоянные участков 1 и 2 — известны. Обозначив частное буквой C, получим

$$\frac{p_{уд1}}{p_{уд2}}=C=\left(\frac{1-\beta}{\beta}\right)^2.$$

После нахождения значения β легко определить требуемое условиями задачи давление в точке *а*, например из выражения $p_1=p_{уд1}\beta^2$.

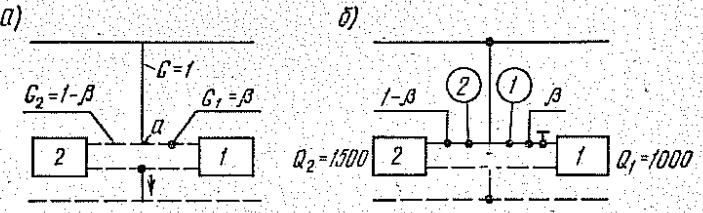


Рис. IV.16. К понятию о расчете трубопроводов методом перемещения единицы объема

Пример IV.1. Определить расход воды в подводках к нагревательным приборам стояка системы отопления (рис. IV.16, *б*). Все подводки к приборам имеют диаметры 15 *мм*. Расчетная теплоотдача нагревательных приборов: первого — 1000 ккал/ч, второго — 1500 ккал/ч. Длина подающей и обратной подводок к первому прибору — по 1,5 м, ко второму — по 1 м.

На подводке первого прибора установлен кран двойной регулировки. Температура теплоносителя $t_г=95°$ С, $t_0=70°$ С.

Решение. Применим метод перемещения единицы объема расхода. Пусть в первый прибор пойдет воды β, тогда во второй (1—β).

Для преодоления сопротивления подводок первого прибора будет затрачено давление p_1

$$p_1=s_1\beta^2;$$

для подводок второго прибора p_2

$$p_2=s_2(1-\beta)^2,$$

где s_1 и s_2 — характеристики сопротивления подводок соответственно к первому и второму приборам.

Определим характеристики сопротивления участков по формуле

$$s=\left(\frac{\lambda}{d}l+\sum\zeta\right)A.$$

* Значение λ/d берем из прилож. 15. Величину A, постоянную для трубы данного диаметра, принимаем тоже по прил. 15.

Коэффициент сопротивления на участке 1 $\Sigma\zeta_1=10{,}5$, на участке 2 — $\Sigma\zeta_2=6{,}5$. Тогда величины s будут равны:

$$s_1=(2{,}7\cdot 3+10{,}5)\cdot 1{,}08\cdot 10^4=18{,}6\cdot 10^{-4};$$

$$s_2=(2{,}7\cdot 2+6{,}5)\cdot 1{,}08\cdot 10^4=11{,}9\cdot 10^{-4}.$$

Потери давления на участке 1 при перемещении единицы объема составят

$$p_1=s_1\beta^2=18{,}6\cdot 10^{-4}\beta^2;$$

на участке 2

$$p_2=s_2(1-\beta)^2=11{,}9\cdot 10^{-4}(1-\beta)^2.$$

В точке ответвления подводок от стояка должно быть одно давление, одинаковое для участков 1 и 2, т. е.

$$p_1=p_2 \text{ или } s_1\beta^2=s_2(1-\beta)^2;$$

$$\frac{s_1}{s_2}=C=\left(\frac{1-\beta}{\beta}\right)^2;\ \frac{18{,}6\cdot 10^4}{11{,}9\cdot 10^4}=C=\left(\frac{1-\beta}{\beta}\right)^2;\ C=1{,}57.$$

Найдем значение β:

$$\beta=\frac{1}{1+\sqrt{C}}=\frac{1}{1+\sqrt{1{,}57}}=0{,}444.$$

Тогда $(1-\beta)=1-0{,}444=0{,}556$.

Следовательно, в участок 1 попадает $0{,}444G$ расхода воды в стояке, а в участок 2 — $0{,}556G$ расхода.

Непропорциональное теплоотдаче нагревательных приборов распределение расходов теплоносителя ($1500/1000=1{,}5$; $0{,}556/0{,}444=1{,}25$) должно быть учтено при гидравлическом расчете подводок и определении поверхности нагревательных приборов.

Определим температуры обратной воды после нагревательных приборов.

Общий расход теплоносителя $G=(1000+1500)/(95-70)=100$ кг/ч.

Расход воды в первом приборе $G_1=100\cdot 0{,}444=44{,}4$ кг/ч, то же, во втором приборе $G_2=100-44{,}4=55{,}6$ кг/ч.

Температура обратной воды из первого прибора будет равна

$$44{,}4=\frac{1000}{95-t_{o1}};\ t_{o1}=72{,}2^\circ\text{C}.$$

Температура обратной воды из второго прибора

$$55{,}6=\frac{1500}{95-t_{o2}};\ t_{o2}=67{,}5^\circ\text{C}.$$

Таким образом, параметры теплоносителя при определении поверхности приборов будут: для первого прибора — 95 и 72,2° С, для второго — 95 и 67,5° С.

Пример IV.2. Рассчитать трубопроводы П-образного стояка однотрубной системы отопления со смещенными замыкающими участками и нижней разводкой магистралей (рис. IV.17) методом динамических давлений.

Температура теплоносителя $t_г=105^\circ$ С, $t_o=70^\circ$ С. Система отопления присоединена к тепловым сетям через элеватор. Нагревательные приборы — радиаторы М-140-АО. Тепловая нагрузка приборов указана на приборах схемы (рис. IV.17) $\Sigma Q=7100$ ккал/ч.

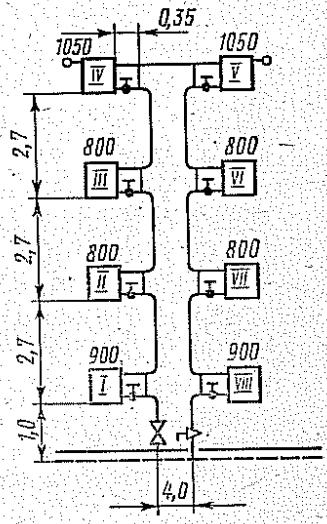


Рис. IV.17. Схема П-образного стояка однотрубной системы водяного отопления с смещенными замыкающими участками и кранами двойной регулировки

Решение. 1. Находим величину естественного давления p_e в стояке. Согласно СН 419—70 для этого можно применить формулу

$$p_e=0{,}13n_{эт}h_{эт}\Delta t,$$

где 0,13 — среднее приращение объемной массы воды при охлаждении ее на 1° (рекомендация — только для однотрубных систем с нижней разводкой); $n_{эт}$ — число этажей; $h_{эт}$ — высота этажа; Δt — расчетный перепад температур теплоносителя в системе. Тогда

$$p_e=0{,}13\cdot 4\cdot 2{,}7\,(105-70)=49{,}2\ \text{кг/м}^2.$$

2. С целью повышения гидравлической устойчивости в стояках однотрубных систем отопления с нижней разводкой следует использовать не менее 80% располагаемого давления. Иначе говоря, потери в стояках должны составлять не менее 80% общих потерь давления в циркуляционных кольцах без учета потерь давления на тех участках, которые являются общими для группы стояков или ветвей.

3. Определяем предположительно давление для расчета труб стояка

$$p_{ст}=p+p_e\cdot 0{,}8=(1000+49{,}2)\cdot 0{,}8=840\ \text{кг/м}^2.$$

(Здесь p — давление после элеватора, принимаемое по СНиПу равным 1000—1200 кг/м²).

4. Определяем среднюю удельную потерю давления на трение

$$R_{ср}=\frac{\varphi p}{\Sigma l}=\frac{0,65\cdot 840}{23,2}=23,5 \text{ кг/м}^2\cdot\text{м},$$

где $\varphi=0,65$ — доля потерь на трение.

Находим расход воды в стояке $G_{ст}$

$$G_{ст}=\frac{\Sigma Q}{\Delta tc}=\frac{7100}{35\cdot 1}=203 \text{ кг/ч}.$$

5. По расходу $G_{ст}=203$ и $R_{ср}=23,5$ предварительно по [5] принимаем диаметры стояка и замыкающего участка, $d_{ст}=15$ мм, $d_{з.у}=15$ мм.

Скорость воды при этом $v=0,292$ м/с, что меньше предельно допустимой (0,5 м/с).

6. Определяем количество воды, поступающей в прибор и в замыкающий участок малого циркуляционного кольца. Для этого найдем характеристики сопротивлений замыкающего участка $s_{з.у}$ и подводок $s_{под}$ по формуле

$$s_{з.у}=A\left(\frac{\lambda}{d}l+\Sigma\zeta_{з.у}\right),$$

где $A=1,08\cdot 10^{-4}$; $l/d=2,7$, по прилож. 15 $l=0,5$ м.

Определим местные сопротивления замыкающего участка. Коэффициент сопротивления тройника на ответвлении при делении потока — 5, тройника на ответвлении при слиянии потока — 1,5. Всего $\Sigma\zeta=5+1,5=6,5$.

Местные сопротивления принимаем по СН 419—70.

$$s_{з.у}=1,08\cdot 10^{-4}(2,7\cdot 0,5+6,5)=8,47\cdot 10^{-4}\frac{\text{кг/м}^2}{(\text{кг/ч})^2}.$$

Проводимость замыкающего участка $\mu_{з.у}$ будет равна

$$\mu_{з.у}=\frac{1}{\sqrt{s_{з.у}}}=\frac{100}{\sqrt{8\cdot 47}}=33,4\frac{\text{кг/ч}}{(\text{кг/м}^2)^{0,5}}.$$

Определяем характеристику сопротивления подводок $s_{под}$. Коэффициент сопротивления тройника на проходе — 0,5; то же, при слиянии потока — 3; сопротивления крана двойной регулировки — 4; радиатора — 1,6, двух гнутых уток $(0,8\cdot 2)=1,6$; всего $\Sigma\zeta=10,7$.

Учитывая две подводки по $l=0,35$ м, получим $s_{под}=1,08\cdot 10^{-4}(2,7\cdot 0,35\cdot 2+10,7)=13,6\cdot 10^{-4}$.

Проводимость подводок и прибора $\mu_{под}$ составит

$$\mu_{под}=\frac{1}{\sqrt{s_{под}}}=\frac{100}{\sqrt{13,6}}=27,1.$$

Суммарная проводимость подводок и замыкающего участка будет равна

$$\Sigma\mu=33,4+27,1=60,5.$$

Определяем коэффициент затекания воды α в прибор без учета естественного давления в малом циркуляционном кольце ввиду незначительности его в данном случае:

$$\alpha=\frac{27,1}{60,5}=0,448.$$

Количество воды $G_{пр}$, затекающей в прибор, будет равно

$$G_{пр}=0,448\cdot 203=91 \text{ кг/ч}.$$

То же, в замыкающем участке $G_{з.у}$

$$G_{з.у}=203-91=112 \text{ кг/ч}.$$

7. Определяем потери в замыкающем участке $p_{з.у}$ по формуле

$$p_{з.у}=\frac{\lambda}{d_{з.у}}l_{з.у}\frac{v^2_{з.у}\gamma}{2g}+\Sigma\zeta_{з.у}\frac{v^2_{з.у}\gamma}{2g}=\left(\frac{\lambda}{d_{з.у}}l_{з.у}+\Sigma\zeta_{з.у}\right)\frac{v^2_{з.у}\gamma}{2g}. \quad (а)$$

Выразим динамическое давление замыкающего участка через динамическое давление стояка. Найдем коэффициент затекания замыкающего участка $\alpha_{з.у}$:

$$\alpha_{з.у}=1-0,448=0,552.$$

Следовательно, можно написать

$$\alpha_{з.у}=\frac{G_{з.у}}{G_{ст}}=\frac{\pi d^2_{з.у}v_{з.у}}{4}:\frac{\pi d^2_{ст}v_{ст}}{4},$$

откуда

$$v_{з.у}=\alpha_{з.у}v_{ст}\left(\frac{d_{ст}}{d_{з.у}}\right)^2.$$

Подставив в уравнение (а) новое значение $v_{з.у}$, получим

$$p_{з.у}=\left[\left(\frac{\lambda}{d_{з.у}}l_{з.у}+\Sigma\zeta_{з.у}\right)\left(\frac{d_{ст}}{d_{з.у}}\right)^4\alpha^2_{з.у}\right]\frac{v^2_{ст}\gamma}{2g}. \quad (б)$$

Как видно, выражение в квадратных скобках представляет приведенный коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta^{пр}_{з.у}$ замыкающего участка, отнесенный к динамическому давлению стояка, т. е.

$$\zeta^{пр}_{з.у}=\left(\frac{\lambda}{\lambda_{з.у}}l_{з.у}+\Sigma\zeta_{з.у}\right)\left(\frac{d_{ст}}{d_{з.у}}\right)^4\alpha^2_{з.у}.$$

Тогда

$$\zeta^{пр}_{з.у}=(2,7\cdot 0,5+6,5)\cdot 0,552^2\left(\frac{15,7}{15,7}\right)^4=2,4.$$

На стояке восемь замыкающих участков. Следовательно, общий приведенный коэффициент гидравлического сопротивления всех замыкающих участков составит

$$\sum\zeta^{пр}=2{,}4\cdot 8=19{,}2.$$

8. Определяем коэффициенты местного сопротивления на стояке $d=15$ мм; коэффициент для тройника на ответвлении при делении потока — 5; двух пробковых кранов $3{,}5\cdot 2=7$; четырнадцати отводов $1{,}5\cdot 14=21$; тройника на ответвлении при слиянии потока 1,5; сопротивления двух уток в местах присоединения стояков к магистралям $0{,}8\cdot 2=1{,}6$. Всего $\Sigma\zeta=36{,}1$.

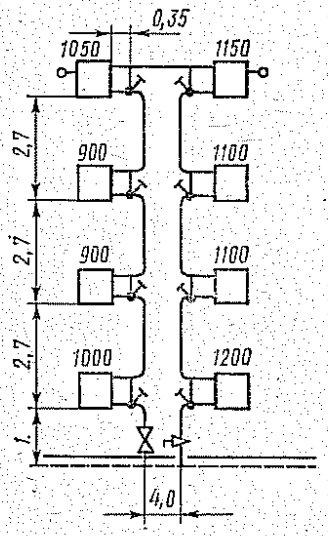


Рис. IV.18. Схема П-образного стояка однотрубной проточно-регулируемой системы водяного отопления

Длина стояка без учета замыкающих участков составит — $23{,}2-8\cdot 0{,}5=19{,}2$ м.

8. Находим потери давления в стояке:

$$p=\sum\left(\frac{\lambda}{d}l+\sum\zeta\right)P_д=(2{,}7\cdot 19{,}2+19{,}2+36{,}1)\cdot\frac{0{,}292^2\cdot 1000}{2\cdot 9{,}81}=465\ \text{кг/м}^2.$$

Тогда общие гидравлические потери давления в системе предположительно составят:

$$\frac{465\cdot 100}{80}\cdot 1=580\ \text{кг/м}^2.$$

Давление после элеватора в этом случае будет равно $580\cdot 1{,}1=640$ кг/м^2.

Пример IV.3. Рассчитать трубопроводы проточно-регулируемого П-образного стояка однотрубной системы отопления с нижней разводкой магистралей (рис. IV.18) методом характеристик сопротивлений по СН 419—70. Температура теплоносителя в системе $t_г=105°$ С, $t_о=70°$ С. Тепловая нагрузка приборов $Q=8400$ ккал/ч.

Решение. 1. Определяем расход воды в стояке:

$$G_{ст}=\frac{\Sigma Q}{c\Delta t}=\frac{8400}{1\,(105-70)}=240\ \text{кг/ч}.$$

2. В соответствии с расходом диаметр трубопроводов стояка примем равным 15 мм. Скорость воды в этом случае будет $v=0{,}35$ м/с, т. е. ниже максимально допустимой скорости (0,5 м/с по СН 419—70).

3. Определяем характеристики сопротивлений s отдельных узлов стояка:

присоединения стояка к горячей и обратной магистралям

$$s_1=(12{,}84+8{,}56)\cdot 10^{-4}=21{,}4\cdot 10^{-4}\ \frac{\text{кг/м}^2}{(\text{кг/ч})^2};$$

шести этажестояков

$$s_2=6\cdot 15{,}84\cdot 10^{-4}=95\cdot 10^{-4};$$

двух горизонтальных радиаторных узлов верхнего этажа

$$s_3=2\cdot 7{,}49\cdot 10^{-4}=14{,}98\cdot 10^{-4};$$

горизонтального участка стояка на верхнем этаже длиной 4 м

$$s_4=4\cdot 2{,}89\cdot 10^{-4}=11{,}66\cdot 10^{-4}.$$

Находим суммарную характеристику сопротивлений стояка — потерю давления в стояке при расходе воды 1 кг/ч:

$$s_{ст}=s_1+s_2+s_3+s_4=(21{,}4+95+14{,}98+11{,}66)\cdot 10^{-4}=143{,}04\cdot 10^{-4}\ \text{кг/м}^2/(\text{кг/ч})^2.$$

4. Определяем потерю давления в стояке

$$p_{ст}=s_{ст}G_{ст}^2=143{,}04\cdot 10^{-4}\cdot 240^2=825\ \text{кг/м}^2.$$

Пример. Рассчитать трубопроводы ветви горизонтальной однотрубной системы водяного отопления с замыкающими участками

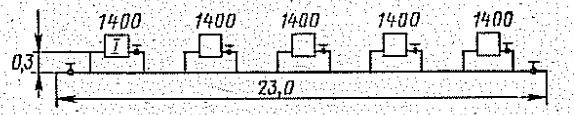


Рис. IV.19. Схема ветви горизонтальной однотрубной системы водяного отопления с замыкающими участками (к примеру расчета трубопроводов)

(рис. IV.19). Параметры теплоносителя: 105—70° С; нагревательными приборами служат радиаторы типа М-140 АО.

Решение. Определяем расход воды G в ветви по формуле

$$G=\frac{\Sigma Q}{c\Delta t}=\frac{7000}{1\,(105-70)}=200\ \text{кг/ч}.$$

В соответствии с этим расходом диаметр ветви принимаем равным 15 мм. Скорость воды на участках ветви не превышает 0,295 м/с, что допустимо.

Для расчета малого циркуляционного кольца определяем усредненную длину замыкающего участка $l_{з.у}$ по формуле

$$l_{з.у}=\frac{b\Sigma Q}{q_э f_э N}+l_п,$$

где b — ширина секции радиатора, $b=0{,}1$ м; ΣQ — тепловая нагрузка ветви, равная 7000 ккал/ч; q_0 — средняя плотность теплового потока нагревательного прибора при принятых параметрах теплоносителя, ккал/ч·экм, определяемая ниже; $f_э$ — площадь нагревательной поверхности одной секции, $f_э=0{,}35$ экм (радиатор М-140-АО); N — число приборов на ветви, $N=5$; $l_п$ — горизонтальная проекция подводок к прибору, $l_п=0{,}55$.

Значение $q_э$ при $G_{отн.}$: $F>7$ находим по формуле из табл. III.7:

$$q_э=3{,}85\Delta t_{ср}^{1{,}15}=3{,}85\left(\frac{105+70}{2}-18\right)^{1{,}15}=4{,}75 \text{ ккал/(ч·экм·град)}.$$

Определяем теперь $l_{э.у}$:

$$l_{э.у}=\frac{0{,}1\cdot 7000}{4{,}75\cdot 0{,}35\cdot 5}+0{,}55=1{,}39 \text{ м}.$$

Ведем расчет малого циркуляционного кольца первого прибора по ходу движения теплоносителя в ветви.

Характеристика сопротивления замыкающего участка по прилож. 15:

$$s_{э.у}=A\left(\frac{\lambda}{d}l_{э.у}+\Sigma\zeta_{э.у}\right)=1{,}08\cdot 10^{-4}(2{,}7\cdot 1{,}39+3{,}5)=$$

$$=7{,}82\cdot 10^{-4}\ \frac{\text{кг/м}^2}{(\text{кг/ч})^2}.$$

Находим проводимость замыкающего участка $\mu_{э.у}$:

$$\mu_{э.у}=\frac{1}{\sqrt{s_{э.у}}}=\frac{1}{7{,}82\cdot 10^{-4}}=35{,}7\ \frac{\text{кг/ч}}{(\text{кг/м}^2)^{0{,}5}}.$$

Определяем характеристики сопротивления подводок и прибора $s_{пр}$:

$$l_{под}=0{,}55+0{,}6=1{,}15;$$

$$s_{пр}=A\left(\frac{\lambda}{d}l+\Sigma\zeta_{пр}\right)=1{,}08\cdot 10^{-4}(2{,}7\cdot 1{,}15+15{,}1)=19{,}7\cdot 10^{-4};$$

где $\Sigma\zeta$ подводок и прибора равно 15,1 по [27]:

Проводимость подводок и прибора $\mu_{пр}$ будет равна:

$$\mu_{пр}=\frac{1}{\sqrt{s_{пр}}}=\frac{1}{\sqrt{19{,}7\cdot 10^{-4}}}=22{,}5.$$

Проводимость радиаторного узла $\mu_{р.у}$ составит

$$\mu_{р.у}=\mu_{э.у}+\mu_{пр}=35{,}7+22{,}5=58{,}2.$$

Вычислим коэффициент затекания в прибор без учета естественного давления в малом циркуляционном кольце α_1:

$$\alpha_1=\frac{\mu_{пр}}{\mu_{пр}+\mu_{э.у}}=\frac{22{,}5}{22{,}5+35{,}7}=0{,}39.$$

Количество воды $G_{пр}$, проходящей через прибор, будет равно

$$G_{пр}=\alpha_{пр}G=0{,}39\cdot 200=78 \text{ кг/ч}.$$

Находим перепад температур воды в приборе Δt:

$$\Delta t=\frac{Q_{пр}}{cG_{пр}}=\frac{1400}{1\cdot 78}=18^\circ \text{ С}.$$

Далее определяем естественное циркуляционное давление в малом кольце первого нагревательного прибора (по ходу движения теплоносителя) Δp:

$$\Delta p_{е1}=\beta h\Delta t=0{,}66\cdot 0{,}3\cdot 18=3{,}52 \text{ кг/м}^2.$$

Здесь 0,66 — приращение объемной массы воды при ее охлаждении на 1° в интервале температур 105—70° С.

Определяем потерю давления в подводках и приборе Δp_1:

$$\Delta p_1=s_{пр}G_{пр}^2=19{,}7\cdot 10^{-4}\cdot 78^2=12 \text{ кг/м}^2.$$

Потеря давления в замыкающем участке составит

$$\Delta p_{э.у\,1}=s_{э.у}(G-G_{пр})^2=7{,}82(200-78)^2=11{,}6 \text{ кг/м}^2.$$

Находим располагаемое давление в малом кольце для расчета подводок

$$p_1=\Delta p_{э.у1}+\beta h\Delta t=11{,}6+3{,}52=15{,}12 \text{ кг/м}^2.$$

Определяем невязку давлений:

$$\frac{15{,}12-12}{15{,}12}=21{,}1\%.$$

Из расчета видно, что невязка очень велика.

Примем новое значение объема воды, проходящей через прибор, $G_{э.у}=90$ кг/ч. Тогда коэффициент затекания в прибор α_2 будет равен $\alpha_2=90/200=0{,}45$. Количество воды, проходящей по замыкающему участку, составит $G_{э.у}=200-90=110$ кг/ч. Тогда перепад температур воды в приборе будет равен

$$\Delta t=\frac{Q_{пр}}{cG_{пр}}=\frac{1400}{1\cdot 90}=15{,}5^\circ \text{ С}.$$

Определяем естественное давление в малом циркуляционном кольце при новом расходе воды через нагревательный прибор

$$\Delta p_{е2}=0{,}66\cdot 0{,}3\cdot 15{,}5=3{,}05 \text{ кг/м}^2.$$

Определяем потерю давления в подводках и приборе Δp_2:

$\Delta p_2=19{,}7\cdot 10^{-4}\cdot 90=16$ кг/м^2.

Потеря давления в замыкающем участке

$$\Delta p_{э.у2}=7{,}82\cdot 10^{-4}\cdot 110^2=9{,}5 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление для расчета подводок (и сопротивления прибора)

$$p_2 = \Delta p_{з.у} + \Delta p_е = 9{,}5 + 3{,}05 = 12{,}55 \text{ кг/м}^2.$$

Невязка будет равна:

$$\frac{12{,}55 - 16}{12{,}55} 100 = -27{,}5\%.$$

Ввиду того, что величины невязок большие, решаем задачу отыскания $\alpha_{расч}$ графо-аналитическим способом (рис. IV.20). Из графика видно, что новое $\alpha_{расч} = 0{,}418$.

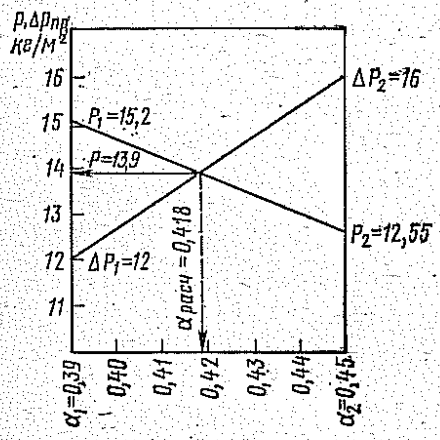


Рис. IV.20. График для определения коэффициента затекания в малом циркуляционном кольце однотрубной горизонтальной системы водяного отопления

Используя это значение коэффициента затекания, ведем расчет малого циркуляционного кольца.

Количество, воды проходящее через прибор, будет равно:

$$G_{пр} = 0{,}418 \cdot 200 = 83{,}6 \text{ кг/ч};$$

$$G_{з.у} = 200 - 83{,}6 = 116{,}4 \text{ кг/ч}.$$

Температурный перепад в приборе составит $\Delta t = 1400/(1 \times 83{,}4) = 16{,}8°$ С, тогда естественное давление $\Delta p_е$ будет

$$\Delta p_е = 0{,}66 \cdot 0{,}3 \cdot 16{,}8 = 3{,}3 \text{ кг/м}^2.$$

Потери давления в подводках и приборе составят

$$\Delta p_{пр} = 19{,}7 \cdot 10^{-4} \cdot 83{,}6^2 = 13{,}8 \text{ кг/м}^2$$

Потери давления в замыкающем участке

$$\Delta p_{з.у} = 7{,}82 \cdot 10^{-4} \cdot 116{,}4^2 = 10{,}6 \text{ кг/м}^2.$$

Находим располагаемое давление в малом кольце для расчета подводок к прибору

$$p_{пр} = \Delta p_{з.у} + \Delta p_е = 10{,}6 + 3{,}3 = 13{,}9.$$

Невязка составит:

$$\frac{13{,}9 - 13{,}8}{13{,}9} 100 = 0{,}007\%,$$

что вполне удовлетворительно. Поэтому найденные графо-аналитическим методом величины принимаем за действительные.

Определяем гидравлические потери в ветви. Потери давления в ветви слагаются из потерь в замыкающих участках $p_{з.у}$ и трубах $p_т$ между этими участками (включая вентили «Косва»).

Общая длина ветви — 23 м; расчетная длина ее без замыкающих участков будет равна $23 - 1{,}39 \cdot 5 = 16{,}05$ м.

Местные сопротивления на ветви (не считая на замыкающих участках) состоят из сопротивления двух вентилей «Косва» $\Sigma\zeta = 6$. Местных сопротивлений между замыкающими участками нет.

Характеристика ветви $s_т$ без замыкающих участков будет:

$$s_т = A\left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma\zeta\right) = 1{,}08 \cdot 10^{-4}(2{,}7 \cdot 16{,}05 + 6) =$$

$$= 49{,}08 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м}^2/(\text{кг/ч})^2.$$

Тогда потери давления $p_т$ составят:

$$p_т = s_т G^2 = 49{,}08 \cdot 10^{-4} \cdot 200^2 = 196 \text{ кг/м}^2.$$

Общие потери давления в ветви, включая потери в пяти замыкающих участках, будут равны:

$$p_в = p_т + \Delta p_{з.у} \cdot 5 = 196 + 10{,}6 \cdot 5 = 249 \text{ кг/м}^2.$$

§ 22. ДЕТАЛИ ДЛЯ УСТРОЙСТВА ВОДЯНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Расширительный сосуд в водяной системе отопления с естественной циркуляцией и с верхней разводкой служит трем целям: для удаления воздуха из системы; для размещения прироста объема воды, вследствие расширения ее при нагревании; в качестве контрольного прибора при наполнении системы водой: систему наполняют до тех пор, пока через сигнальную линию расширителя не пойдет вода. Отсюда видно, что расширительный сосуд является обязательной принадлежностью системы водяного отопления (за исключением систем, присоединенных к тепловым сетям при теплофикации города).

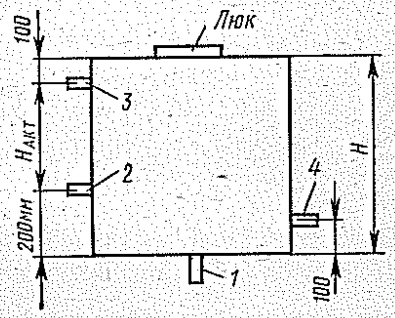


Рис. IV.21. Расширительный сосуд

В системе водяного отопления с нижней разводкой и во всех системах с насосной циркуляцией расширительный сосуд служит для размещения прироста воды, получающегося при нагревании, и для контроля за уровнем воды в системе отопления при наполнении системы водой.

Устройство расширительного сосуда показано на рис. IV.21. Сосуд имеет четыре штуцера для присоединения труб: *1* — расширительный; *2* — контрольный (сигнальный); *3* — переливной (воздушный) и *4* — циркуляционный.

На рис. IV.22 показана схема присоединения расширительного сосуда к системе водяного отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией. Контрольная и переливная трубы отведены в

раковину котельной, циркуляционная присоединена к подающей горячей магистрали. Контрольная труба, присоединенная к расширительному сосуду в 200 мм от дна бака, служит контролем при наполнении системы водой.

Появление воды из контрольной трубы сигнализирует о том, что система наполнилась водой до отметки присоединения этой трубы к патрубку расширительного сосуда. Однако при появлении воды из крана контрольной трубы не следует торопиться его закрывать. Сначала нужно закрыть кран водопроводной трубы, по которой наполняется система, и, подождав, пока остановится течение воды в раковину, закрыть кран на контрольной трубе.

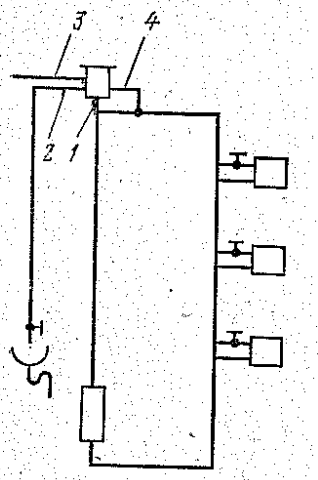


Рис. IV.22. Включение расширительного сосуда в систему отопления с естественной циркуляцией:
1 — расширительная труба; *2* — контрольная; *3* — переливная и воздушная труба; *4* — циркуляционная труба

Наполнять систему водой следует как можно медленнее, чтобы дать возможность всему воздуху удалиться из системы.

По переливной трубе вода сливается при переполнении расширительного сосуда и удаляется воздух из системы при заполнении ее водой.

В расширительном сосуде, присоединенном к системе в одной точке, вода не циркулирует, поэтому во избежание замерзания воды расширительный сосуд снабжают специальной циркуляционной трубой, присоединяемой к верхнему разливу или к обратной магистрали (в насосных системах).

Расширительные сосуды изготовляют из листовой стали, они имеют съемные крышки на болтах для периодической очистки сосудов. Устанавливается сосуд выше самой высокой точки системы на чердаке отапливаемого здания в утепленной будке. Кроме того, во избежание замерзания расширительный сосуд и его трубы изолируют.

Полезную емкость расширительного сосуда определяют в м³ по объему прироста воды ΔV, получающегося вследствие расширения при нагревании ее

$$\Delta V = \alpha V_c \Delta t,$$

где αV — прирост объема воды, м³; α — коэффициент объемного расширения воды, принимаемый равным 0,0006; V_c — объем воды в системе отопления, м³; Δt — разность между расчетной температурой горячей воды $t_г$ в системе отопления и температурой воды t_c в системе перед пуском ее в работу.

Объем воды в системе будет равен

$$V_c = V_к + V_п + V_т,$$

где $V_к$ — объем воды в генераторе тепла, м³; $V_п$ — то же, в нагревательных приборах; $V_т$ — то же, в трубах.

Получаемый прирост объема воды должен разместиться в расширительном сосуде между патрубками контрольной и переливной труб, т. е. в пределах активной высоты расширительного сосуда $H_{акт}$.

Принимая, что при пуске системы отопления жилых и общественных зданий в действие вода может нагреваться с 20 до 95° С, найдем прирост объема воды

$$\Delta V = \alpha \Delta t V_c = 0{,}0006\,(95-20)\,V_c = 0{,}045 V_c.$$

Полный объем расширительного сосуда определяют из выражения

$$V = \Delta V + V_1 + V_2,$$

где V_1 — часть объема расширительного сосуда от дна до контрольной трубы; V_2 — то же, от отметки переливной трубы до крышки расширительного сосуда.

Для определения объема воды в системе V_c можно воспользоваться данными табл. IV.10.

Таблица IV.10

Объем воды в элементах системы водяного отопления при перепаде температур 95—70° С

Элементы системы отопления	Объем воды V' для Q=1000 ккал/ч	Элементы системы отопления	Объем воды V' для Q=1000 ккал/ч
Чугунные котлы	3	Пластинчатые калориферы	0,5
Радиаторы типа М-140-АО	10	Трубопроводы местных систем:	
Радиаторы «Гамма» и «Польза»	25	с естественной циркуляцией	16
Ребристые трубы . . .	6,5	с насосной циркуляцией	8

Если объемы воды в элементах отопительной системы в целях упрощения расчетов отнесены к 1000 ккал/ч, тогда прирост объема воды можно найти из выражения

$$\Delta V = 0{,}045 \cdot \frac{Q}{1000} \cdot \sum V',$$

где Q — потери тепла зданием, ккал/ч.

Пример. Определить объем расширительного сосуда для системы водяного отопления с естественной циркуляцией при Q = =100 000 ккал/ч, с радиаторами типа М-140, чугунными котлами и температуре горячей воды $t_г$=95° С.

Решение. 1. Прирост объема воды в расширительном сосуде определяем по формуле

$$\Delta V = 0{,}045 \frac{Q}{1000} (V'_к + V'_п + V'_т).$$

После подстановки данных получим

$$\Delta V = 0{,}045 \cdot \frac{100\,000}{1000}(3+10+16) = 131 \text{ л или } 0{,}131 \text{ м}^3.$$

2. К установке принимаем расширительный сосуд цилиндрической формы диаметром 0,70 м. Тогда высота расширительного сосуда будет равна

$$H = \frac{\Delta V}{\frac{\pi d^2}{4}} + 0{,}2 + 0{,}1 = \frac{0{,}131 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 0{,}7^2} + 0{,}2 + 0{,}1 = 0{,}71 \text{ м}.$$

Здесь 0,2 — расстояние от отметки присоединения к контрольной трубе до дна расширителя, м; 0,1 — то же, к расширительному сосуду переливной трубы до крышки, м.

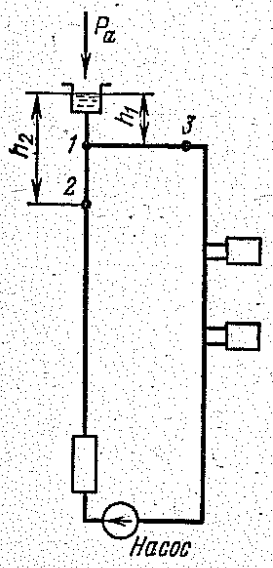


Рис. IV.23. К вопросу о способе присоединения расширительного сосуда в системе отопления с насосной циркуляцией

К установке принимаем расширительный сосуд $d=0{,}7$ м и $H=0{,}71$ м.

Диаметры труб, присоединяемых к расширительному сосуду, принимают в зависимости от тепломощности системы отопления, но обычно в следующих пределах: расширительная труба $d=25$—38 мм, циркуляционная и контрольная трубы $d=20$—25 мм, переливная труба $d=38$—53 мм.

Присоединение расширительных сосудов в насосных системах отопления. В таких системах распределение давлений в циркуляционных кольцах существенно зависит от схемы присоединения расширительных сосудов.

Рассмотрим элементарную схему отопления, в которой расширительный сосуд присоединен к подающей магистрали, проложенной на чердаке (рис. IV.23). Впишем в табл. IV.11 величины полных давлений в точках *1, 2,* и *3* при бездействующем и работающем насосе. Естественным давлением от охлаждения воды в трубах пренебрегаем.

Из табл. IV.11 видно, что давление в точке *1* останется неизменным, работает насос или нет. Объясняется это тем, что уровень воды в расширительном сосуде остается неизменным в обоих случаях. Так как уровень воды в расширительном сосуде при любой производительности насоса (по свойству замкнутых систем) не может быть изменен, в точке *1* и не может быть другого полного давления, кроме $p_a + h_1\gamma$.

Здесь p_a — атмосферное давление, действующее на открытую поверхность в расширительном сосуде; $h_1\gamma$ и $h_2\gamma$ — гидростатические давления столбов воды высотой соответственно h_1 и h_2 с объ-

Таблица IV.11

Давления воды в точках системы водяного отопления при присоединении расширительного сосуда к подающей магистрали

Точки	Полное давление в точках системы, кг/м²	
	при бездействующем насосе	при работающем насосе
1	$p_1 = p_a + h_1\gamma$	$p_1^н = p_a + h_1\gamma$
2	$p_2 = p_a + h_2\gamma$	$p_2^н = p_a + h_2\gamma + \Sigma(Rl+Z)_{2-1}$
3	$p_3 = p_a + h_1\gamma$	$p_3^н = p_a + h_1\gamma - \Sigma(Rl+Z)_{1-3}$

емной массой γ; $\Sigma(Rl+Z)_{2-1}$ — гидравлические потери при движении воды на участке 2—1; $\Sigma(Rl+Z)_{1-3}$ — гидравлические потери при движении воды на участке 1—3.

Избыточное давление (по манометру) в точке *1* будет равно $h_1\gamma$.

Точка в системе отопления с неизменным давлением называется *нейтральной.* Следовательно, давление, создаваемое насосом, распространяется только до точки *1* системы. За пределами же этой точки система в сторону движения воды будет находиться под давлением $h_1\gamma$.

Если это давление израсходуется на преодоление гидравлических сопротивлений при движении воды (например, от точки *1* до *3*), то за пределами этой точки давление в системе станет ниже атмосферного, в трубопроводе системы возникает разрежение и может образоваться пар *. Действительно, в точке *3* при соотношении $h_1\gamma < \Sigma(Rl+Z)_{1-3}$ давление будет $p_3^н < p_a$, вследствие чего нарушится циркуляция воды в системе.

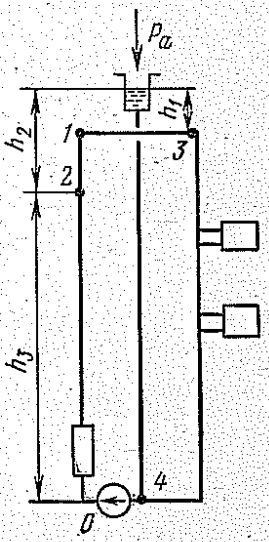


Рис. IV.24. Рекомендуемый способ присоединения расширительного сосуда в системе водяного отопления с насосной циркуляцией

В более протяженной системе с большим количеством стояков указанное положение может привести к тому, что часть стояков системы, присоединенных между точками *1—3,* будет работать в зависимости от положительного избыточного давления, а стояки, находящиеся за теми точками, где избыточное давление равно нулю, не будут работать полностью (отсутствие циркуляции).

* Температура кипения воды зависит от давления. При давлении ниже 1 ат температура кипения $t_к$ снижается, $t_к < 100°$ С.

Рассмотрим ту же схему отопления, но с расширительным сосудом, присоединенном перед насосом (рис. IV.24). Внесем в табл. IV.12 величины полных давлений в точках *1*, *2*, *3*, *4* при бездействующем и работающем насосе.

Таблица IV.12

Точки	Полное давление в точках системы	
	при бездействующем насосе	при работающем насосе
1	$p_1 = p_a + h_1\gamma$	$p_1^н = p_a + h_1\gamma + \Sigma(Rl+Z)_{1-3-4}$
2	$p_2 = p_a + h_2\gamma$	$p_2^н = p_a + h_2\gamma + \Sigma(Rl+Z)_{2-1-3-4}$
3	$p_3 = p_a + h_1\gamma$	$p_3^н = p_a + h_1\gamma + \Sigma(Rl+Z)_{3-4}$
4	$p_4 = p_a + (h_2+h_3)\gamma$	$p_4^н = p_a + (h_2+h_3)\gamma$

Здесь $\Sigma(Rl+Z)_{1-3-4}$ — давление, необходимое для преодоления гидравлических потерь на участках 1—3—4; $\Sigma(Rl+Z)_{2-1-3-4}$ — то же, на участках 2—1—3—4; $\Sigma(Rl+Z)_{3-4}$ — то же, на участках 3—4.

Из табл. IV.12 видно, что точки циркуляционного кольца системы отопления *1*, *2*, *3* и *4* находятся под положительным давлением насоса, равным гидравлическим потерям на участках от рассматриваемой точки до точки *4* (место присоединения расширительного сосуда), т. е. давления, создаваемые насосом в рассматриваемых точках, будут равны:

$$p_1 = p_{нас} - \Sigma(Rl+Z)_{0-2-1};$$

$$p_2 = p_{нас} - \Sigma(Rl+Z)_{0-2};$$

$$p_3 = p_{нас} - \Sigma(Rl+Z)_{0-2-1-3};$$

$$p_4 = (h_2+h_3)\gamma.$$

Из приведенных выражений видно, что только на точку *4* (место присоединения расширительного сосуда) не будет распространяться действие насоса, т. е. точка *4* является нейтральной в системе с расширительным сосудом, присоединенном перед насосом. Гидравлические потери на участок 4—0 преодолеваются за счет всасывающего действия насоса.

В заключение следует отметить, что в насосных системах отопления давление в трубопроводе зависит от места присоединения расширительного сосуда. В целях обеспечения положительного давления по всему циркуляционному кольцу (кольцам) расширительный сосуд следует присоединять перед всасывающим отверстием насоса, на обратном трубопроводе.

В случае, если расширительный сосуд нельзя присоединить на обратном трубопроводе перед насосом (в районных системах отопления), последний нужно поднять над верхней точкой розлива горячей воды на высоту h (рис. IV.25), определяемую в м из выражения

$$h = \frac{\Sigma(Rl+Z)_{4,5,6,1}}{1000} \cdot 1,1,$$

где h — высота от верхней точки горячего розлива до патрубка контрольной трубы; $\frac{\Sigma(Rl+Z)_{4,5,6,1}}{1000}$ — гидравлические потери трубопроводами от места включения в систему расширителя (p) до насоса (полуконтур *4*, *5*, *6*, *1*); 1, 1 — запас давления. Трассы *1*, *2*, *3*, *4* работают под давлением, создаваемым насосом.

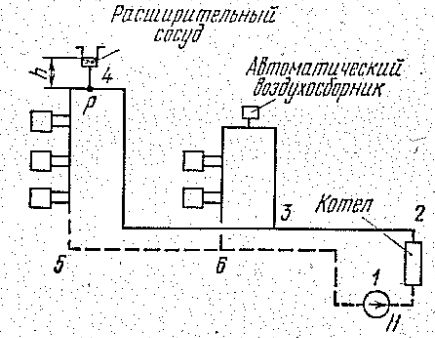


Рис. IV.25. Пример присоединения расширительного сосуда к верхней точке горячего розлива насосной системы отопления

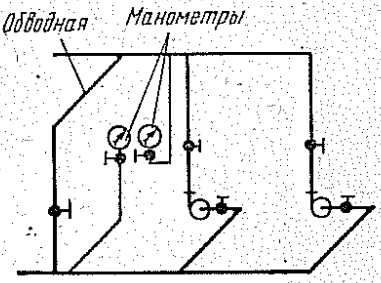


Рис. IV.26. Устройство обвязки трубопроводов центробежных насосов

Подбор насоса. Назначение насоса — создать давление, необходимое для циркуляции воды в системе, и потому насос в системах отопления обычно называют циркуляционным.

В насосных системах отопления насос не служит для подъема воды на высоту. Ввиду этого давление, развиваемое насосом, относительно невелико; количество же воды, перемещаемое по системе, значительно. Давление, развиваемое насосом, определяют как разность показаний манометров на нагнетательном и всасывающем патрубках насоса.

В качестве циркуляционных насосов применяют центробежные, создающие непрерывный поток воды. При этом насос включают в обратную магистраль, так как при перемещении более холодной воды меньше изнашиваются его роторное колесо и подшипники и исключается вскипание воды. В практике устанавливают два циркуляционных насоса с тем, чтобы их можно было эксплуатировать переменно.

Циркуляционные насосы снабжают обводной линией (рис. IV.26), включаемой в случае остановки центробежных насосов (возможность аварии). Через обводную линию может осуще-

ствляться циркуляция воды. Она, кроме того, может служить одним из средств количественного регулирования системы отопления путем пропуска части воды, т. е. переводом насоса на частичную работу «на себя».

Подбирают насосы по их характеристикам.

В характеристику насоса входят графическое изображение зависимости давления p, развиваемого насосом, коэффициента полезного действия η и мощности N от производительности G насоса, т. е. характеристика, представляет собой семейство кривых

$$p=f(G);\ N=f(G);\ \eta=f(G)$$

при постоянном числе оборотов n.

Насосы для систем отопления подбирают по их производительности и давлению, необходимому для преодоления гидравлических потерь трубопроводами системы.

Производительность насоса определяют в кг/ч или м³/ч по формулам

$$G=\frac{Q}{c\Delta t};\ V=\frac{Q}{c\Delta t\gamma_{ср}},$$

где G — производительность насоса, кг/ч; V — производительность насоса, м³/ч; Q — тепловые потери зданием, ккал/ч; Δt — принятый перепад температур теплоносителя в системе отопления, град; c — теплоемкость воды, ккал/кг·град; $\gamma_{ср}$ — объемная масса циркулирующей воды, кг/м³.

Мощность двигателя для насоса определяют в кВт из выражения

$$N=\frac{Gp}{3600\eta_н\eta_{р.п}\cdot 102},$$

где p — давление, развиваемое насосом, кг/м²; $\eta_н$ — к. п. д. насоса; $\eta_{р.п}$ — к. п. д. ременной передачи.

Ввиду того, что характеристики центробежных насосов получены на определенное число оборотов двигателя (при $n=1000$, 1400 и 2900), не всегда удается для заданных V и p подобрать насос с уже представленной в каталоге характеристикой. Величины V и p по каталогу обычно существенно отличаются от заданных. Вследствие этого возникает необходимость в определении нового числа оборотов, при которых производительность и давление максимально приближались бы к заданным значениям V и p.

Определение нового числа оборотов называют *пересчетом характеристики насосов*.

Теоретическое рассмотрение работы насоса позволяет установить, что при изменении числа оборотов насоса от n_1 до n_2, т. е. в $n_1/n_2=i_n$ раз, производительность V изменится также в i_n раз; величина давления p в i_n^2 и величина расходуемой мощности N — в i_n^3. При работе насоса на одну и ту же систему расход воды изменяется пропорционально изменению числа оборотов насоса

$$\frac{G_1}{G_2}=\frac{n_1}{n_2}=i_n.$$

Давления меняются прямо пропорционально квадрату изменения чисел оборотов: $\frac{p_1}{p_2}=\frac{n_1^2}{n_2^2}$.

Расходуемые мощности (без учета мощностей на трение в подшипниках и сальниках, на ременную передачу и т. д.) меняются прямо пропорционально изменениям числа оборотов в кубе

$$\frac{N_1}{N_2}=\frac{n_1^3}{n_2^3}.$$

При этом имеется в виду, что к. п. д. насоса не изменяется.

Имея характеристику при каком-либо одном числе оборотов n_1, при других значениях производительности можно с помощью указанных выше равенств получить характеристику насоса при другом числе оборотов, т. е.

$$\frac{n_1}{n_2}=\frac{G_1}{G_2}=\sqrt{\frac{p_1}{p_2}}=\sqrt[3]{\frac{N_1}{N_2}}.$$

Устройства для спуска воздуха из систем водяного отопления. Содержание воздуха в воде в общем виде определяется зависимостью

$$G=f(p,\ t),$$

где p — давление, под которым находится вода; t — температура воды.

Существенным условием, влияющим на удаление воздуха из системы, является скорость движения воды. При неизменном давлении и температуре, но с увеличением скорости v условия для удаления воздуха затрудняются.

Воздух выделяется из воды с понижением p, возрастанием t и снижением v. Указанную зависимость интенсивности выделения воздуха из воды используют при выявлении рациональных способов удаления воздуха из систем водяного отопления.

В водяном отоплении с естественной циркуляцией со скоростью движения воды, не превышающей 0,2 м/с, удаление воздуха происходит в системах с верхней разводкой через расширительный сосуд, в системах с нижней разводкой — через специально устроенные воздушные линии, которые подводят воздух к автоматическим воздухоотводчикам (рис. IV.27).

В водяном отоплении с насосной циркуляцией, со скоростью движения воздуха больше 0,2 м/с, воздух удаляется в системах с верхней разводкой через воздухоотводчики, в системах с нижней разводкой — через специально устраиваемые воздушные линии, которые подводят воздух к автоматическим воздухоотводчикам, т. е. аналогично системам с нижней разводкой и естественной циркуляцией.

Принципиальная схема устройства автоматических воздухоотводчиков была показана на рис. IV.27. Поплавок *1*, обычно свобод-

но пропускающий воздух в отверстие 2, закрывает его, всплывая при заполнении корпуса водой. При понижении уровня воды поплавок опускается и открывает отверстие 2 для выхода воздуха.

В насосных системах автоматические воздухоотводчики рекомендуется устанавливать на проточных воздухосборниках

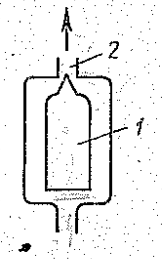


Рис. IV.27. Принципиальная схема автоматического воздухоотводчика

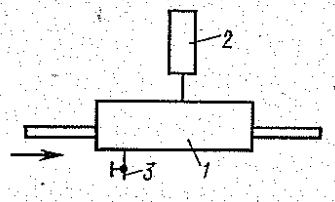


Рис. IV.28. Установка проточного воздухосборника и автоматического воздухоотводчика:
1 — воздухосборник; *2* — автоматический воздухоотводчик; *3* — спуск грязи

(рис. IV.28). Проточный воздухосборник — отрезок трубы диаметром, значительно превышающим диаметр магистрального трубопровода, монтируется перед последним в ответвлении стояком.

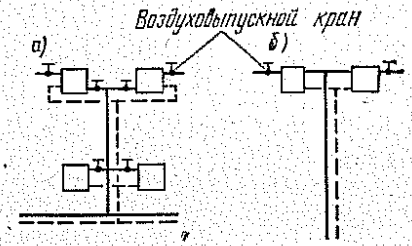


Рис. IV.29. Устройство спуска воздуха в системе водяного отопления с нижней разводкой:
а — возможное устройство; *б* — нерекомендуемое устройство

В проточном воздухосборнике вследствие того, что диаметр его больше диаметра магистрального трубопровода, скорость воды резко снижается, чем создаются благоприятные условия для выделения из воды пузырьков воздуха.

Диаметр проточного возбухосборника можно определить по формуле

$$d_в = \frac{v_м}{0,1} d_м,$$

где $v_м$ — скорость воды в магистральном трубопроводе, м/с; 0,1 — принимаемая скорость воды в воздухосборнике; $d_м$ — диаметр магистрального трубопровода, м.

В системах отопления с нижней разводкой удалять воздух можно не через воздушную линию, а через специальные воздуховыпускные краны, устанавливаемые на всех радиаторах верхнего этажа (рис. IV.29). Вместо воздушного крана Маевского (рис. IV.30, *а*) нашел применение шуруп, ввертываемый в верхнюю глухую радиаторную пробку (рис. IV.30, *б*).

При установке воздуховыпускных кранов в радиаторных пробках подводки горячей воды к нагревательным приборам следует присоединять к нижней радиаторной пробке. Объясняется это тем, что в случае присоединения подводок по обычной схеме (горячая подводка сверху, обратная снизу) при малейшем понижении воды в системе и в радиаторах верхних этажей в них прекращается циркуляция воды и они перестают работать.

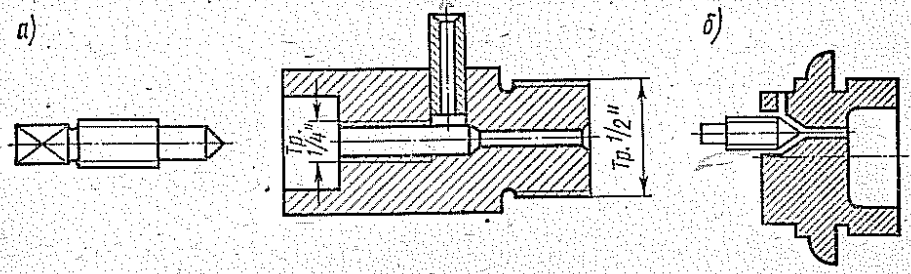


Рис. IV.30. Устройство для спуска воздуха из приборов:
а — кран системы Маевского; *б* — шуруп, применяемый взамен воздуховыпускного крана

Следует отметить, что воздуховыпускные краны, установленные на приборах, обслуживаются вручную, что в эксплуатационном отношении менее удобно, чем устройство для удаления воздуха через специальную воздушную линию.

Воздушные линии во избежание замерзания нельзя прокладывать на чердаках.

ГЛАВА V

ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

§ 23. ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ-ПАРА

Если при сохранении давления постоянным сообщать жидкости теплоту, то, как показывает опыт, ее температура повышается только до известного предела: до температуры кипения, соответствующей данному давлению.

При дальнейшем подводе тепла жидкость кипит и постепенно переходит в пар. Если при этом давление постоянно, то у всех жидкостей наблюдается характерное явление — температура смеси жидкости и пара остается неизменной и равной температуре кипения до той поры, пока вся жидкость не перейдет в пар.

Когда частицы жидкости взвешены в паре, т. е. распределены в нем более или менее равномерно, то смесь называют влажным насыщенным паром. Но 1 кг воды имеет значительно меньшее теплосодержание, чем 1 кг пара, полученного из нее, несмотря на то, что оба находятся под одним и тем же давлением при одинаковой температуре.

Теплосодержание 1 кг пара больше теплосодержания 1 кг воды на величину скрытой теплоты парообразования. Так, при манометрическом * давлении пара 0,2 кг/см² теплосодержание 1 кг воды равно 104,3 ккал/кг, тогда как теплосодержание 1 кг пара — 640,8 ккал/кг, температура же обоих теплоносителей равна 104,2° С. Разница теплосодержания 1 кг пара и 1 кг воды составляет теплоту парообразования

$$r = 640{,}8 - 104{,}3 = 536{,}5 \text{ ккал/кг}.$$

Это означает, что если 1 кг пара, находившегося под давлением 0,2 кг/см², сконденсируется в воду, которая будет тоже находиться под давлением 0,2 кг/см², то будет выделяться 536,5 ккал/кг.

Нагревательные приборы отдают тепло за счет скрытой теплоты парообразования (фазовое превращение), благодаря чему пар является более ценным теплоносителем в системах отопления.

Вследствие значительно большего коэффициента теплоперехода от пара к стенке, чем от воды, коэффициенты теплопередачи нагревательных приборов в паровых системах отопления больше на 25—30%, чем в водяных системах. Кроме того, из-за большей расчетной разности температур $t_{пр}—t_в$ (температура прибора и воздуха помещения) в паровых системах отопления теплоотдача 1 м² нагревательного прибора в итоге получается на 35—40% больше, чем от 1 м² такого же прибора при теплоносителе-воде при средней ее температуре 80° С.

Существенным преимуществом пара является малая объемная масса его. Так, при давлении 0,7 кг/см² $\gamma_п = 0{,}687$ кг/м³, что меньше, чем у воды при температуре 80° С, в 1420 раз. Это свойство позволяет практически не учитывать статическое давление в паровых системах даже очень высоких зданий.

Вместе с тем большим недостатком пара как теплоносителя является высокая температура его (не менее 100° С) и соответственно высокая температура поверхности металлических нагревательных приборов.

Разложение органической пыли, оседающей на поверхности нагревательных приборов, загрязняет воздух помещения.

В зависимости от давления пара, применяемого в качестве теплоносителя, паровое отопление устраивают трех видов: низкого манометрического давления (до 0,7 кг/см²), высокого давления (выше 0,7 кг/см²), вакуумное (с давлением ниже атмосферного).

§ 24. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Принципиальная схема парового отопления низкого давления показана на рис. V.1. Она состоит из трех основных элементов: парового котла, нагревательных приборов, сети трубопроводов.

* Здесь и далее давление пара указано по показаниям манометра, которое меньше абсолютного на 1 ат.

Зак. 832
25—

Действие системы состоит в следующем. Вода, которой заполнен генератор тепла — котел до известного уровня, подогревается. После нагревания воды выше 100° С образуется пар, который начинает перемещаться по трубопроводам в нагревательный прибор. Охлаждаясь при соприкосновении со стенками нагревательного прибора, пар конденсируется. При этом в основном скрытая теплота парообразования через стенки прибора передается отапливаемому помещению. Образовавшийся конденсат возвращается из прибора самотеком по трубопроводам (конденсатопроводам) в котел для повторного превращения в пар.

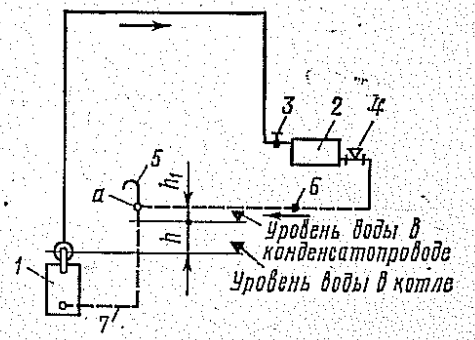


Рис. V.1. Принципиальная схема паровой системы отопления низкого давления с верхней разводкой и самотечным возвратом конденсата (с сухим конденсатопроводом):

1 — паровой котел; *2* — нагревательный прибор; *3* — вентиль; *4* — тройник с пробкой; *5* — воздушная труба; *6* — сухой конденсатопровод; *7* — мокрый конденсатопровод. Стрелкой показан уклон трубы

Так как до пуска системы нагревательный прибор и трубопроводы заполнены воздухом, пар может поступить в прибор только после предварительного вытеснения воздуха, как более тяжелой среды. Воздух удаляется из системы, перемещаясь по пути следования пара до нагревательного прибора и далее по конденсатопроводу, перемещаясь параллельно с конденсатом. Таким образом, сечение конденсатопровода должно быть достаточным для перемещения конденсата и воздуха.

Конденсатопровод, в котором перемещаются конденсат и воздух, называют условно сухим. Сухой конденсатопровод, прокладываемый с уклоном $i = 0{,}005$ для самотечного перемещения конденсата, переходит в вертикальную трубу, занимая полное сечение которой, конденсат возвращается в котел. В точке *а*, соединяющей горизонтальную трубу с вертикальной, воздух через воздушную трубку удаляется в помещение котельной.

Таким образом, паровая система отопления отличается от водяной тем, что в паровой системе отсутствует расширительный сосуд; воздух удаляется из системы не через верхнюю точку ее, а внизу (в подвале, в помещении котельной), перед местом попадания конденсата в котел, через специально устраиваемую воздушную трубку.

Трубопроводы в паровой системе разделяются на паропроводы, идущие до нагревательного прибора, и конденсатопроводы — от нагревательного прибора до генератора тепла.

Перемещение теплоносителя пара происходит вследствие разности давлений пара в котле и перед нагревательным прибором.

Паровая система отопления должна быть рассчитана так, чтобы пар, поступивший в нагревательный прибор, полностью сконденси-

ровался. Регулирование поступления пара в прибор, в случае необходимости, производится вентилем, устанавливаемым на горячей подводке к нагревательному прибору.

Контроль за подачей пара к нагревательному прибору можно осуществить установкой на конденсатопроводе за прибором тройника с пробкой (см. рис. V.1). Вывертывая пробку, можно установить регулировкой вентилем на пароподводящей трубе такой режим, при котором пар будет полностью конденсироваться в приборе. Пар, попавший в конденсатопровод, будет выходить в помещение котельной по воздушной трубе. За каждым нагревательным прибором целесообразнее устанавливать парозапиратель (рис. V.2), который пропускает воздух и конденсат, но препятствует проходу пара.

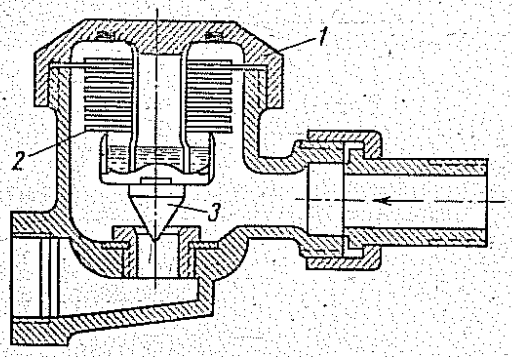


Рис. V.2. Конденсационный горшок термического действия:
1 — чугунный корпус; *2* — сильфон (из легкорасширяющегося сплава); *3* — клапан

Принцип работы парозапирателя состоит в следующем. Герметическая гофрированная коробка (сильфон) заполнена спиртом. При температуре пара коробка растягивается, и прикрепленный к ней конусный золотник закрывает отверстие для прохода пара. При омывании воздухом или конденсатом, температура которого ниже температуры пара, коробка не растягивается и отверстие остается открытым.

Давление пара в генераторе тепла слагается из потерь давления на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводе $\Sigma(Rl+Z)$ и в нагревательном приборе, перед вентилем которого обеспечивается определенное расчетное давление.

Обычно давление пара в генераторе тепла назначают в зависимости от протяженности системы — расстояния от генератора тепла до наиболее удаленного вертикального стояка. По данным практики, при протяженности системы до 100 м давление принимают до 0,1 кг/см², до 200 м — до 0,2 кг/см², до 300 м — до 0,3 кг/см².

Величина расчетного давления пара в котле определяется разностью уровней воды в вертикальном участке конденсатопровода (мокрый конденсатопровод) и в генераторе тепла.

Столб воды высотой h должен уравновешивать давление пара в котле. Высота соответствует давлению пара в котле, выраженному в метрах водяного столба.

С достаточной точностью можно считать, что давление в 1 кг/см², равное 1 ат, уравновешивается столбом воды высотой 10 м. В нашем случае более точно величину h можно определить по формуле

$h=p/\gamma$, где p — давление пара в котле; γ — объемная масса конденсата.

При расчетном давлении в котле 0,1 кг/см² уровень воды в вертикальном участке конденсатопровода будет на 1 м выше уровня воды в генераторе или $h=1$ м; при давлении 0,2 кг/см² $h=2$ м.

Расстояние h_1 (см. рис. V.1) в целях предохранения воздушной трубки от заливания (при повышении давления в котле против расчетного) принимают равным на 250—300 мм выше уровня воды в конденсатопроводе.

На основе принципиальной схемы устраивают следующие схемы парового отопления низкого давления, описанные ниже.

Паровая система отопления низкого давления с верхней разводкой с самотечным возвратом конденсата (с «сухим» конденсатопроводом). Данная схема (рис. V.3) повторяет, по существу, полностью рассмотренную принципиальную схему паровой системы отопления. Отличается эта схема тем, что здесь пар из генератора тепла (котла) поступает в главный стояк, затем по магистрали, вертикальным стоякам и верхним подводкам подается в нагревательные приборы. Конденсат, образующийся в нагревательных приборах, стекает по конденсатопроводам в котел.

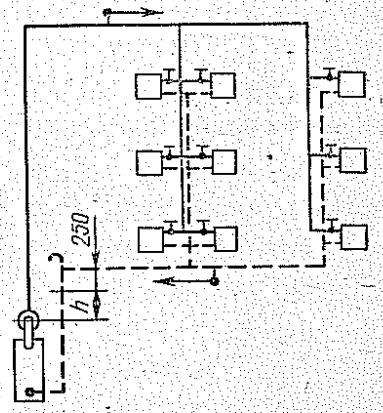


Рис. V.3. Схема паровой системы отопления низкого давления с верхней разводкой и самотечным возвратом конденсата (с сухим конденсатопроводом)

Описываемая схема выгодно отличается от других рассматриваемых ниже тем, что пар поступает в нагревательные приборы по стоякам сверху вниз, при этом конденсат, образующийся в стояках-паропроводах, стекает по стенкам труб вниз в одном направлении с движением пара. Исключение составляет только главный стояк, в котором конденсат, образующийся при движении пара (за счет тепловых потерь трубопроводами), стекает навстречу пару. Попутное движение пара и конденсата являются целесообразным, поскольку при таком движении двух сред не нарушается режим движения пара и конденсата — отсутствуют толчки, гидравлические удары, характерные при противоточном направлении движения пара и конденсата в одной трубе.

Подающую магистраль прокладывают с уклоном в сторону движения пара, а конденсационную линию — с уклоном в сторону котла.

Паровая система отопления низкого давления с нижней разводкой и самотечным возвратом конденсата. Такая система (рис. V.4) отличается от системы с верхней разводкой положением магист-

рального паропровода и устройством отвода (осушки) конденсата из паропровода U-образной петлей.

На рис. V.4 показан гидравлический затвор-водоотводчик. На нижней части петли устанавливают тройник с пробкой, необходимой для прочистки петли, а также спуска воды из нее при длительном прекращении работы системы во избежание замерзания воды в петле. Высота U-образного гидравлического затвора определяется величиной H (рис. V.4):

$$H = H_1 + H_{зап},$$

где H_1 — высота столба воды, уравновешивающего давление пара в месте присоединения гидравлического затвора; $H_{зап}$ — запас, учитывающий колебание давления пара в трубопроводе, уравновешиваемый столбом воды высотой 0,2—0,25 м.

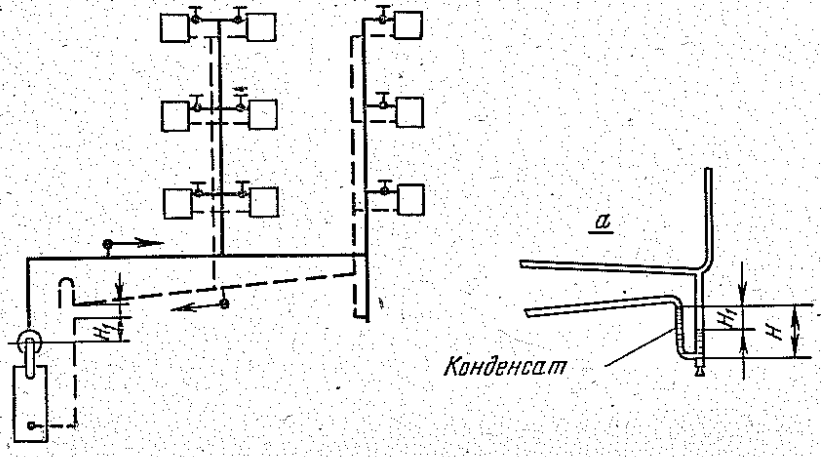


Рис. V.4. Схема паровой системы отопления с нижней разводкой и самотечным возвратом конденсата:
а — гидравлический затвор-водоотводчик

Высоту H_1 определяют по формуле

$$H_1 = p_т/\gamma_в,$$

где $p_т$ — давление пара в трубе в месте присоединения гидравлического затвора, кг/м^2; $\gamma_в$ — объемная масса воды, уравновешивающая давление пара в месте присоединения затвора, кг/м^3.

По сравнению с описанной ранее системой с верхней разводкой в системе с нижней разводкой пар поступает в нагревательные приборы по восходящим стоякам, при этом образующийся конденсат стекает навстречу движению пара. Вследствие этого скорость движения пара по стоякам должна быть меньше скорости перемещения его в стояках системы с верхней разводкой. При больших скоростях движения пара последний, поднимаясь вверх, способен

подхватывать стекающий вниз конденсат, что сопровождается шумом.

Паровая система отопления низкого давления со средней разводкой и сухим конденсатопроводом. В зданиях высотой в 3—5 этажей устраивают паровые системы отопления низкого давления со средней разводкой пара (рис. V.5).

Паровую магистраль в такой системе прокладывают под потолком одного из этажей; часть системы, расположенная выше паровой магистрали, будет аналогична системе с нижней разводкой,

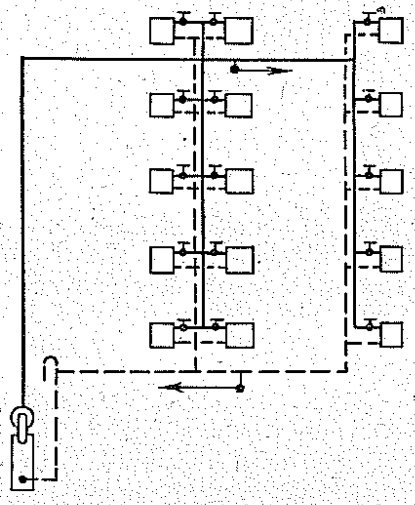


Рис. V.5. Схема паровой системы отопления низкого давления со средней разводкой и сухим конденсатопроводом

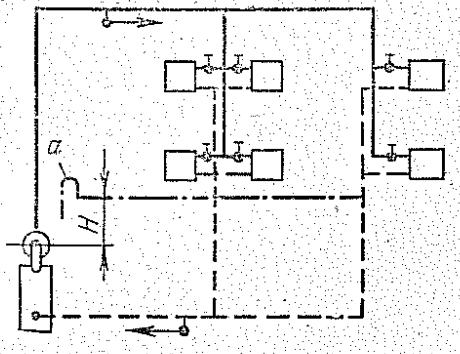


Рис. V.6. Схема паровой системы отопления низкого давления с верхней разводкой и мокрым конденсатопроводом

а другая часть, расположенная ниже паровой магистрали, аналогична системе с верхней разводкой.

К преимуществам системы следует отнести рациональный (без специальных устройств) отвод конденсата из паропровода и рациональное размещение магистрального паропровода в отапливаемом помещении. Отдача тепла паропроводом в этом случае используется для отопления.

Паровая система отопления низкого давления с верхней разводкой и «мокрым» конденсатопроводом. При прокладке магистрального конденсатопровода ниже уровня воды в котле (рис. V.6) для спуска воздуха в паровой системе отопления низкого давления предусматривают специальную воздушную линию. Эта линия должна проходить выше уровня воды в котле, т. е. вертикальное расстояние H от уровня воды в котле до воздушной линии определяется по формуле, приведенной выше

$$H = H_1 + H_{зап},$$

где H_1 — высота столба воды, уравновешивающая давление пара в котле, м; $H_{зап}$ — запас высоты столба воды, учитывающий колебание давления пара в котле, уравновешиваемый столбом воды высотой 0,25 м.

Величину H_1 для данной системы определяют по аналогичной формуле

$$H_1 = p/\gamma_в,$$

где p — давление пара в котле, кг/м²; $\gamma_в$ — объемная масса столба воды, уравновешивающего давление пара в котле.

К воздушной линии, прокладываемой обычно горизонтально, присоединены все конденсационные стояки. Для выпуска воздуха устраивают трубу *а*.

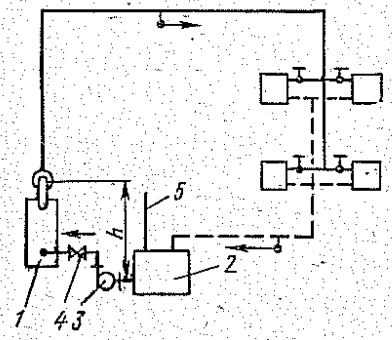


Рис. V.7. Схема системы отопления низкого давления с перекачкой конденсата в генератор тепла при помощи насоса:

1 — паровой котел; *2* — конденсационный бак; *3* — питательный центробежный насос; *4* — обратный клапан; *5* — воздушная труба; *h* — высота подъема конденсата

Магистральный конденсатопровод, служащий в этой системе только для отвода конденсата, полностью заполнен водой в отличие от паровой системы с сухим конденсатопроводом, и поэтому его называют мокрым.

Паровая система отопления низкого давления с перекачкой конденсата в котел при помощи насоса. Паровые системы отопления низкого давления с самотечным возвратом конденсата можно устраивать, как это видно из рис. V.1, в случае размещения парового котла ниже нагревательных приборов.

В системах большой протяженности в связи с увеличением расчетного давления пара в котле требуется соответственно еще больше углубить котельную.

Если заглубить котельную затруднительно (обычно при давлении выше 0,2 кг/см²), применяют паровую систему отопления низкого давления с перекачкой конденсата при помощи насоса. В этой системе нагревательные приборы можно устанавливать ниже котла.

В паровой системе отопления с перекачкой конденсата разводка паропроводов может быть любой — верхней, нижней, средней. Конденсат из системы отопления поступает в конденсационный бак, откуда с помощью центробежного питательного насоса перекачивается в котел (рис. V.7).

Питательный насос рекомендуется устанавливать ниже дна конденсационного бака для того, чтобы насос находился под заливом. Необходимость такой установки насоса объясняется тем, что высота всасывания насоса зависит от температуры перекачиваемой воды: с повышением температуры воды эта высота резко снижается. Следует иметь также в виду, что при создаваемом во всасывающей

трубе насоса вакууме, при котором понижается температура кипения воды, горячая вода быстрее холодной перейдет в парообразное состояние. Переход воды в парообразное состояние резко снизит (если не сведет к нулю) производительность насоса. Установка насоса «под залив», т. е. под давлением столба воды, устраняет возможность описанного явления.

В паровой системе с перекачкой конденсата воздух удаляется по конденсационной магистрали и выходит в атмосферу через конденсационный бак. В закрытом баке для этой цели устраивается специальная воздушная труба. Во избежание выхода пара в атмосферу через конденсационную магистраль в конце этого трубопровода, у бака, устанавливают конденсационный горшок.

§ 25. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Паровыми системами отопления высокого давления называют системы с давлением пара от 0,7 до 3 кг/см².

Верхний предел давления пара лимитируется в основном механической прочностью нагревательных приборов.

Количество тепла, получаемого нагревательным прибором, равняется

$$Q = [c_п(t_п - t_н) + r + c_в(t_н - t_к)]G,$$

где $c_п$ — теплоемкость пара ($\approx$0,44 ккал/кг·град); r — скрытая теплота парообразования (540 ккал/кг); $c_в$ — теплоемкость воды; $t_п$ — температура пара, поступающего в прибор; $t_н$ — температура насыщения пара; $t_к$ — температура конденсата, вытекающего из прибора; G — количество пара, поступающего в прибор, кг/ч.

При охлаждении перегретого пара до состояния насыщения тепла выделяется меньше по сравнению со скрытой теплотой парообразования. Кроме того, коэффициент теплоперехода перегретого пара α — невелик, он равен 200—300 ккал/м²·ч·град (перегретый пар обладает свойствами газов), тогда как насыщенный пар имеет α=10 000 ккал/м²·ч·град. Поэтому перегретый пар в качестве теплоотдающей среды применять нецелесообразно — увеличивается поверхность нагревательных приборов.

Паровые системы отопления высокого давления, как правило, получают пар от отопительно-производственных котельных. Такие системы отопления применяют с верхней, нижней и средней разводками пара; тупиковые и с попутным движением конденсата.

На рис. V.8 показана паровая система отопления высокого давления с верхней разводкой пара — тупиковая. Пар давлением выше 3 кг/см² подается из заводской котельной по паропроводу *1* в парораспределительную гребенку, от которой по ответвлению *2* он поступает на технологические нужды.

В системах отопления давление пара снижают при помощи редукционного клапана *РК*; пар поступает в парораспределительную гребенку с давлением не выше 3 кг/см². На гребенке установлен предохранительный клапан *ПК*, гарантирующий давление в сети не

выше заданного. Если редукционный клапан не снизит давление пара до 3 кг/см², предохранительный клапан откроется для выпуска пара в атмосферу.

От пароraспределительной гребенки пар по паропроводу поступает к стоякам и далее к нагревательным приборам. В последних пар конденсируется, отдавая скрытую теплоту парообразования. Конденсат по конденсатопроводам поступает в котельную.

В паровых системах высокого давления температура конденсата практически равняется температуре пара, находящегося в приборе, т. е. выше 100° С. Поэтому конденсат в отличие от паровых систем низкого давления удаляется не самотеком, а давлением пара.

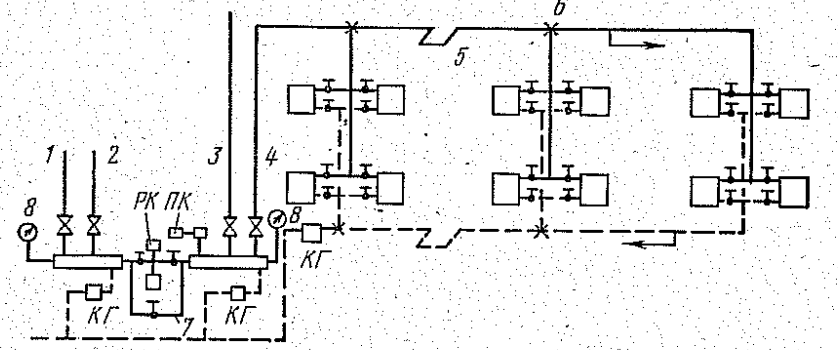


Рис. V.8. Схема паровой системы отопления высокого давления с верхней разводкой пара — тупиковая:

1 — пар из котельной; *2* — пар на технологические нужды (давление выше 3 кг/см²); *3* — пар к калориферам вентиляции; *4* — пар в систему отопления; *5* — П-образный компенсатор; *6* — неподвижная опора; *КГ* — конденсационный горшок; *РК* — редукционный клапан; *ПК* — предохранительный клапан; *7* — обводная линия (на случай ремонта редукционного клапана); *8* — манометр

В отличие от системы низкого давления в данном случае на подводках к нагревательным приборам (паровой и конденсационной) устанавливают вентили на обеих подводках. При выключении нагревательного прибора следует закрыть оба вентиля.

На конденсационной магистрали на группу стояков устанавливают конденсатоотводчик. Конденсат из пароraспределительных гребенок удаляется аналогично. При пуске системы высокого давления воздух под давлением пара вытесняется из системы через конденсатопроводы и обходные линии у конденсатоотводчиков.

Для компенсации температурных удлинений паропроводов и конденсационной магистрали устанавливают компенсаторы в соответствующих местах системы между неподвижными опорами.

Чтобы обеспечить более надежную работу всех нагревательных приборов паровой системы отопления высокого давления, целесообразно устраивать попутную разводку магистральных конденсатопроводов (рис. V.9). Аналогично насосной системе водяного отопления с попутным движением воды в паровой системе отопления длина всех расчетных колец — паровой линии плюс конденсационной — будет одинаковой.

Расчет трубопроводов паровой системы отопления высокого давления с попутным движением конденсата необходимо выполнять особенно тщательно. Метод расчета аналогичен расчету трубопроводов водяного отопления с попутным движением воды в магистральных трубопроводах: определяют давление в точках присоединения стояков к паровой и конденсационной магистралям. При

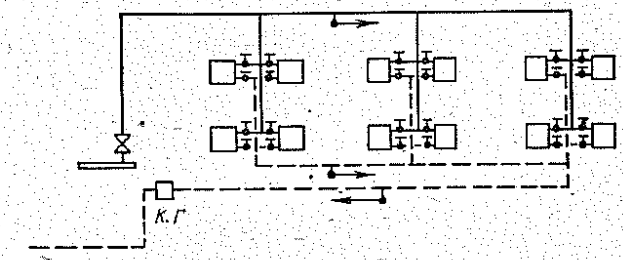


Рис. V.9. Схема системы парового отопления высокого давления с попутным движением конденсата

этом давление в точках ответвления от паропровода должно быть больше давления в соответствующих точках присоединения тех же стояков к конденсатопроводу. В противном случае конденсат может двигаться снизу вверх, т. е. будет происходить своеобразная обратная циркуляция конденсата.

§ 26. ВАКУУМ-ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Недостатком паровых систем отопления является высокая температура нагревательных приборов (не ниже 100° С). Из-за высокой температуры нагревательных приборов эти системы не удовлетворяют санитарно-гигиеническим требованиям для применения в жилых и общественных зданиях.

В вакуум-паровых системах отопления используют одно из свойств воды — зависимость температуры кипения от давления (табл. V.1).

Таблица V.1

Зависимость температуры кипения воды от давления

Давление пара, кг/см², в абсолютном измерении	0,3	0,5	0,7	0,9
Температура пара, °С	68,7	78,3	89,5	96,2
Скрытая теплота испарения, ккал/кг	558	552,4	545,7	541,9

Из этой таблицы видно, что при давлении ниже атмосферного температура пара ниже 100° С. Следовательно, создавая в паровой системе давления ниже атмосферного, температура пара и нагревательных приборов будет ниже 100° С.

На рис. V.10 показана принципиальная схема вакуум-паровой системы отопления. Вырабатываемый в котле пар поступает в нагревательные приборы, в которых он конденсируется, отдавая скрытую теплоту испарения. Движение по трубопроводам пара и конденсата побуждается пониженным давлением, создаваемым вакуумным насосом. На этом принципе действуют субатмосферные системы.

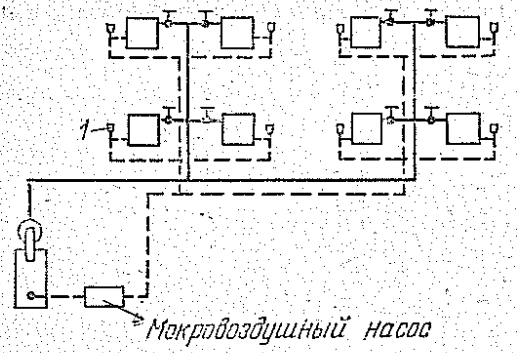


Рис. V.10. Принципиальная схема вакуумной системы отопления:
1 — автоматический воздушный кран

В отличие от субатмосферных в вакуум-паровых системах за счет создаваемого воздушным насосом вакуума конденсат движется по конденсатопроводам, а пар поступает в нагревательные приборы вследствие избыточного давления его в котле (0,05 — 0,1 кг/см^2).

В вакуум-паровой системе отопления из одного центра можно качественно регулировать температуру нагревательных приборов путем изменения величины вакуума в системе с помощью вакуумного насоса.

Существенным недостатком этой системы являются трудно устраняемые неплотности, через которые просачивается воздух в систему отопления. Вакуум-паровые системы отопления в СССР распространения не получили.

§ 27. ДЕТАЛИ УСТРОЙСТВА ПАРОВЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Устройства для отвода конденсата. В паровых системах отопления устройствами для отвода конденсата служат U-образные петли или конденсатоотводчики. В паровых системах высокого давления такие петли не применяют вследствие того, что из-за высокого давления высота их была бы слишком большой.

Конденсатоотводчики по принципу действия различают на термические и поплавковые. По режиму работы они могут быть периодического и непрерывного действия. На рис. V.11 изображено внутреннее устройство конденсатоотводчика термического действия. Изогнутую трубку наполняют спиртом; под влиянием температуры входящих в трубку паров трубка выпрямляется и коническим золотником закрывает входное отверстие (слева). Конденсатоотводчики

термического действия устанавливают в паровых системах как низкого, так и высокого давления.

Конденсатоотводчики термического действия часто применяют вместо U-образных петлевых затворов в тех случаях, когда для устройства последних отсутствует необходимая высота.

На рис. V.12 показан конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком. Детали его: корпус *1*, крышка *2*, поплавок *4* и рычаг *3* с шаровым клапаном. Конденсат поступает в корпус горшка, в котором имеется открытый поплавок. По наполнении горшка конденсатом поплавок всплывает, закрывая выпускной клапан. Затем поплавок, заливаемый конденсатом, опускается, открывая отверстие. После выпуска из конденсатоотводчика конденсат еще сохраняет давление, соответствующее давлению пара перед конденсатоотводчиком, и даже может подняться на соответствующую высоту. Для предотвращения обратного поступления конденсата в конденсатоотводчик из приподнятой конденсационной линии этот прибор снабжен обратным клапаном, размещенным в месте выхода конденсата из конденсатоотводчика.

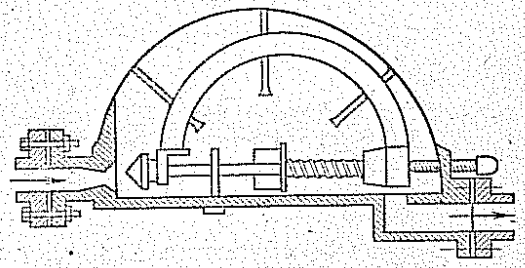


Рис. V.11. Конденсатоотводчик термического действия

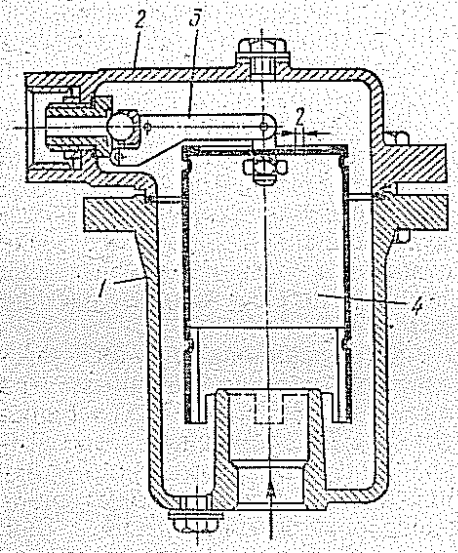


Рис. V.12. Конденсационный горшок с опрокинутым поплавком

В момент нагрева системы, когда образуется большое количество конденсата, а давление пара еще не установилось, конденсат можно пропускать, минуя конденсатоотводчик. Вместе с конденсатом через этот вентиль удаляется и воздух из системы. После прогрева системы вентиль обводной трубы закрывается.

Для обводного движения конденсата во время ремонта конденсатоотводчика и для продувки конденсатопровода служит обводная линия (рис. V.13). В конденсатоотводчике поплавкового типа непрерывного действия (рис. V.14) имеется закрытый поплавок, который при помощи рычажной системы управляет выпуск-

ным клапаном (золотником). При непрерывном поступлении конденсата в конденсатоотводчик шар поплавка находится в приподнятом положении (плавает), открывая отверстие для выхода конденсата. При отсутствии конденсата поплавок опущен, и золотник закрывает выходное отверстие.

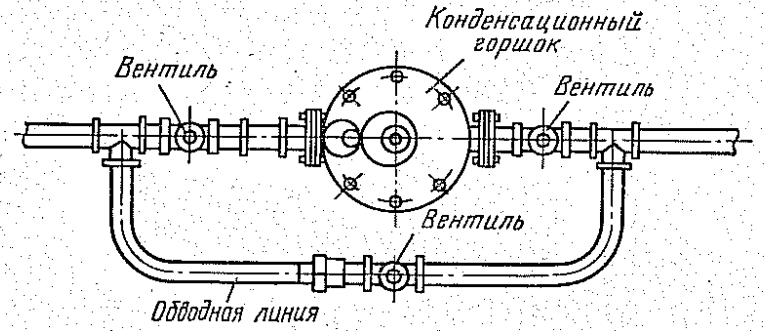


Рис. V.13. Установка конденсационного горшка

Конденсатоотводчики устанавливают для отвода конденсата в паровых системах низкого и высокого давления. В паровых системах отопления низкого давления (более 0,4 кг/см²) на конденсатопроводе перед конденсатным баком во избежание выхода пара в атмосферу устанавливают конденсатоотводчик.

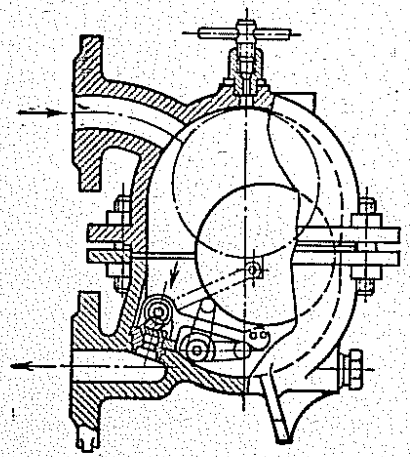


Рис. V.14. Конденсационный горшок с закрытым поплавком

Расчет (подбор) конденсатоотводчиков ведут на заданный перепад давлений до и после конденсатоотводчика. При этом следует сохранять давление после отводчика, необходимое для транспортировки конденсата до котельной.

Конденсационные баки изготовляют обычно сварными из листовой стали. Для удаления воздуха и сообщения с атмосферой в паровых системах отопления конденсационный бак снабжают воздушной трубой. Бак имеет герметичный люк, водомерное стекло, переливную и спускную трубу. Одночасовой расход конденсата определяют по формуле

$$V = Q/(r\gamma),$$

где Q — теплопроизводительность системы, ккал/ч; r — теплота парообразования, ккал/кг; γ — объемная масса конденсата, кг/м³.

Емкость конденсационного бака принимают равной объему конденсата, поступающего из системы за 1—2 ч в небольших котельных (с чугунными котлами); 0,5—1 ч — в крупных котельных.

Если конденсат может поступить в бак, минуя конденсатоотводчик, то бак рассчитывают на прочность по максимально возможному давлению пара, поступающего в бак. При давлении пара более 0,7 кг/см² он должен быть оборудован двумя предохранительными клапанами.

Редукционные клапаны применяют для снижения давления пара перед вводом его в систему (рис. V.15). Давление пара снижается вследствие того, что он проходит под золотник через малое отверстие с большой скоростью. Регулируемое давление устанавливают натяжением пружины.

С помощью редукционного клапана можно поддерживать постоянное давление пара в системе независимо от изменения давления перед клапаном. Достигается это тем, что площади поршня *2* и золотникового отверстия *1* равны, вследствие чего изменение давления пара не оказывает воздействия на степень открытия золотникового отверстия. Редукционный клапан служит и запорным вентилем.

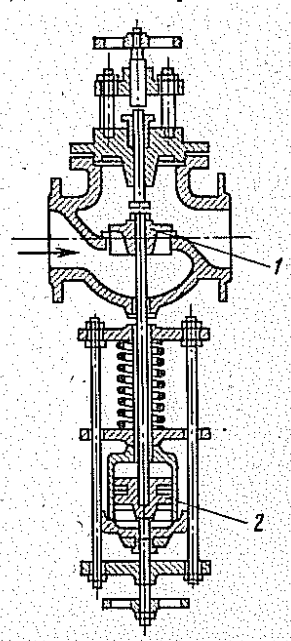


Рис. V.15. Редукционный клапан

Подбор редукционного клапана состоит в определении площади сечения прохода в клапане f:

$$f = G/q,$$

где G — расход пара через редукционный клапан, кг/ч; q — теоретический расход пара через 1 см² сечения прохода клапана, кг/ч.

Подбирают редукционные клапаны по номограммам.

Компенсаторы. Для восприятия трубами температурных удлинений и разгрузки их от температурных напряжений служат компенсаторы. При отсутствии компенсации в трубопроводе возникает большое напряжение сжатия.

Температурное удлинение стальных труб определяют по формуле

$$\Delta l = a(t_1 - t_2)l,$$

где a — коэффициент линейного удлинения трубы при нагревании ее на 1°, принимаемый равным 0,0012 см/град·м; t_1 — температура трубопровода; t_2 — температура воздуха, окружающего трубопровод; l — длина трубы, м.

Наиболее распространены гнутые и сальниковые компенсаторы. Гнутые компенсаторы — это трубы, выполняемые обычно в форме буквы П. Сальниковые компенсаторы применяют на трубопроводах

относительно больших диаметров (больше 75 мм). Компенсаторы устанавливают в тех случаях, когда естественная компенсация труб за счет использования их поворотов бывает недостаточна.

При установке П-образных компенсаторов их растягивают на длину, равную половине теплового удлинения, т. е. на величину $\Delta l/2$. П-образные компенсаторы устанавливают на середине между двумя неподвижными опорами.

§ 28. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ПАРОВЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Методика расчета трубопроводов паровых систем отопления низкого давления в принципе не отличается от расчета трубопроводов водяных систем. Однако при прохождении пара по трубе вследствие его попутной конденсации изменяются количество пара, а из-за потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений — объемная масса. Эти изменения ввиду их практической незначительности не принимают во внимание, т. е. на каждом участке паропровода считаются неизменными и расход пара, и его объемная масса.

Диаметры паропроводов подбирают по таблицам или номограммам. При расчете паропроводов рекомендуется:

на основании данных практики принимать начальное давление в системе не выше 0,7 кг/м^2;

расчет начинать с ветви наибольшего протяжения, т. е. с ветви, подводящей пар к наиболее удаленному нагревательному прибору;

диаметры паропроводов можно назначать во избежание шума и гидравлических ударов по скоростям, не превышая их предельных значений (см. СНиП II-Г. 7—62).

Максимально допустимые скорости пара следует принимать в целях уменьшения количества конденсирующего в трубопроводах пара.

Потери давления в отдельных участках не должны отличаться более чем на 25%. На неучтенные расчетом трубопроводов сопротивления следует предусматривать запас в размере 10% от расчетных потерь давления.

Расчет первой ветви (к наиболее удаленному нагревательному прибору) можно вести, не задаваясь предварительно располагаемым давлением. Приняв для расчета рекомендуемые предельные скорости пара, следует выявить требуемое начальное давление, которое не должно превышать рекомендуемых величин.

При расчете паропроводов принимают, что сопротивление нагревательного прибора компенсируется запасом давления перед регулировочным вентилем прибора, равным 200 кг/м^2.

Диаметры конденсатопроводов подбирают по таблицам. При этом следует иметь в виду, что диаметры, кроме количества тепла, выделенного паром, из которого и получился конденсат, зависят от характеристики конденсатопровода (сухой или мокрый), горизонтального или вертикального положения его и длины.

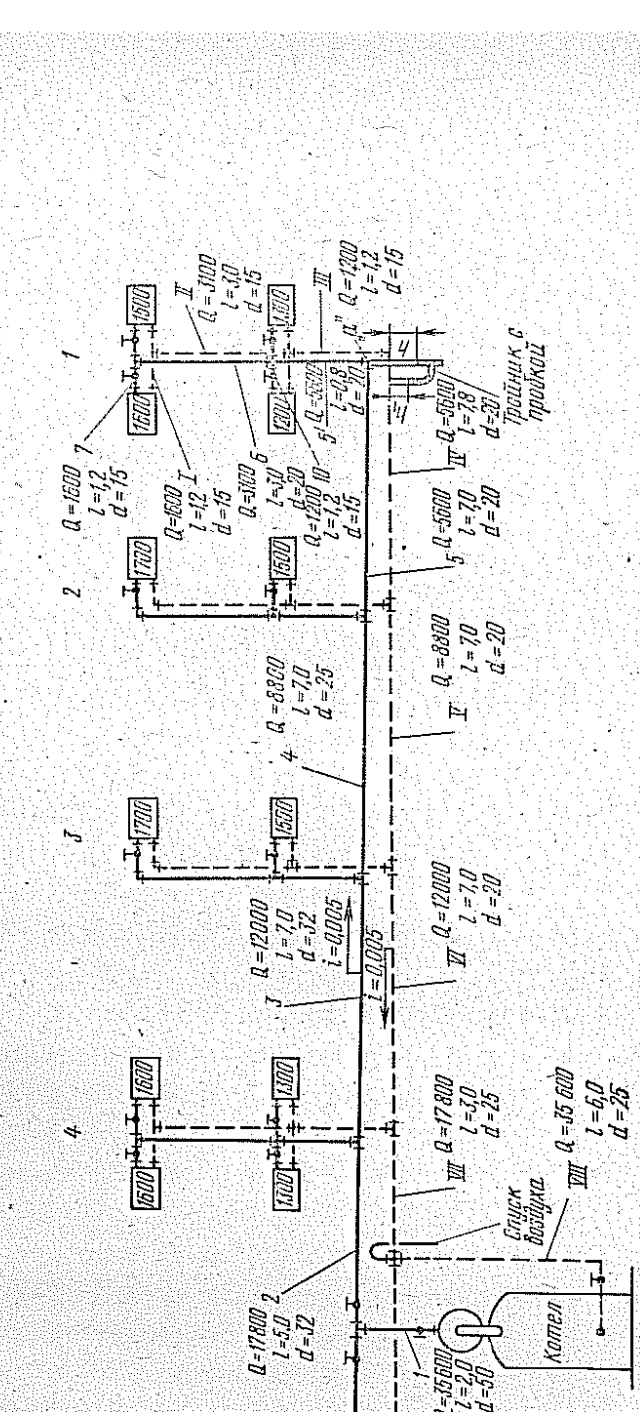


Рис. V.16. Схема парового отопления низкого давления (к примеру расчета трубопроводов)

Конденсатопроводы прокладывают с уклоном 0,005 для обеспечения самотечного движения конденсата.

Пример. Рассчитать часть трубопроводов системы парового отопления низкого давления; изображенной на рис. V.16.

Решение. Расчет начинаем с ветви, проходящей через наиболее удаленный от главного стояка прибор, который является самым неблагоприятным по расположению.

Разбиваем расчетную ветвь на участки. На последних указываем количество тепла, подразумевая под этим соответствующее количество пара.

Расчет заносим в табл. V.2, для которой используют тот же бланк, что и при расчете трубопроводов водяного отопления. Диаметры участков паропровода принимаем по таблице максимально допустимых скоростей движения пара, приведенной в СНиП II-Г.7—62.

При расчете трубопроводов парового отопления низкого давления * в зави-

Таблица V.2

Расчет паропроводов системы парового отопления низкого давления

№ участка	Тепловая нагрузка Q, ккал/ч	Длина участка l, м	d, мм	v, м/с	R, кг/м²·м	Rl, кг/м²	$\Sigma\zeta$	Z, кг/м²	$\Sigma(Rl+Z)$, кг/м²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ветвь через стояк 1, прибор 2-го этажа, Q=1600 ккал/ч									
1	35 600	2,0	50	10,75	1,9	3,8	7,5	28,0	31,8
2	17 800	5,0	32	14,4	6,5	32,5	10,5	70,0	402,5
3	12 000	7,0	32	9,85	3,2	22,4	1,0	3,1	25,5
4	8 800	7,0	25	13,5	7,5	52,5	1,0	5,0	57,5
5	5 600	7,8	20	12,7	9,5	74,0	4,5	23,0	97,0
6	3 100	3,0	20	7,2	3,2	9,6	4,0	6,6	16,2
7	1 600	1,2	15	6,9	4,5	5,4	19,0	29,0	34,4
$\Sigma Rl=200,2$ кг/м²; $\Sigma Z=164,7$ кг/м²; $\Sigma(Rl+Z)=364,9$ кг/м².									
Располагаемое давление $p_8=\Sigma(Rl+Z)_{6,7}=50,6$ кг/м².									
Ветвь через стояк 1, прибор 1-го этажа, Q=1200 ккал/ч									
10	1 200	1,2	15	5,3	2,8	3,4 / 3,4	20,5	18,5 / 18,5	21,9

$\Sigma(Rl+Z)_{10}=3,4+18,5=21,9$. Запас давления $\frac{50,6-21,9}{50,6}100=56\%$.

симости от предельной скорости пара, которую принимаем немного меньше предельной, определяем потери на трение на 1 м длины паропровода и его диаметр.

Подсчитываем коэффициенты местных сопротивлений на участках 1—7 и вписываем их в графу 8 табл. V.2.

На участке 1: вход из паросборника в трубу $\zeta=0,5$ (внезапное сужение); вентиль d=50 мм; $\zeta=7,0$; $\Sigma\zeta_1=7,5$.

На участке 2: тройник на поворот $\zeta=1,5$; вентиль d=32 мм; $\zeta=9,0$; $\Sigma\zeta_2=10,5$.

На участке 3: тройник на проход $\zeta=1,0$; $\Sigma\zeta_3=1,0$.

* См., например П. Ю. Гамбург. Таблицы и примеры для расчета трубопроводов отопления и горячего водоснабжения. М., Госстройиздат, 1961.

На участке 4: тройник на проход $\zeta=1,0$; $\Sigma\zeta_4=1,0$.

На участке 5: тройник на проход $\zeta=1,0$. Тройник на поворот в данном случае можно брать как отвод d=20 мм, $\zeta=1,5$; скоба $\zeta=2$; $\Sigma\zeta_5=4,5$.

На участке 6: крестовина на проход при делении потока $\zeta=2,0$; скоба $\zeta=2,0$; $\Sigma\zeta_6=4,0$.

На участке 7: тройник на поворот $\zeta=1,5$; вентиль обыкновенный d=15 мм; $\zeta=16$; утка d=15 мм; $\zeta=1,5$; $\Sigma\zeta_7=19,0$.

Значения Z в кг/м² при расчете паропроводов систем низкого давления можно определять по формуле

$$Z=0,032V^2\Sigma\zeta. \qquad (V.1)$$

Данные о местных сопротивлениях вписываем в графу 9 табл. V.2.

Из расчетной таблицы видно, что общие потери давления в ветви через стояк 1 и прибор 2-го этажа составляют

$$\Sigma(Rl+Z)_{1-7}=364,9 \text{ кг/м}^2.$$

Отсюда давление пара в котле p с учетом давления перед нагревательным прибором $p_{пр}$ и 10%-ным запасом составит

$$p=1,1\Sigma(Rl+Z)_{1-7}+p_{пр}=1,1\cdot365+200=600 \text{ кг/м}^2.$$

Расчет ветви через стояк 1 и прибор 1-го этажа. Определяем располагаемое давление для расчета этой ветви (новым в ней является только участок 10):

$$p_{10}=\Sigma(Rl+Z)_{6,7}=50,6 \text{ кг/м}^2.$$

Находим $R_{ср10}$ на трение при 65% потерь давления на трение:

$$p_{ср10}=\frac{50,6\cdot0,65}{1,2}=27,5 \text{ кг/м}^2.$$

По этой средней потере давления по расчетной таблице принимаем ближайший диаметр трубы, равный 15 мм. Определяем коэффициенты местных сопротивлений для участка 10: крестовина поворотная $\zeta=3,0$; вентиль d=15 мм, $\zeta=16,0$; утка d=15 мм $\zeta=1,5$; $\Sigma\zeta_{10}=20,5$.

На участке потери давления составят 21,9 кг/м², а располагаемое давление — 50,6 кг/см². Регулировку давления производим вентилем.

Таким образом, при расчете системы парового отопления низкого давления мы получили необходимое давление пара в котле p=600 кг/м². Эта величина не выходит за пределы рекомендуемого давления для радиуса действия системы до 100 м (1000 кг/м²).

На схеме системы парового отопления (см. рис. V.16) показано устройство U-образной петли для дренажа паропровода. Внизу петли есть тройник с пробкой для спуска воды на случай остановки системы и для прочистки самой петли. Разность уровней конденсата в обоих стояках петли, умноженная на его удельную массу, должна обеспечивать максимальное давление пара в точке a плюс запас 250 кг/м², т. е. $h\gamma=p_a+250$ кг/м².

Найдем величину h. Давление в точке a будет равно

$$p_a=p_{пр}+\Sigma(Rl+Z)_{5',6,7}=200+10+50,6=260,6 \text{ кг/м}^2.$$

Потери давления на участке 5'

$$\Sigma(Rl+Z)_{5'}=\frac{(74+23)\cdot0,8}{7,8}=10 \text{ кг/м}^2,$$

где 0,8 м — длина участка 5'.

$$h\gamma=p_a+250;\quad h=\frac{p_a+250}{\gamma}=\frac{260,6+250}{960}=0,53 \text{ м}.$$

Подобранные диаметры конденсатопроводов заносим в табл. V.3.

Таблица V.3

Диаметры конденсатопроводов

№ участка	Тепловая нагрузка Q, ккал/ч	d трубы, мм	Положение участка
I	1 600	15	Горизонтальный
II	3 100	15	Вертикальный
III	5 600	15	»
IV	5 600	20	Горизонтальный
V	8 800	20	»
VI	12 000	20	»
VII	17 800	25	»
VIII	35 600	25	Вертикальный

§ 29. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ ПАРОВЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Расчет паропроводов. При движении пара снижаются давление его и температура вдоль паропровода. С некоторым приближением изменение температуры по длине паропровода можно принять линейным. В результате изменения давления и температуры изменяется и объемная масса пара. С достаточной для практики точностью можно считать, что объемная масса пара γ прямо пропорциональна давлению и обратно пропорциональна абсолютной температуре

$$\frac{\gamma_1}{\gamma}=\frac{p_1}{p}=\frac{T}{T_1}.$$

При расчете паропроводов задаются начальным и конечным давлением, находят удельное падение давления, по которому выявляют диаметры паропроводов. Объемную массу пара для каждого участка сети определяют по среднему состоянию пара на участке.

Расчет ведут с помощью таблиц или номограмм. От таблиц для расчета паропроводов систем низкого давления они отличаются тем, что удельные потери давления $R_{усл}$ и скорость $v_{усл}$ пара при различных диаметрах и расходах пара приведены к значению $\gamma=1$ кг/м³. Объясняется это тем, что таблицы и номограммы для определения потерь давления в паропроводах высокого давления составлены для условной объемной массы пара $\gamma=1$ кг/м³, отвечающей давлению пара 0,8 кг/см².

Вследствие этого для определения действительных величин удельных потерь R и скорости v найденные по таблицам и номограммам условные величины $R_{усл}$ и $v_{усл}$ для каждого участка делят на действительную отвечающую ему величину объемной массы пара γ:

$$R=R_{усл}:\gamma;\ v=v_{усл}:\gamma.$$

При расчете паропроводов высокого давления потери в местных сопротивлениях ведут методом приведенных или эквивалентных

длин. Под эквивалентной длиной $l_{экв}$ понимают длину прямого участка трубопровода данного диаметра, сопротивление трения на котором численно равно потере давления на преодоление данного местного сопротивления:

$$l_{экв}\frac{\lambda}{d}\cdot\frac{v^2\gamma}{2g}=\zeta\frac{v^2\gamma}{2g},\ \text{откуда}\ l_{экв}=\zeta\frac{d}{\lambda}.$$

При определении $l_{экв}$ следует пользоваться таблицами, имеющимися в справочной литературе.

Если действительная длина расчетного участка составляет l м, то общая потеря давления будет равна

$$p=R\left(l+\sum\zeta\frac{d}{\lambda}\right),$$

где R — удельные потери давления на трение, кг/м²; $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Расчет конденсатопроводов. В паровых системах высокого давления конденсатопроводы находятся под давлением пара в точках отбора конденсата из приборов. Таким образом, конденсатопроводы являются напорными трубопроводами и рассчитывают их по таблицам [5].

Расчетный объем конденсата для каждого участка конденсатопровода в этом случае определяют в м³ по формуле

$$V_к=\frac{Q_н}{r_{ср}\gamma_к},$$

где $Q_н$ — тепловая нагрузка паропровода, ккал/ч; $r_{ср}$ — скрытая теплота испарения при среднем давлении на участке паропровода, ккал/кг; $\gamma_к$ — объемная масса конденсата, принимаемая равной 1 кг/л.

В конденсатопроводах, принимающих по пути конденсат, необходимо обеспечить давление существенно ниже, чем в паропроводе, на 0,3—0,5 кг/см². Это необходимо для обеспечения дренажа из паропроводов и нормальной работы конденсатоотводчиков на общий напорный конденсатопровод. Требуется обеспечить постоянное заполнение конденсатопровода, устранив возможность его работы неполным сечением.

При расчете конденсатопроводов на самоточный слив располагаемое давление определяют по формуле

$$p=h\gamma\eta,$$

где h — разность уровней в конце и начале конденсационной магистрали, м; γ — объемная масса конденсата; η — коэффициент, учитывающий наличие в конденсационном трубопроводе эмульсии (вода и пар).

Количество пара $G_п$, образующегося за водоотводчиком вследствие снижения давления, можно определить из выражения

$$G_п=G(t_1-t_2):r,$$

где G — количество конденсата, проходящего через конденсатоотводчик, кг/ч; t_1, t_2 — температура выбрасываемого конденсата соответственно при давлении p_1 в конденсационном горшке и при давлении p_2 — в конденсатопроводе за горшком.

Объемную массу эмульсии $\gamma_{см}$ находят по формуле

$$\gamma_{см}=G:\left(\frac{G-G_п}{\gamma_к}+\frac{G_п}{\gamma_п}\right),$$

где $\gamma_к$, $\gamma_п$ — объемные массы конденсата и пара при давлении p_2, кг/м^3.

Диаметры так называемых двухфазных конденсатопроводов определяют так же, как и диаметры напорных с пересчетом по формуле

$$d_{см}=\mu d_к,$$

где $d_к$ — диаметр конденсатопровода, определяемый по таблицам для расчета напорных конденсатопроводов (или с допустимой точностью по таблицам расчета трубопроводов водяного отопления); μ — поправочный коэффициент, принимаемый по специальной таблице [22] и определяемый по формуле

$$\mu=0{,}9\sqrt[5{,}25]{\frac{1000}{\gamma_{см}}},$$

где $\gamma_{см}$ — объемная масса эмульсии, кг/м^3.

ГЛАВА VI

ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Лучистое отопление конструктивно отличается от обычного конвективного тем, что вместо радиаторов применяют массивные отопительные панели, являющиеся частями конструктивных элементов здания: его стенами, полом и потолком. Бетонные панели имеют хорошо развитую поверхность нагрева, но сравнительно невысокую температуру зеркала излучения (25—50° С).

Принципиальное отличие лучистого отопления от конвективного состоит в том, что при конвективном отоплении средняя температура внутренних поверхностей ограждений всегда ниже температуры воздуха помещения. При лучистом же отоплении средняя температура (так называемая радиационная) поверхностей всех ограждений помещения, включая и отопительные панели τ_R, как правило, выше температуры $t_в$ воздуха помещения, т. е. $\tau_R > t_в$, что является критерием, определяющим наличие лучистого отопления в помещении.

§ 30. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ И ГИГИЕНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ИХ

В отечественной практике применяют системы лучистого отопления местные и центральные. Местные системы — такие, когда помещения отапливают высокотемпературными (более 100° С) приборами-излучателями. К ним можно отнести инфракрасные излучатели — рефлекторы.

В центральных системах панельно-лучистого отопления в качестве теплоносителя применяют воду, реже — пар и воздух. Теплопередающими приборами являются панели, размещенные в потолке (рис. VI.1,*1*), стенах (поз. *2*) или в полу (поз. *3*), в которых используется также инфракрасное излучение при температуре до 100° С. По месту размещения панелей система соответственно называется стеновой, напольной или потолочной (рис. VI.1).

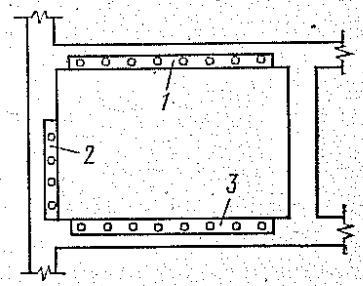


Рис. VI.1. Основные виды устройства панельно-лучистого отопления

Наибольшая доля теплопередачи излучением достигается в системах с расположением нагревательных элементов в потолке (70—80% тепла поступает в помещение за счет лучистой составляющей теплообмена). В случае вертикального расположения плоских теплоотдающих поверхностей панелей лучистая составляющая уменьшается, оставаясь, однако, в большинстве случаев доминирующей. В системах с нагретым полом конвекция преобладает над излучением. Поэтому расчеты систем лучистого и панельного отопления являются в значительной степени общими.

Гигиеническая характеристика систем лучистого отопления. В отличие от обычных (радиаторных, конвективных) систем панельно-лучистое отопление создает в помещении несколько иной микроклимат, так как у панелей отсутствуют взаимооблучающие элементы (радиаторы) и все лучистое тепло поступает в помещение.

Анализ реакции человеческого организма на соотношение температур воздуха $t_в$ и средней радиационной температуры помещения τ_R показал, что ощущение комфорта у человека появляется при более низкой температуре комнатного воздуха. Так, если $\tau_R < t_в$, что характерно для конвективного отопления, приятное ощущение начинается с температуры $t_в = 19°$ С; при $t_R > t_в$, что характерно для панельно-лучистого отопления, такое ощущение начинается с температуры $t_в = 16{,}5°$ С. При панельно-лучистом отоплении температура внутренней поверхности наружной стены менее подвержена влиянию наружного воздуха, чем при конвективном (радиаторном) отоплении. Благодаря этому самочувствие людей, находящихся в помещении, улучшается, поскольку парализуется неприятное воздействие холодной стены, особенно при низких наружных температурах.

§ 31. ТЕПЛООБМЕН В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ

Количество тепла, передаваемого излучением между двумя произвольно расположенными поверхностями, определяют по формуле

$$Q_л = \frac{c_1 c_2}{c_0}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]\int_{F_1}\int_{F_2}\frac{\cos\beta_1 \cos\beta_2}{\pi r^2}\,dF_1 dF_2, \qquad (VI.1)$$

где $Q_л$ — количество лучистого тепла, передаваемого от одной поверхности к другой, ккал/ч; c_1 и c_2 — коэффициенты излучения поверхностей; c_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела; T_1 и T_2 — температуры излучающих поверхностей; r — расстояние между центрами элементов dF_1 и dF_2 обеих поверхностей, м; β_1 и β_2 — углы между линией, соединяющей центры элементов, и нормалями к соответствующим поверхностям (рис. VI.2).

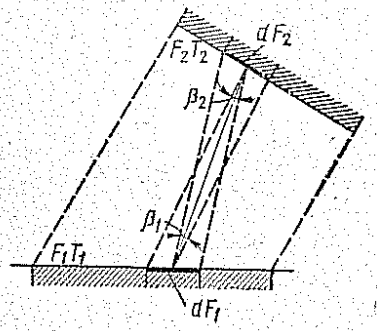


Рис. VI.2. Теплообмен излучением между двумя поверхностями: излучение элемента dF_1 в направлении элемента dF_2

Из уравнения (VI.1) следует, что количество тепла, передаваемое излучением между поверхностью F_2 и элементом поверхности dF_1, будет равно

$$dQ_л = \frac{c_1 c_2}{c_0}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]dF_1\int_{F_2}\frac{\cos\beta_1 \cos\beta_2}{\pi r^2}\,dF_2. \qquad (VI.2)$$

Интеграл этого уравнения называют угловым коэффициентом излучения φ (фактор формы); он показывает долю тепла, приходящуюся на поверхность F_2 из всего количества тепла, излучаемого элементом dF_1.

Для упрощения уравнения (VI.1) лучистого теплообмена вводят так называемый температурный фактор b

$$b = \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{t_1 - t_2}, \qquad (VI.3)$$

где t_1 и t_2 — температуры поверхностей, участвующих в теплообмене; T_1 и T_2 — температуры тех же поверхностей, К.

Тогда уравнение лучистого теплообмена в ккал/м²·ч получит вид

$$Q_л = cb\varphi\,(t_1 - t_2), \qquad (VI.4)$$

где φ — угловой коэффициент излучения; b — температурный фактор; c — приведенный коэффициент излучения, $c = (c_1 c_2)/c_0$.

При тепловом излучении происходит двойное превращение энергии: тепловой в лучистую и лучистой в тепловую.

§ 32. МЕТОДЫ РАСЧЕТА СИСТЕМ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

Теплопотери помещения Q должны быть равны теплоотдаче отопительных панелей $Q_п$, т. е.

$$Q_п = Q = Q_{н.с} + Q_{в.с} + Q_{ок} + Q_{пол} + Q_{пот}, \qquad (VI.5)$$

где $Q_{н.с}$, $Q_{в.с}$, $Q_{ок}$, $Q_{пол}$ и $Q_{пот}$ — теплопотери соответственно стенами наружными и внутренними, окнами, полом и потолком.

Теплопередача от отопительной панели складывается из излучения и конвекции:

$$Q_п = \alpha_л F_п(\tau_п - \tau_{ср.огр}) + \alpha_к F_п(\tau_п - t_в), \qquad (VI.6)$$

где $\alpha_л$ и $\alpha_к$ — коэффициенты теплоперехода путем излучения и конвекции; $F_п$ — поверхность панели, м²; $\tau_{ср.огр}$ — средняя температура ограждения (не считая поверхностей отопительных панелей); $t_в$ — температура воздуха в помещении.

В теории панельно-лучистого отопления рассматриваются два метода учета теплообмена в отапливаемом помещении.

Первый метод. Теплообмен отопительной панели с наружными ограждениями определяется уравнением В. Н. Богословского

$$\kappa_0' F_н(\tau_в - t_н) = \alpha_л F_п \Phi(\tau_п - \tau_в) + \alpha_к F_п(\tau_п - \tau_в), \qquad (VI.7)$$

где κ_0' — неполный коэффициент теплопередачи наружного ограждения; $\tau_в$ и $\tau_п$ — средние температуры внутренней поверхности наружных ограждений и панелей; $\alpha_л$ и $\alpha_к$ — коэффициент теплообмена излучением и конвекцией; $F_н$ и $F_п$ — поверхность наружных ограждений (стены, окна) и панели; $t_в$ — температура воздуха помещения.

В уравнении (VI.7) средний неполный коэффициент теплопередачи (без сопротивления теплообмену у внутренней поверхности) определяют по формуле

$$\kappa_0' = \frac{1}{R + R_в},$$

в которой R — термическое сопротивление материальных слоев ограждений; $R_в$ — сопротивление у наружной поверхности; Φ — коэффициент полной облученности наружных ограждений, вычисляемый по формуле

$$\Phi = \varphi_{п-н} + \overline{\varphi}_{п-н},$$

где $\varphi_{п-н}$ — коэффициент прямой облученности с панели на наружные ограждения; $\overline{\varphi}_{п-н}$ — коэффициент косвенной облученности с панели на те же наружные ограждения отражением от поверхности внутренних ограждений (рис. VI.3).

Коэффициент полной облученности Φ определяется по формуле

$$\Phi = \frac{(F_н/F_п) - \varphi^2_{п-н}}{(F_н/F_п) - 2\varphi_{п-н} + 1}. \quad \text{(VI.8)}$$

Коэффициенты облученности определяют по формулам и графикам.

По второму методу теплообмен отопительной панели с поверхностями ограждений определяют по следующему уравнению теплового баланса:

$$\kappa'_э (F_0 - F_п)(\tau_{ср} - t_н) = \alpha_л (\tau_п - \tau_{ср}) + \alpha_к F_п (\tau_п - t_в). \quad \text{(VI.9)}$$

Здесь, кроме известных уже обозначений, $\kappa_э'$ — неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи; F_0 — внутренняя поверхность ограждения; $F_0 - F_п$ — необогреваемая поверхность ограждений; величина $\tau_{ср}$ — средняя температура внутренней поверхности условного ограждения, не обогреваемого теплоносителем площадью $F_0 - F_п$.

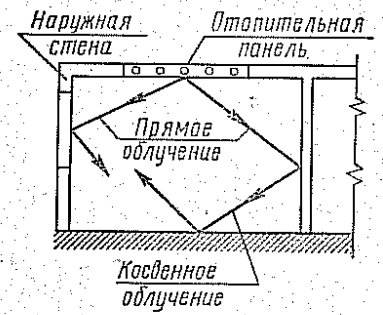


Рис. VI.3. Теплообмен излучением в закрытом помещении

Неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи определяется выражением

$$\kappa'_э = \frac{1}{(1/\kappa_э) - R_в}, \quad \text{(VI.10)}$$

где $\kappa_э$ — эквивалентный коэффициент теплопередачи условного ограждения помещения; $R_в$ — сопротивление теплообмену на внутренней поверхности ограждения (при лучистом отоплении), принимаемое равным 0,125 м²·ч·град/ккал.

Эквивалентный коэффициент теплопередачи вводят для помещения, геометрически равного и теплотехнически эквивалентного данному, в котором вся внутренняя поверхность F_0 составляется из двух частей: поверхности отопительной панели $F_п$ и поверхности, не обогреваемой теплоносителем, т. е. $F_0 - F_п$.

Это дает возможность выполнить расчеты теплообмена без вычисления коэффициентов облученности для панели и всех остальных поверхностей.

Коэффициент $\kappa_э$ определяют по формуле

$$\kappa_э = \left[\frac{(\kappa F)_{н.с} (\kappa F)_{ок}}{F_0 - F_п'}\right]\beta + \frac{n_1 (\kappa F)_{в.с} + n_2 (\kappa F)_{пл} + n_3 \kappa F_{пт}}{F_0 - F_п}, \quad \text{(VI.11)}$$

где κ и F — коэффициенты теплопередачи и площади реальных поверхностей помещения; наружных стен (индекс н. с), окон (ок), внутренних стен (в. с.), пола (пл.), потолка (пт.); β — коэффициент, учитывающий дополнительные потери тепла (при обычном расчете теплопотерь); n_1, n_2 и n_3 — коэффициенты, вводимые на разность температур $t_в - t_н$ при обычном расчете теплопотерь.

Среднюю температуру $\tau_{ср}$ определяют по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{[\alpha_л \tau_п + \alpha_к (\tau_п - t_в) - \kappa' t_в] F_п + \kappa'_э t_н F_0}{(\alpha_л - \kappa'_э) F_п + \kappa'_э F_0}. \quad \text{(VI.12)}$$

Тогда теплопотери помещения через наружные ограждения составят

$$Q = \kappa'_э (F_0 - F_п)(\tau_{ср} - t_н). \quad \text{(VI.13)}$$

§ 33. РАСЧЕТНЫЕ ВНУТРЕННИЕ ТЕПЛОВЫЕ УСЛОВИЯ ПРИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ

Системы панельно-лучистого отопления должны удовлетворять определенным параметрам микроклимата. С этой целью делают соответствующую проверку теплового комфорта в помещении.

Радиационную температуру t_R и температуру внутреннего воздуха $t_в$ определяют по формуле

$$\tau_R = 1{,}57\tau_п - 0{,}57 t_в,$$

где $\tau_п$ — температура поверхности панели.

Для большинства помещений жилых и общественных зданий комфортные сочетания $t_в$ и t_R могут отклоняться от средних значений на $\pm 1{,}5°$.

К радиационному нагреву в организме человека наиболее чувствительна поверхность его головы. Радиационный баланс должен быть таким, чтобы любая элементарная площадка на поверхности головы человека теряла излучением не менее 10 ккал/м²·ч. Когда отопительные панели расположены в стенах, за расчетное принимают положение человека на расстоянии 1 м от нагретой поверхности (второе условие комфортности).

Предельно допустимую температуру $\tau_п$ поверхности потолочной или стеновой отопительной панели определяют по формуле

$$\tau_п \leqslant 19{,}2 + 8{,}7/\varphi_{ч-п}, \quad \text{(VI.14)}$$

где $\varphi_{ч-п}$ — коэффициент облученности с поверхности тела человека на панель, для значений $\varphi > 0{,}2$ определяемый из выражения

$$\varphi_{ч-п} = 1 - 0{,}8y/l, \quad \text{(VI.15)}$$

где y — расстояние от поверхности панели до головы стоящего человека, м (при стеновой панели y принимают равным 1 м).

Размер панели определяют из формулы

$$l = \sqrt{F_п}.$$

Наблюдения показали, что поверхности панелей не должны быть нагреты излишне, но вместе с тем температура внутренних поверхностей ограждений должна быть относительно высокой.

Пример. В помещении требуется устроить потолочное панельно-лучистое отопление. Определить площадь отопительной панели для помещения размерами в плане 3×6 м. Поверхность наружных ограждений стен 9 м², площадь окна — 1,7 м², площадь всех поверхностей — 90 м².

Температура внутреннего воздуха $t_в = 17°$ С. Коэффициенты теплопередачи окна $к = 2{,}3$ ккал/м²·ч·град, наружной стены $к = 0{,}9$ ккал/м²·ч·град; теплопотери, определенные обычным методом, составляют 630 ккал/ч при $t_н = -30°$ С.

Решение. 1. Принимая температуру поверхности панели $\tau_п = 30°$ С и коэффициент внешнего теплообмена панели $\alpha_п = 6{,}8$ ккал/м²·ч·град, определяем предварительно площадь $F_п$ отопительной бетонной панели по формуле

$$F_п = \frac{Q}{\alpha_п(\tau_п - t_в)} = \frac{630}{6{,}8(30-17)} = 7{,}15 \text{ м}^2.$$

2. Выполняем расчет лучисто-конвективного теплообмена в помещении. Определяем эквивалентный коэффициент теплопередачи. Принимаем коэффициент на дополнительные потери на вертикальные наружные ограждения по СНиПу $\beta = 1{,}16$ по формуле

$$к_э = \frac{(кF)_{н.с} + (кF)_{ок}}{F_о - F_п}\beta =$$

$$= \frac{(0{,}9\cdot 9) + (2{,}3 - 0{,}9)\,1{,}7}{90 - 7{,}15}\cdot 1{,}16 = 0{,}15 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

3. Находим неполный эквивалентный коэффициент теплопередачи по формуле

$$к'_э = \frac{1}{\frac{1}{к_э} - R_в} = \frac{1}{\frac{1}{0{,}15} - 0{,}107} = 0{,}154 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

4. Определяем среднюю температуру внутренней поверхности всех необогреваемых ограждений по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{[\alpha_л\tau_п + \alpha_к(\tau_п - t_в) + к'_э t_н]F_п - к'_э t_н F_о}{(\alpha_л - к'_э)F_п + к'_э F_о}.$$

Для этого найдем значение коэффициента излучения $\alpha_л = c_{пр} b \Phi$. По [11] $c_{пр} = 4{,}5$; $b = f(\tau_{ср})$; $b = 1{,}04$.

Коэффициент облученности можно принять $\Phi = 1{,}0$ при рассмотрении теплообмена между человеком и внутренними поверхностями, как теплообмен между двумя поверхностями, т. е. при решении задачи методом неполного эквивалентного коэффициента. Тогда

$$\alpha_л = 4{,}5\cdot 1{,}04\cdot 1 = 4{,}68 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Для определения $\tau_{ср}$ находим также значение коэффициента конвекции $\alpha_к$:

$$\alpha_к = 1{,}04\sqrt[3]{\tau_п - t_в} = 1{,}04\sqrt[3]{30-17} = 2{,}45 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

По приведенной выше формуле определяем

$$\tau_{ср} = \frac{[4{,}68\cdot 30 + 2{,}45(30-17) + 0{,}154\cdot 30]\cdot 7{,}15 - 0{,}154\cdot 30\cdot 90}{(4{,}68 - 0{,}154)\,7{,}15 + 0{,}154\cdot 90} = 18° \text{ С}.$$

5. Определяем действительные тепловые потери через наружные ограждения по формуле

$$Q = к'_э(F_о - F_п)(\tau_{ср} - t_н) = 0{,}154(90 - 7{,}15)(18 + 30) = 610 \text{ ккал/ч}.$$

Расчет показывает величину теплопотерь, близкую к рассчитанным обычным способам.

6. Вычисляем среднюю температуру поверхности ограждений по формуле

$$\tau^п_{ср} = \frac{F_п}{F_о}\tau_п + \frac{F_о - F_п}{F_о}\tau_{ср} = \frac{7{,}15}{90}30 + \frac{90 - 7{,}15}{90}18 = 18{,}9° \text{ С}.$$

Результат показывает, что $\tau^п_{ср} > t_в$, т. е. $18{,}9 > 17°$ С. Следовательно, отопительное устройство следует отнести к системе панельно-лучистого отопления.

7. Определяем среднюю температуру помещения $t_п$ по формуле

$$t_п = 0{,}5(t_в + \tau^п_{ср}) = 0{,}5(17 + 18{,}9) = 17{,}9° \text{ С}.$$

8. Проверяем обеспечение первого условия комфортности. Для этого определяем радиационную температуру t_R по формуле

$$t_R = 1{,}57t_п - 0{,}57t_в = 1{,}57\cdot 17{,}9 - 0{,}57\cdot 17 = 18{,}3° \text{ С}.$$

Действительная средняя температура поверхности (18,9° С) близка к требуемой радиационной температуре (18,3° С), т. е. первое условие комфортности удовлетворено, так как отклонение не превышает 1,5°.

9. Проверяем обеспечение второго условия комфортности по формуле

$$\tau_п \leqslant 19{,}2 + 8{,}7/\varphi_{ч-п}.$$

Для этого предварительно определяем коэффициент облученности по схеме «человек — панель» по формуле

$$\varphi_{ч-п} = 1 - 0{,}8y/l,$$

где y — расстояние от головы человека до греющей панели, равное 1,3 м; l — геометрический размер панели; $l = F_п^{0{,}5} = 7{,}15^{0{,}5} = 2{,}7$ м.

Тогда

$$\varphi_{ч-п} = 1 - 0{,}8\frac{1{,}3}{2{,}7} = 0{,}6.$$

Находим допустимую температуру потолочной отопительной панели

$$\tau_п = 19{,}2 + \frac{8{,}7}{0{,}6} = 33{,}6^\circ\text{ С}.$$

Так как 33,6°>30°, второе условие комфортности будет удовлетворено.

Следовательно, условия теплового комфорта при действии панельно-лучистого отопления в помещении соблюдаются.

Теплоносители панельно-лучистого отопления. Основным теплоносителем является вода, обладающая рядом преимуществ: возможностью качественного регулирования; разогревать панели можно при невысокой температуре воды и медленно, что препятствует возникновению трещин.

В потолочных системах змеевики можно укладывать почти без уклона, что не допустимо при паре. При теплоносителе-воде внутренняя коррозия может быть ничтожно малой. Пар, не обладающий перечисленными преимуществами, для этой цели почти не применяют.

Воздух характеризуется положительно как теплоноситель, однако для него требуются каналы значительных размеров. Кроме того, необходимо тщательно наблюдать за герметизацией систем, что практически осуществлять весьма сложно.

Электронагрев имеет один существенный недостаток — он дороже других видов отопления в районах с высоким тарифом на электроэнергию.

§ 34. КОНСТРУКЦИИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПАНЕЛЕЙ И ИХ РАСЧЕТ

Нагревательные элементы отопительных панелей. Для теплоносителя-воды используют стальные трубы бесшовные и сварные, обычно диаметром 15 и 20 мм. Преимущества таких труб: прочность, простота и надежность сварных соединений. Линейный коэффициент их расширения близок к коэффициенту расширения бетона (в определенном диапазоне температур).

Следует иметь в виду, что при заделке греющих труб в бетон теплосъем с их поверхности возрастает по сравнению с теплоотдачей труб, расположенных открыто, вследствие увеличения внешней теплоотдающей поверхности.

Пределом увеличения толщины стенки является ее критический диаметр, значение которого находим из формулы

$$d_{кр} = 2\lambda : \alpha_н,$$

в которой λ — коэффициент теплопроводности материала, наносимого на трубу; $\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи.

Найдем $d_{кр}$ для бетонной трубы при $\lambda = 1$ и $\alpha_н = 12$

$$d_{кр} = (2 \cdot 1) : 12 = 0{,}17 \text{ м}.$$

Следовательно, стальная труба (например, наружным диаметром 20 мм с толстой бетонной рубашкой) будет передавать окружающей среде тепла больше, чем голая труба, а при $d_{кр} > 0{,}17$ м термическое сопротивление будет возрастать.

Теплоотдача труб возрастает с увеличением объемной массы бетона, так как при этом возрастает теплопроводность. Вследствие этого целесообразно применять тяжелый бетон. С целью сокращения расхода стальных труб можно применять бетонные отопительные панели с греющими чугунными элементами вместо стальных труб. Расход чугуна на изготовление нагревательных приборов такого типа уменьшается почти в 1,5 раза по сравнению с конвекционными системами.

Из неметаллических труб, используемых для греющих панелей, особенно перспективны термостойкие пластмассовые трубы, несмотря на сравнительно низкий коэффициент их теплопроводности. Их преимущества: пониженный коэффициент трения (уменьшается гидравлическое сопротивление змеевиков) и коррозионная стойкость. В бетонных отопительных панелях применяют стеклянные змеевики.

Методика теплового расчета отопительной панели. Предварительно задаются температурой воздуха $t_в$ и температурой поверхности панели $\tau_п$, после чего определяют площадь панели

$$F_п = \frac{Q_п'}{\alpha_п (\tau_п - t_в)},$$

где $Q_п'$ — теплопотери ограждениями; $\alpha_п$ — коэффициент внешнего теплообмена панели; $\tau_п$ — температура поверхности панели; $t_в$ — температура воздуха помещения.

Предварительное определение площади панели необходимо для проведения расчетов, которые показали бы эффективность лучистого отопления (для данного помещения), с целью уточнения расчетных параметров панели и температуры воздуха:

$$\alpha_п = f(\alpha_к, \alpha_л, \tau_п, t_в);$$

$$\tau_п = f(d, S, h, \lambda, t_т, t_в),$$

где $\alpha_к$, $\alpha_л$ — коэффициенты теплообмена конвекции и излучения; d — диаметр труб (обычно $d = 15$ и 20 мм); S — шаг труб (расстояние между двумя трубами); h — глубина заложения труб в бетон; λ — теплопроводность бетона; $t_т$ — температура теплоносителя.

§ 35. УПРОЩЕННЫЙ СПОСОБ РАСЧЕТА ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

Теплопередачу отопительных панелей определяют из выражения

$$q = q_л + q_к,$$

где $q_л$ — теплопередача излучением; $q_к$ — теплопередача конвекцией.

Теплоотдачу излучением определяют по формуле

$$q_л = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}\right)}\left[\left(\frac{T_п}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{ср.огр}}{100}\right)^4\right], \qquad (VI.16)$$

где c_1 — коэффициент излучения отопительной панели, равный 4,5 ккал/м²·ч·К⁴; F_1 — поверхность излучения отопительных панелей, м²; F_2 — общая поверхность ограждений, м²; c_2 — коэффициент излучения ограждающих поверхностей, равный 4,5 ккал/м²·ч·К⁴; c_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный 4,96 ккал/м²·ч·К⁴; $T_п$ — средняя расчетная температура поверхности излучения панелей, К; $T_{ср.огр}$ — средняя температура поверхности ограждений, К.

Для общественных и жилых зданий можно принять $F_1/F_2 = 0{,}1 \div 0{,}13$. Тогда приведенный коэффициент излучения будет равен

$$c = \frac{1}{\frac{1}{4{,}5} + 0{,}13\left(\frac{1}{4{,}5} - \frac{1}{4{,}96}\right)} \approx 4{,}5 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot{}^\circ\text{К}^4.$$

Обозначим температурный фактор в формуле (VI.16) через b, придав ему следующее значение:

$$b = \frac{\left(\frac{T_п}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{ср.огр}}{100}\right)^4}{t_п - t_{ср.огр}}. \qquad (VI.17)$$

Тогда формула (VI.16) получит вид

$$q_л = 4{,}5b(t_п - \tau_{ср.огр}). \qquad (VI.18)$$

Заметим, что выражение (VI.17) выражает коэффициент теплоперехода излучением $\alpha_л$, т. е. $\alpha_л = 4{,}5b$.

Рассчитывать систему лучистого отопления упрощенно можно по следующей методике:

1. Определяют теплопотери при расчетной температуре помещения $t_в$, как и для центрального радиаторного отопления.

2. Находят среднюю температуру внутренних поверхностей всех ограждений отапливаемого помещения по формуле

$$\tau_{ср.огр} = \frac{\sum F\tau_в}{\sum F} = \frac{F_{н.с}\tau_{н.с} + F_{в.с}\tau_{в.с} + F_{ок}\tau_{ок} + F_{пот}\tau_{пот} + F_{пол}\tau_{пол}}{F_{н.с} + F_{в.с} + F_{ок} + F_{пот} + F_{пол}}, \qquad (VI.19)$$

где ΣF — площади, определяемые по размерам в чистоте. Индексы здесь обозначают: н.с — наружная стена; в.с — внутренняя стена; ок — окно; пот — потолок; пол — пол.

Температуру поверхностей можно принять с достаточной для практики точностью на основании следующих рекомендаций:

$$\tau_{н.с} = t_в - \frac{\kappa_1(t_в - t_н)}{\alpha_в} \text{ или } \tau_{н.с} = t_в - \Delta t,$$

где Δt — нормируемый перепад; $\Delta t = 6^\circ$ С; $\tau_{в.с} = t_в$;

$$\tau_{пот} = t_в - \Delta t_{пот},$$

где $\Delta t_{пот}$ — нормируемый перепад для верхнего этажа.

Для помещений нижнего этажа $\tau_{пол} = t_в - \Delta t_{пол}$.

Для потолка и пола промежуточных этажей $\tau_{пот} = \tau_{пол} = t_в$.

Для окон

$$\tau_{ок} = t_в - \frac{\kappa_2(t_в - t_н)}{\alpha_в},$$

где κ_1 и κ_2 — коэффициенты теплопередачи наружных стен и окна.

3. Задавшись температурой зеркала излучения отопительных панелей, принимают следующие расчетные температуры панелей $t_п$:

для потолка $t_п = 35$—50° С; для стен $t_п = 30$—35° С; для пола $t_п = 20$—22° С, в зависимости от назначения помещения.

4. Определяют величину температурного фактора b по формуле (IV.17).

5. Определяют теплопередачу лучеиспусканием в ккал/м²·ч

$$q_л = 4{,}5b(t_п - \tau_{ср.огр}).$$

6. Теплопередачу конвекцией определяют по формуле

$$q_к = \alpha_к(t_п - t_в).$$

Коэффициенты теплопередачи конвекцией можно определить по формулам:

при нагревании пола $\alpha_к = 1{,}86\sqrt[3]{\tau_{пол} - t_в}$;

при нагревании стен $\alpha_к = 1{,}43\sqrt[3]{\tau_{сп} - t_в}$;

при нагревании потолка $\alpha_к = 1{,}0\sqrt[3]{\tau_{пот} - t_в}$.

7. Определяют поверхность греющей панели в м²:

$$F = \frac{Q}{q_л + q_к},$$

где Q — расчетные потери тепла, ккал/ч.

8. По экспериментальным данным или расчетом определяют тип и конструктивные размеры панелей.

Пример. Определить площадь потолочной отопительной панели (зеркало излучения) для отопления помещения, размещенного в промежуточном этаже. Теплопотери помещением составляют 2000 ккал/ч; температура зеркала излучения панели задана 50° С; $t_в = +18^\circ$ С.

Решение. 1. Определяем среднюю температуру $\tau_{ср.огр}$ внутренних поверхностей ограждений (без учета воздухообмена) по формуле

$$\tau_{ср.огр} = \sum F\tau_в : \sum F.$$

Размеры и температура ограждений приведены в табл. VI.1.

Таблица VI.1

Поверхность	Площадь, F, м²	Температура внутренней поверхности $\tau_в$, °С	$F\tau_в$
Наружные стены	24	12	288
Окна	3	10	30
Внутренние стены	48	18	864
Пол	32	18	576
Потолок (необогреваемая часть) 25 м², панель 7 м² . . .	25	18	450
Итого . . .	132		2208

$$\tau_{ср.огр} = \frac{\sum F\tau_в}{\sum F} = \frac{2208}{132} = 16{,}8^\circ\text{ С}.$$

2. Вычисляем величину температурного фактора:

$$b = \frac{\left(\frac{T_п}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{ср.огр}}{100}\right)^4}{t_п - \tau_{ср.огр}} = \frac{\left(\frac{273+50}{100}\right)^4 - \left(\frac{273+16{,}8}{100}\right)^4}{50 - 16{,}8} = 1{,}14.$$

3. Определяем теплоотдачу излучением:

$$q_л = 4{,}5b\,(t_п - \tau_{ср.огр}) = 4{,}5 \cdot 1{,}14\,(50 - 16{,}8) = 170 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}.$$

4. Для определения теплоотдачи конвекцией вычисляем $\alpha_к$:

$$\alpha_к = 1{,}0\sqrt[3]{t_п - t_в} = 1{,}0\sqrt[3]{50 - 18} = 3{,}16 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Тогда

$$q_к = \alpha_к\,(t_п - t_в) = 3{,}16\,(50 - 18) = 101 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}.$$

5. Находим площадь зеркала излучения панели:

$$F_п = \frac{Q}{q_л + q_к} = \frac{2000}{171 + 101} = 7{,}35 \text{ м}^2.$$

При определении $\tau_{ср.огр}$ площадь зеркала панели была принята ориентировочно 7 м²; по расчету получилось 7,35 м². Ввиду незначительности расхождения, поправку в определение можно не вводить.

6. Определим среднюю температуру поверхностей, включая отопительную панель:

$$\tau_R = \frac{24\cdot 12 + 3\cdot 10 + 48\cdot 18 + 32\cdot 18 + 24{,}65\cdot 18 + 7{,}35\cdot 50}{24 + 3 + 48 + 32 + 24{,}65 + 7{,}35} = 18{,}5^\circ\text{ С}.$$

Так как $\tau_л$ (18,5) > $\tau_п$ (18), данная система отопления — лучистая.

§ 36. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

По своему устройству панельно-лучистое отопление резко отличается от обычных конвективных (радиаторных) центральных систем отопления тем, что вся нагревательная поверхность заделывается в строительные конструкции и никаких нагревательных приборов в помещении не устанавливают.

Система отопления невидима, что улучшает архитектуру интерьера. Санитарно-гигиенические преимущества систем панельно-лучистого отопления общепризнанны. Кроме того, уменьшается отложение органической пыли на панелях и снижается запыленность воздуха в помещениях.

При пониженной температуре поверхности панелей пыль не подвергается возгонке; гладкие теплоотдающие панели легко очищать от пыли.

Применение панелей для отопления здания удовлетворяет требованиям полносборного строительства и позволяет экономить металл, расходуемый на отопительные устройства. Экономия металла еще более возрастает при замене стальных труб панелей неметаллическими.

Большое преимущество панельно-лучистого отопления состоит также и в том, что при известных условиях эти системы могут в теплое время года служить радиационными системами охлаждения помещения. Для этой цели через змеевики систем трубопроводов панелей пропускают холодную воду. При этом, в отличие от систем отопления с металлическими приборами, на панелях не возникает конденсации водяных паров, содержащихся в воздухе помещения.

К недостаткам панельно-лучистого отопления относят: большую тепловую инерцию, осложняющую регулирование теплоотдачи; невозможность изменения поверхности нагрева, опасность засорения труб и сложность их устранения; сложность ремонта систем; возможность появления внутренней коррозии и вследствие этого нарушение гидравлической плотности труб, недоступных для осмотра.

Практика эксплуатации систем панельно-лучистого отопления показала, что многие из отмеченных недостатков этих систем устранимы. Так, при снабжении систем очищенной от механических примесей и деаэрированной водой можно избежать засорения труб и коррозии систем в целом.

Технико-экономическое сопоставление систем панельно-лучистого отопления с радиаторными (например, с однотрубной системой П-образными стояками) показывает, что первоначальная стоимость, расход металла и удельные трудовые затраты на монтаж систем панельно-лучистого отопления в панельных зданиях существенно ниже, чем у первых.

ГЛАВА VII

ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Системами воздушного отопления называют такие системы, теплоносителем в которых является воздух.

Сущность устройства и действия воздушного отопления состоит в том, что воздух, нагретый до температуры более высокой, чем температура помещения, попадая в помещение, отдает определенное

количество тепла, необходимое для компенсации теплопотерь ограждениями. При этом температура нагретого воздуха снижается до температуры помещения.

По принципу устройства системы воздушного отопления подразделяют на децентрализованные и центральные, прямоточные и с рециркуляцией воздуха.

Системы воздушного отопления называют децентрализованными, если нагревание и подача воздуха производятся агрегатами, находящимися непосредственно в обслуживаемом здании. В центральных системах одна воздухонагревательная установка обслуживает несколько помещений или все здание (рис. VII.1).

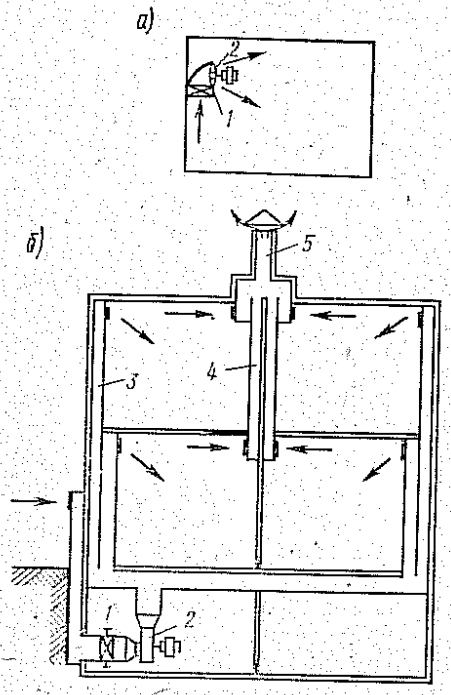


Рис. VII.1. Системы воздушного отопления:

а — децентрализованная система (отопительный агрегат): *1* — калорифер; *2* — осевой вентилятор с электродвигателем на одной оси; *б* — прямоточная система центрального воздушного отопления; *1* — калорифер; *2* — вентилятор и электромотор; *3* — каналы для подачи нагретого воздуха; *4* — каналы для удаления воздуха из помещения; *5* — вытяжная шахта

Прямоточными системами воздушного отопления считаются такие, в которых воздух, отдавший тепло, удаляется из помещения через каналы вытяжной вентиляции. Таким образом, прямоточные системы воздушного отопления одновременно являются вентиляционными, заменяя собой устройство приточной вентиляции.

В *системах воздушного отопления с рециркуляцией* воздух, охлажденный до температуры помещения, возвращается в установку для повторного нагрева.

Рециркуляционные системы воздушного отопления являются только отопительными устройствами.

Теплоотдачу систем воздушного отопления регулируют с учетом теплопотерь помещения: при повышении наружной температуры понижают температуру подаваемого в помещение воздуха, и наоборот.

Воздушные системы отопления устраивают в промышленных и редко в жилых зданиях. В жилых зданиях применяют только прямоточные системы. Приточный воздух подается в жилые комнаты, а удаляется через санитарные узлы.

В промышленных помещениях большого объема и в тех, в которых допускается рециркуляция воздуха, широко применяют воздушное отопление с сосредоточенной подачей воздуха. Подаваемый с большой скоростью воздух (до 15 м/с) распространяется по помещению. При этом необходимо проверять скорость воздуха в рабочей зоне.

К преимуществам воздушного отопления относят снижение первоначальных затрат сравнительно с обычными водяными системами отопления с нагревательными приборами, существенное снижение расхода металла на оборудование. Недостатками его являются низкая относительная влажность поступающего в помещение воздуха и возможность возникновения подвижности воздуха до пределов, снижающих комфорт в помещении.

§ 37. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ГЕНЕРАТОРОВ ТЕПЛОВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Прямоточная система воздушного отопления, совмещенная с приточной вентиляцией. Теплопроизводительность такой установки Q равна

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3, \qquad \text{(VII.1)}$$

где Q_1 — теплопотери наружными ограждениями, определяемые по формуле (I.18); Q_2 — расход тепла на нагревание приточного вентиляционного воздуха; Q_3 — бесполезные потери тепла на охлаждение воздуха в каналах системы воздушного отопления, не используемые для целей отопления.

Расход тепла на нагревание приточного воздуха определяют по формуле

$$Q_2=Gc(t_п-t_н), \qquad \text{(VII.2)}$$

в которой G — количество приточного воздуха, кг/ч; $t_п$ — температура подаваемого (приточного) воздуха; $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха (она может не совпадать с наружной расчетной отопительной температурой).

Потери тепла на охлаждение воздуха в каналах необходимо знать, чтобы определить изменение температуры воздуха в каналах. Учет изменения температур воздуха необходим для правильного расчета поступления тепла на отопление помещения.

Принципиально методика определения потерь тепла каналами и выявления охлаждения воздуха при движении его по каналам схожа с учетом потерь тепла трубопроводами систем водяного отопления.

Потери тепла стенками канала на участке длиной l равны

$$q_1=2(a+б)\,lк\Delta t_{ср}, \qquad \text{(VII.3)}$$

где $2(a+б)$ — периметр канала; $к$ — коэффициент теплопередачи стенок канала;

$$\Delta t_{ср}=\frac{(t_{нач}+t_к)}{2}-t_в;$$

$(t_{нач}+t_к)/2$ — средняя температура воздуха в канале на участке длиной l ($t_{нач}$ — температура воздуха в начале участка; $t_к$ — то же, в конце участка); $t_п$ — температура воздуха помещения, в котором проложен канал.

С другой стороны, потери тепла стенками канала на участке длиной l можно определить в ккал/ч по формуле

$$q_2 = L\gamma c\Delta t, \qquad \text{(VII.4)}$$

где L — количество воздуха в м³/ч, перемещающегося по участку, $L = ab\upsilon \cdot 3600$; γ — объемная масса воздуха, кг/м³; υ — скорость движения воздуха, м/с; c — теплоемкость воздуха, равная 0,24 ккал/кг·град; Δt — перепад температур по длине участка.

Естественно считать, что $q_1 = q_2$. Отсюда

$$\Delta t = \frac{2(a+b)\,t_к \Delta t_{ср}}{L\gamma c}.$$

Общий расход тепла в прямоточной системе, совмещенной с приточной вентиляцией, можно выразить в ккал/ч формулой

$$Q = G \cdot 0{,}24\,(t_{пр} - t_в), \qquad \text{(VII.5)}$$

где $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3$ [см. формулу (VII.1)]; G — количество вентиляционного приточного воздуха, кг/ч; $t_в$ — внутренняя расчетная температура; $t_{пр}$ — температура подаваемого воздуха, равная

$$t_{пр} = t_в + \frac{Q}{0{,}24G}. \qquad \text{(VII.6)}$$

Температура подаваемого воздуха $t_{пр}$ должна быть не выше допускаемой нормами (в жилых домах, как правило, не выше 45° С).

Поверхность нагрева калориферной установки прямоточной системы воздушного отопления определяют по формуле

$$F = \frac{Q}{\kappa\left(\frac{T_1+T_2}{2} - \frac{t_{пр}+t_н}{2}\right)},$$

где κ — коэффициент теплоотдачи калориферной установки, ккал/м²·ч·град; T_1 — температура теплоносителя в подающей магистрали; T_2 — то же, в обратной магистрали; $t_{пр}$ — температура воздуха после калориферной установки; $t_н$ — расчетная наружная температура.

Прямоточная система, работающая с частичной рециркуляцией. При относительно больших теплопотерях наружными ограждениями и небольшом количестве приточного воздуха для вентиляции целесообразно устраивать прямоточные системы отопления с частичной рециркуляцией внутреннего воздуха.

Расход тепла в такой системе будет равен

$$Q = G_н \cdot 0{,}24\,(t_{пр} - t_н) + G_р \cdot 0{,}24\,(t_{пр} - t_п), \qquad \text{(VII.7)}$$

где $G_н$ и $G_р$ — соответственно количество наружного вентиляционного и рециркуляционного воздуха, кг/ч; $t_{пр}$, $t_н$ и $t_в$ — температуры воздуха, поступающего в помещение, наружного и внутреннего, °С.

Воздушное отопление с рециркуляцией. Теплопроизводительность установки Q в ккал/ч определяют по формуле

$$Q = Q_1 + Q_3,$$

где Q_1 — теплопотери наружными ограждениями, ккал/ч; Q_3 — теплопотери на охлаждение воздуха в каналах системы воздушного отопления, если их не используют для отопления помещений.

Температуру воздуха после нагрева в калорифере можно найти из формул:

$$Q = cG\,(t_{пр} - t_в); \qquad \text{(VII.8)}$$

$$\Delta t = \frac{Q}{cG}; \quad \Delta t = t_{пр} - t_в.$$

Здесь G — количество рециркуляционного воздуха.

При максимально высокой $t_{пр}$ будет минимальное количество рециркуляционного воздуха G и, следовательно, меньшая производительность вентилятора. С другой стороны, $t_{пр}$ регламентируется санитарно-гигиеническими требованиями. Она должна быть не выше 45° С.

Поверхность нагрева калориферной установки системы воздушного отопления с рециркуляцией определяют по формуле

$$F = \frac{Q}{\kappa\left(\frac{T_1+T_2}{2} - \frac{t_{пр}+t_п}{2}\right)},$$

где $t_п$ — температура воздуха внутри помещения.

§ 38. КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ И МЕТОДИКА ИХ РАСЧЕТА

Воздушное отопление в жилых и гражданских зданиях. Системы центрального воздушного отопления устраивают с естественным и механическим побуждением. Принципиальная схема центральной системы воздушного отопления с естественным побуждением показана на рис. VII.2, *а*, с механическим побуждением — на рис. VII.2, *б*. Нагретый калорифером наружный воздух подается в воздухораспределительный короб, из которого по вертикальным каналам он поступает в каждое отапливаемое помещение.

Сложность системы воздушного отопления жилого дома состоит в обеспечении гидравлической устойчивости ее: необходимо подать в каждое помещение строго определенное количество воздуха, соответственно нагретого для обеспечения нормальной внутренней температуры. В разветвленной системе с большим количеством вентиляционно-отопительных каналов удовлетворить это требование сложно.

Для обеспечения примерно равного статического давления в начале каждого отопительно-вентиляционного канала (стояка) воздухораспределительный короб рассчитывают по наименьшей скорости воздуха с целью создания воздуховода примерно неизменного статического давления.

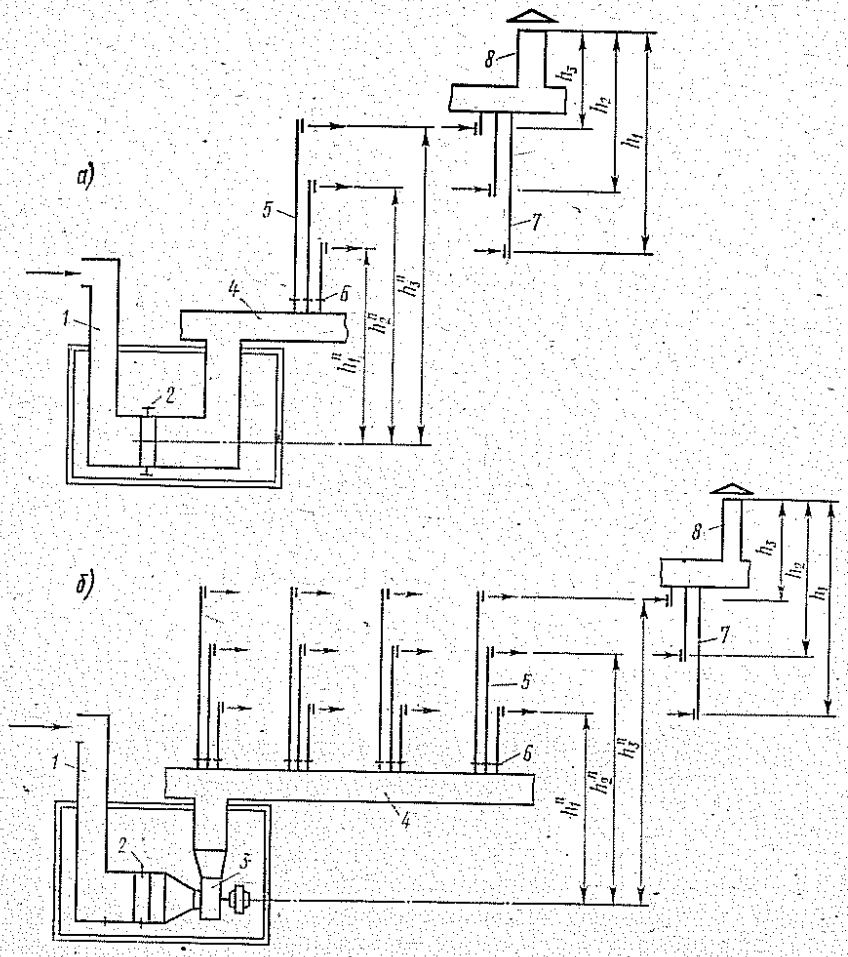


Рис. VII.2. Принципиальные схемы воздушного отопления в жилом доме: *а* — с естественным побуждением; *б* — с механическим побуждением; *1* — воздухоприемная шахта приточного воздуха; *2* — калорифер; *3* — вентилятор с электромотором; *4* — воздухораспределительный канал; *5* — канал для подачи нагретого воздуха в помещения; *6* — регулировочные диафрагмы; *7* — каналы вытяжной вентиляции; *8* — вытяжная шахта

Гидравлический расчет каналов не отличается от расчета вентиляционных, и поэтому принципы расчета их здесь не излагаются. Общим правилом является то, что гидравлические сопротивления стояков должны быть значительными, чтобы локализовать в какой-

то мере действие естественного давления и чтобы всю систему воздуховодов можно было рассчитать с допустимой невязкой располагаемого давления и гидравлических потерь.

Методика расчета разветвленных систем воздушного отопления. Вначале определяют располагаемые давления для гидравлического расчета каналов воздушного отопления.

В системе с естественным побуждением общее располагаемое давление для ветвей с ответвлениями, по которым подается нагретый воздух соответственно на 1-й этаж (p_1), на 2-й (p_2) и 3-й (p_3), будет равно:

$$p_1=(h_1^{\text{п}}+h_1)\gamma_{\text{н}}-(h_1^{\text{п}}\gamma^{\text{п}}+h_1\gamma_{\text{в}});$$

$$p_2=(h_2^{\text{п}}+h_2)\gamma_{\text{н}}-(h_2^{\text{п}}\gamma^{\text{п}}+h_2\gamma_{\text{в}});$$

$$p_3=(h_3^{\text{п}}+h_3)\gamma_{\text{н}}-(h_3^{\text{п}}\gamma^{\text{п}}+h_3\gamma_{\text{в}}),$$

где $h_1^{\text{п}}$, $h_2^{\text{п}}$ и $h_3^{\text{п}}$ — высота столбов нагретого воздуха (расстояния от середины калорифера до середины выпусков нагретого воздуха соответственно в 1, 2 и 3-й этажи, рис. VII.2, *а*); h_1, h_2 и h_3 — расстояния от вытяжных отверстий этих этажей до устья вытяжной шахты; $\gamma^{\text{п}}$, $\gamma_{\text{н}}$ и $\gamma_{\text{в}}$ — объемные массы воздуха нагретого, воздуха помещения и наружного (при $t_{\text{н}}=+5°\text{C}$).

Систему воздушного отопления с механическим побуждением (рис. VII.2, *б*) целесообразно рассчитывать через наиболее удаленный стояк (для подачи нагретого воздуха), определяя располагаемое механическое давление в точках присоединения стояков к магистральному воздухораспределительному каналу $[\Sigma(Rl+Z)]$. Тогда располагаемое давление для гидравлического расчета каждого стояка $p_{\text{ст}}$ будет равно

$$p_{\text{ст}}=\Sigma(Rl+Z)_{\text{к}}+p_{\text{ест}},$$

где $\Sigma(Rl+Z)_{\text{к}}$ — располагаемое механическое давление в точке присоединения стояка; $p_{\text{ест}}$ — естественное давление, определяемое по формулам располагаемого давления в системе воздушного отопления с естественным побуждением.

Отсюда видно, что каждый стояк будет иметь неодинаковое располагаемое давление (для гидравлического расчета). С целью погашения избыточных давлений ввиду отсутствия обширного сортамента каналов рекомендуется устанавливать регулировочные диафрагмы.

Принцип расчета диафрагм. Гидравлическое сопротивление стояка-канала при перемещении заданного количества нагретого воздуха G составляет $p_{\text{ф}}$. Если располагаемое давление $p_{\text{ст}}>p_{\text{ф}}$, то требуется установить диафрагму для погашения избыточного давления Δp

$$\Delta p=p_{\text{ст}}-p_{\text{ф}}.$$

Определим площадь живого сечения диафрагмы f:

$$\Delta p=\zeta\frac{\rho v^2}{2}\quad\text{или}\quad\Delta p=\zeta\frac{\rho}{2}\left(\frac{G}{f}\right)^2.$$

Отсюда

$$f=G\sqrt{\frac{\zeta\rho}{2\Delta p}} \text{ или } f=G\sqrt{\frac{\zeta\gamma}{2g\Delta p}},$$

где G — расход воздуха, м³/с; ζ — коэффициент, объединяющий различные факторы сопротивления диафрагмы, отнесенный к скорости в живом сечении диафрагмы (может быть указан в паспорте диафрагмы); ρ — плотность воздуха.

Устройство центральной системы воздушного отопления с естественной циркуляцией отличается от центральной системы воздушного отопления с механическим побуждением лишь отсутствием вентилятора и электромотора. Воздух здесь перемещается за счет разности объемных масс холодного и нагретого воздуха.

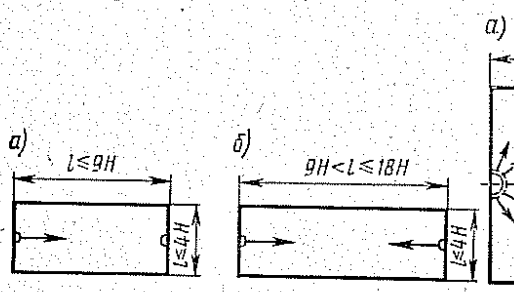


Рис. VII.3. Воздушное отопление с сосредоточенной подачей воздуха с параллельным направлением воздушных струй:
а — с одной струей; *б* — с двумя струями, направленными навстречу друг другу

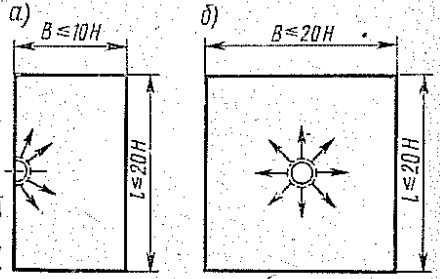


Рис. VII.4. Воздушное отопление с сосредоточенной подачей воздуха с веерным направлением воздушных струй:
а — с четырьмя струями; *б* — с восемью струями из центра помещения

Воздушное отопление с сосредоточенным выпуском воздуха получило применение в больших помещениях производственного назначения.

В таких системах предусматривается выпуск воздуха с большой скоростью одной или несколькими горизонтальными струями с параллельным (рис. VII.3) или веерным направлением их (рис. VII.4).

Высоту выпуска воздуха над уровнем пола помещения принимают при высоте помещения 8 м от 3,5 до 6 м, при высоте более 8 м — от 5 до 7 м.

Проектируя сосредоточенные выпуски воздуха, необходимо проверить возникающую при этом подвижность воздуха в рабочей зоне помещения. Для этого используют расчетные формулы движения свободных струй, определяя параметры струи на ее пути.

Существующие рекомендации по расчету струй сводятся к следующему.

Число струй K определяют: при параллельной схеме выпуска по формуле $K=V/BHl$; при веерной схеме выпуска — $K=V/0{,}4R^2H$,

в которых V — внутренний объем помещения; B — ширина зоны помещения, обслуживаемой одной струей; H — высота помещения; l и R — дальнобойность струй соответственно для параллельной и веерной схем выпусков воздуха.

Дальнобойность воздушных струй при параллельном направлении струи с выпуском воздуха на высоте $h>0{,}6H$ (H — высота помещения, м) определяют в м по формуле

$$l_{стр}=\frac{C}{a}\sqrt{F}.$$

При выпуске воздуха на высоте $h\leqslant 0{,}6H$

$$l_{стр}=0{,}71\frac{C}{a}\sqrt{F};$$

при веерном направлении струй радиус действия

$$R=(C'/a)^2H,$$

где a — коэффициент турбулентной структуры струи, изменяющийся в зависимости от угла раскрытия струи и типа насадки в пределах 0,07—0,24; C и C' — поправочные коэффициенты. Коэффициент C зависит от подвижности воздуха в рабочей зоне $v_{макс}$ и от соотношения величин ширины B и высоты H обслуживаемой зоны; коэффициент C' при веерной схеме выпуска воздуха зависит от $v_{макс}$ (табл. VII.1); F — площадь поперечного сечения зоны помещения, обслуживаемой одной струей, м².

Таблица VII.1

Значения коэффициентов C и C'

Коэффициенты	B	Максимальная скорость воздуха в рабочей зоне $v_{макс}$, м/с					
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75
C при параллельном направлении струи	$\leqslant 4H$	0,28	0,33	0,35	0,37	0,38	0,4
	$>4H$	0,2	0,23	0,25	0,26	0,27	0,28
C' при веерном направлении струи	—	0,2	0,25	0,27	0,29	0,3	0,32

Дальнобойность струи l и радиус действия R должны быть равны длине обслуживаемой ею зоны помещения. Изменять дальнобойность струи можно подбором насадки (влияние величины a) и изменением подвижности воздуха.

Важным критерием эффективности воздушного отопления с сосредоточенной подачей воздуха является характеристика кратности циркуляции воздуха.

Рекомендуемая кратность циркуляций n в системах с полной рециркуляцией воздуха при параллельной схеме выпуска воздуха равна

$$n = \frac{300 v_{макс}^2}{L};$$

при веерной схеме выпуска

$$n = \frac{15 v_{макс}^2}{L}.$$

Пример. Определить основные параметры устройства воздушного отопления с сосредоточенной подачей воздуха в механическом цехе. Длина цеха $l=120$ м, ширина $B=48$ м, высота $H=10$ м (рис. VII.5). Внутренний объем цеха $V=120 \cdot 48 \cdot 10 = 57\,600$ м³.

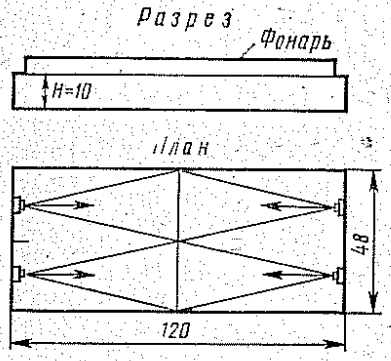


Рис. VII.5. Схема воздушного отопления механического цеха с сосредоточенной подачей нагретого воздуха (к примеру расчета)

Решение. Выбираем параллельную схему выпуска воздуха. Принимая размещение агрегатов отопления с обеих сторон цеха, определяем дальнобойность струи:

$$l_{стр} = 120/2 = 60 \text{ м}.$$

Определяем количество струй K:

$$K = \frac{V}{BHl_{стр}} = \frac{57\,600}{48 \cdot 10 \cdot 60} = 2.$$

Принимаем подачу воздуха четырьмя параллельными струями из четырех агрегатов, установленных по два в каждом торце помещения.

Ширина зоны помещения, обслуживаемой одной струей,

$$B = \frac{48}{2} = 24 \text{ м}.$$

Величина B получилась меньше произведения $4H$ ($4H = 4 \cdot 10 = 40$), что удовлетворяет требованию.

Определяем поправочный коэффициент C. Задаемся допустимой подвижностью воздуха в помещениях, в которых выполняется легкий физический труд ($v_{макс}=0{,}5$ м/с).

По табл. VII.1 находим при $B<4H$ и $v_{макс}=0{,}5$ м/с величину $C=0{,}37$.

Определяем наивыгоднейшую кратность циркуляции

$$n = \frac{300 v_{макс}^2}{l_{стр}} = \frac{300 \cdot 0{,}5^2}{60} = 1{,}25.$$

Объем подаваемого воздуха четырьмя агрегатами

$$L = 1{,}25 \cdot 57\,600 = 72\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Производительность каждого агрегата

$$L_{стр} = 72\,000 : 4 = 18\,000 \text{ м}^3/\text{ч}, \text{ или } 5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Коэффициент турбулентной структуры для цилиндрической трубы $a=0{,}08$ [19].

Определяем дальнобойность струи $l_{стр}$ по формуле

$$l_{стр} = \frac{C}{a}\sqrt{F};\ F = \frac{48 \cdot 10}{2} = 240 \text{ м}^2;\ l_{стр} = \frac{0{,}37}{0{,}08}\sqrt{240} = 72 > 60 \text{ м}.$$

Принимаем подачу воздуха на высоте $h_п=7$ м, т. е. $h_п>0{,}6H$, что допустимо.

Дальнобойность струи получилась больше 60 м, поэтому для размеров цеха считаем возможным пересчета не производить.

Определим диаметр приточной насадки при параллельном направлении воздушных струй:

$$d = \frac{0{,}88 L_{стр}}{v_{макс} \varphi \sqrt{F}} = \frac{0{,}88 \cdot 5}{0{,}5 \cdot 0{,}7 \sqrt{240}} = 0{,}8 \text{ м},$$

где φ — коэффициент, принимаемый равным 0,7 при $B>4H$ (в нашем примере $48>40$).

Этому диаметру отвечает площадь сечения насадки $f=0{,}5$ м².

Скорость в выхлопном сечении насадки составит

$$v = \frac{18\,000}{3600 \cdot 0{,}5} = 10 \text{ м/с}.$$

По полученным данным подбирают отопительные агрегаты.

ГЛАВА VIII

ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Развитие отопительной техники началось с печного отопления. Конструкции печей появились в глубокой древности — более 3 тысяч лет тому назад. Но и до настоящего времени печи применяют для отопления небольших (до двух этажей) зданий, строящихся в сельской местности и в малых городах.

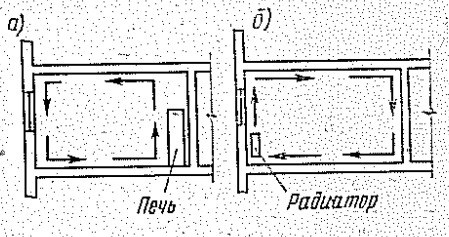


Рис. VIII.1. Схемы перемещения воздуха в помещении:
а — при печном отоплении; *б* — при центральном

Применение печей объясняется небольшой стоимостью устройства их по сравнению с другими видами отопления, простотой конструкции и обслуживания. Вместе с тем печное отопление имеет много недостатков. Главными из них являются высокая трудоемкость их индивидуального обслуживания, низкий эксплуатационный коэффициент полезного действия, пожарная опасность, загрязнение помещений топливом, золой, а также уменьшение на 5—8% полезной площади помещений и возникновение токов относительно холодного воздуха (рис. VIII.1). По этим причинам, а также из-за большой трудоемкости сооружения кирпичных печей применение печного отопления сокращается с каждым годом.

§ 39. КЛАССИФИКАЦИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

Каждая печь состоит из следующих основных элементов: топливника для сжигания топлива, каналов (или камер), по которым перемещаются дымовые газы, и дымохода, отводящего охлажденные газы в атмосферу. Тепло, выделяющееся в результате сгорания топлива, воспринимается топливником и каналами, от которых оно через теплоотдающие поверхности передается в помещение.

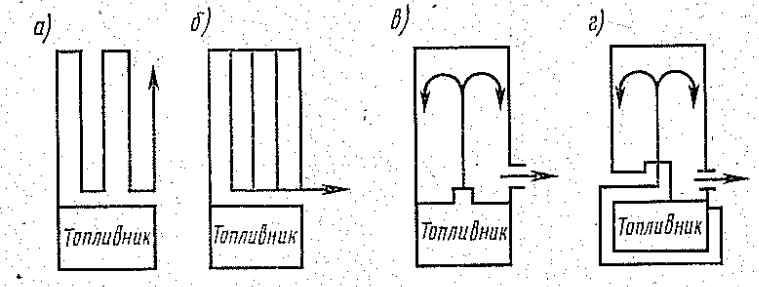


Рис. VIII.2. Основные схемы движения дымовых газов в печи

Печи характеризуют следующими признаками: теплоемкостью, схемой движения газов внутри печи, толщиной стенок, формой в плане, этажностью, типом устройства дымоходов (дымовых труб), основным материалом, из которого сложена печь.

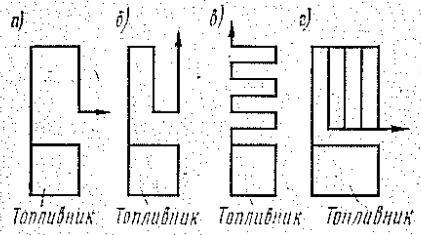


Рис. VIII.3. Типы печей с движением дымовых газов по каналам

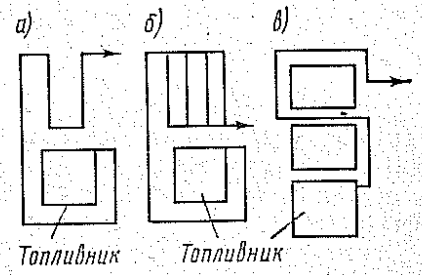


Рис. VIII.4. Типы печей с движением газов по комбинированной системе каналов

По теплоемкости печи подразделяют на теплоемкие и нетеплоемкие. К теплоемким относят печи, имеющие объем активно нагреваемого массива не менее 0,2 м^3. При этом стенки топливника должны быть не тоньше 6 см, а стенки каналов — 4 см. Теплоемкие печи топят 1—2 раза в сутки. Нетеплоемкие печи — в основном металлические — иногда снабжают футеровкой и топят непрерывно или с небольшими перерывами.

По схеме движения газов внутри печи делят в основном на три типа (рис. VIII.2):

1) печи с движением газа по каналам (рис. VIII.2, *а*, *б*);

2) печи с движением газов по камерам (колпаковые, рис. VIII.2, *в*);

3) печи с движением газов по комбинированной системе (канально-колпаковые, рис. VIII.2, *г*).

К каждому из указанных типов относится ряд печей. Например, к первому типу печей с движением газов по каналам относят печи с каналами, соединенными последовательно: однооборотные (рис. VIII.3, *а*), двухоборотные (рис. VIII.3, *б*), многооборотные с восходящим движением газов и с короткими вертикальными каналами (рис. VIII.3, *в*), а также печи с каналами, соединенными параллельно — однооборотные (рис. VIII.3, *г*).

Аналогична конструкция печей, в которых газы движутся по комбинированным системам каналов: последовательно (рис. VIII.4, *а*), параллельно (рис. VIII.4, *б*), а также по каналам нижнего прогрева и с воздухонагревательной камерой (рис. VIII.4, *в*).

По толщине стенок печи считают толстостенными с толщиной стенок 12 см и более и тонкостенными с толщиной стенок в топливнике до 12 см и других стенок до 7 см. По форме в плане устраиваются печи прямоугольные, квадратные, круглые и угловые.

В зависимости от высоты печи подразделяют на одно- и двухэтажные.

По способу отведения дыма или устройству дымоходов различают печи с дымовыми трубами в виде каналов, размещаемых в толще стен, а также с отдельно стоящими коренными трубами из кирпича или бетонных блоков. Кроме того, очень часто из печей, особенно в деревянных зданиях, дым отводят через насадные трубы, которые устраивают непосредственно на печах.

По основному материалу печи подразделяют на кирпичные, облицованные изразцами, кирпичные оштукатуренные, печи из бетонных или изразцовых блоков, печи из кирпича в металлических кожухах, стальные с футеровкой внутри, чугунные.

По назначению печи могут быть отопительные, пищеварные, универсальные (русские печи), печи-сушилки, камины.

§ 40. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ РЕШЕНИЯ ПЕЧЕЙ

Теплоемкие печи. Печь 1. На рис. VIII.5 показана конструкция кирпичной двухоборотной печи с последовательным соединением каналов. Из топливника, предназначенного для сжигания дров, дымовые газы поступают в подъемный канал *I*, из которого переходят в опускной канал *II*, далее, опустившись по этому каналу вниз, дымовые газы переходят в подъемный канал *III* и затем в насадную дымовую трубу. В канале *III* установлены две дымовые задвижки, которые перекрывают сечение канала после окончания топки.

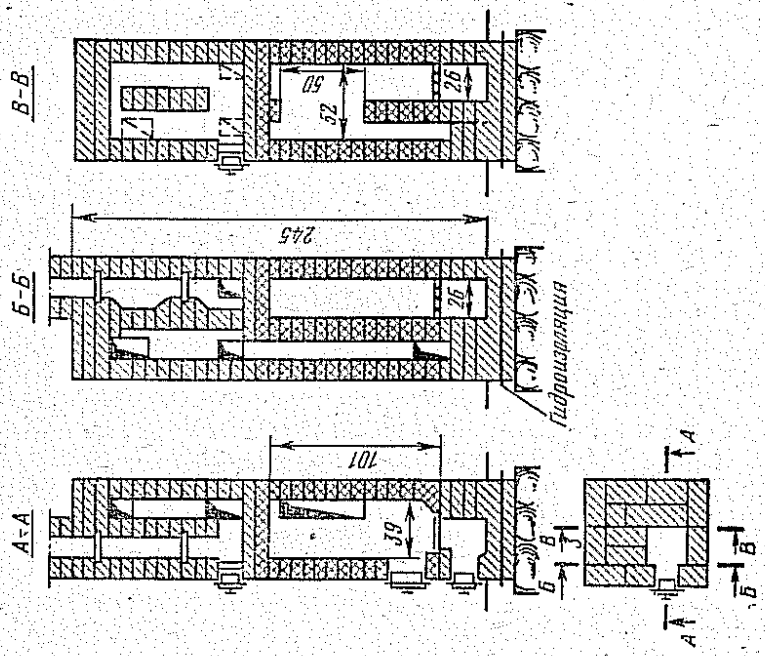


Рис. VIII.6. Печь с движением газов по комбинированной системе каналов

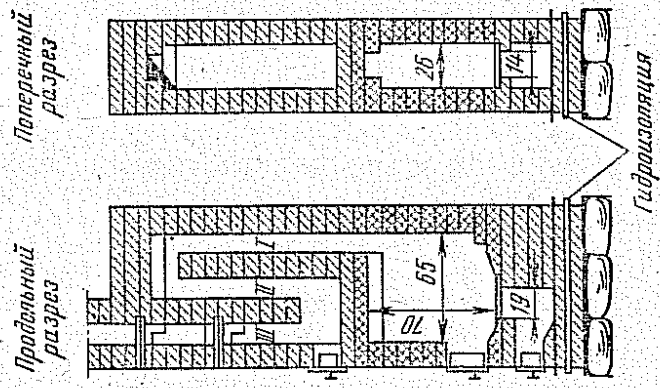


Рис. VIII.5. Двухоборотная печь с последовательным соединением каналов

Преимуществами этой печи являются сравнительная простота конструкции и хороший прогрев низа печи, недостатком — неравномерность прогрева стенок по периметру вследствие разной температуры газов в каналах.

Печь 2 — с движением газов по комбинированной системе каналов (рис. VIII.6).

В теплотехническом отношении эту печь можно характеризовать как рациональную. Преимуществом печи является хороший прогрев низа, недостатком — относительная сложность конструкции.

Печь 3 (рис. VIII.7) с движением газов по комбинированной схеме. В теплотехническом отношении такая печь относится к числу рациональных из-за хорошего прогрева ее низа.

К преимуществам печи следует отнести форму в плане, позволяющую устанавливать ее в перегородке для отопления двух комнат с топкой из коридора.

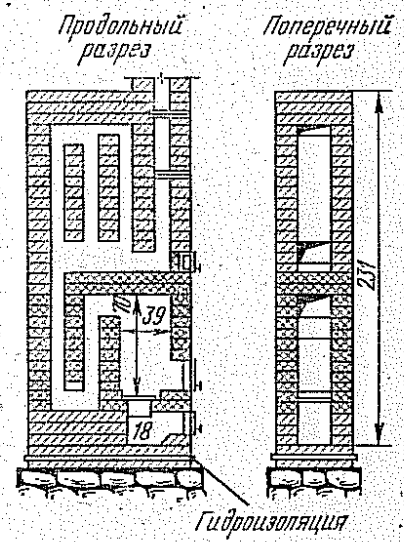


Рис. VIII.7. Печь нижнего прогрева с движением газов по комбинированной схеме

Печь 4 (рис. VIII.8) — колпаковая, бесканальная. В отличие от принципиальной схемы печи, показанной на рис. VIII.2, *в*, в данном случае с целью увеличения поверхности, воспринимающей тепло, и массива, аккумулирующего тепло, предусмотрена решетчатая кирпичная кладка (насадка), которая образует сообщающиеся между собой горизонтальные и вертикальные ходы. Газы из топливника попадают в колпак, в котором после охлаждения от соприкосновения со стенками и поверхностью насадки опускаются до уровня перекрытия топливника и уходят в трубу.

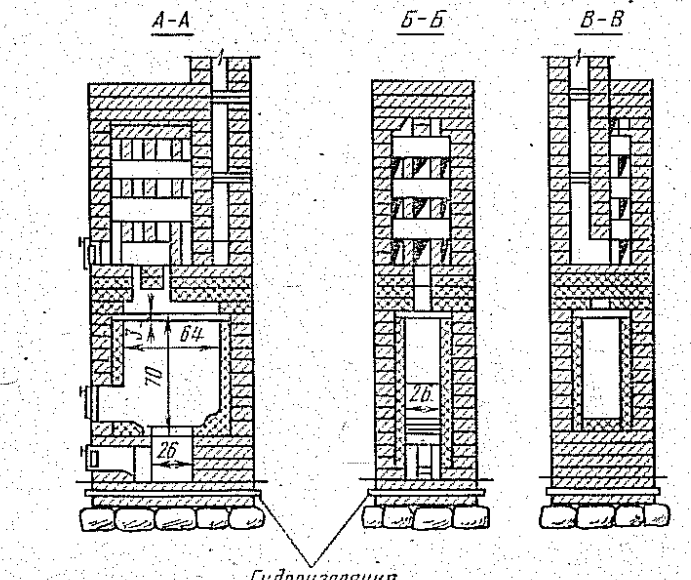
Колпаковые печи рекомендуется топить дровами, торфом, тощим углем. Если топить печь длиннопламенным каменным углем, насадка быстро засоряется сажей, что уменьшает теплоотдачу печи.

В колпаковых печах особенно интенсивно прогревается верхняя часть (колпак), куда устремляются газы. Поэтому такие печи не должны быть высокими.

Колпаковые печи обладают рядом эксплуатационных преимуществ. Если задвижки в дымовой трубе будут закрыты неплотно, поступающий через топочную или поддувальную дверку воздух из помещения устремится в печь и далее в дымовую трубу. В отличие

от всех других печей в колпаковой печи воздух кратчайшим путем попадает из топливника в последний дымоход-трубу, минуя колпак, поскольку там уже находится горячий воздух. Следовательно, печь в основной части охлаждаться не будет и сохранит значительную часть тепла даже при неплотно закрытых задвижках.

Нетеплоемкие печи. Такие печи устраивают для отопления помещения временного характера и помещений с периодическим пребыванием людей. Нетеплоемкие печи относят к числу простейших:



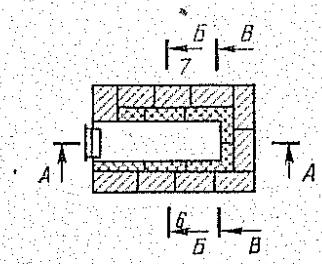


Рис. VIII.8. Печь бесканальная с колпаком насадочного типа

нередко их конструкция ограничивается одним топливником. Как правило, это металлические печи, изготовляемые из листовой стали или отливаемые из чугуна. Улучшенные конструкции нетеплоемких печей имеют футеровку из кирпича или шамотных плит (вкладышей).

Печь 5. На рис. VIII.9 изображена нетеплоемкая цилиндрическая печь из листовой стали, футерованной шамотными вкладышами в виде отдельных элементов. В такой печи можно сжигать подмосковный уголь, дрова, кокс, каменный уголь, брикеты.

Печи длительного и непрерывного горения. Печи с периодической топкой отличаются значительным объемом и массой, необходимыми для аккумуляции тепла за время топки. В свою очередь, периодичность топки является причиной неравномерности теплоотдачи печи по времени.

Все эти недостатки печей с периодической топкой устраняются, если сжигание топлива в печи вести замедленно (в течение 6 ч и более) или непрерывно.

Длительность процесса горения осуществляется уменьшением количества воздуха, подаваемого в топку.

Печь 6. Примером печи длительного горения является печь конструкции инж. А. Л. Веникова (рис. VIII.10). Эта печь имеет камеру 140×140 мм высотой 560 мм, достаточную для загрузки топлива на целые сутки.

Подом загрузочной камеры служит подвижная колосниковая решетка. В передней (фронтовой) стенке печи устроены три отверстия, закрываемые герметическими дверцами: верхнее — для загрузки топлива, среднее — для шурования топлива и очистки колосниковой решетки и нижнее — поддувальное с движком, перекрывающим отверстия в поддувальной дверце для регулирования количества подаваемого воздуха.

По схеме движения газов печь 6 является колпаковой. Горение топлива происходит на наклонной поверхности топлива, спускающегося в загрузочной камере вниз до места его сгорания.

Печи непрерывного горения, как правило, устраивают с загрузочными камерами, как в печи инж. А. Л. Веникова, с топливником нижнего горения. Рекомендуемым видом топлива для этих печей является кокс, антрацит, тощие угли, т. е. топливо с малым

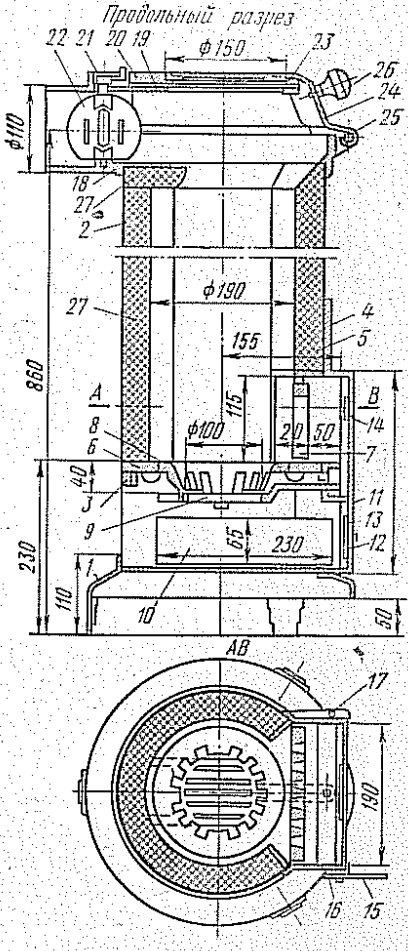


Рис. VIII.9. Цилиндрическая печь с футеровкой шамотными вкладышами:

1 — основание; *2* — корпус; *3* — колодка; *4* — рама дверцы; *5* — рамка; *6* — под; *7* — дверца-решетка; *8* — решетка поворотная; *9* — решетка выдвижная; *10* — зольник; *11* — дверца; *12* — заслонка; *13*, *14* — рамки; *15* — ручка; *16* — штифт; *17* — ось; *18* — верхняя оправа; *19* — защитный колпак; *20* — крышка; *21* — ось с рычажком; *22* — заслонка; *23* — вкладной кружок; *24* — загрузочная крышка; *25* — ось; *26* — ручка; *27* — футеровка

выходом летучих газов. Сжигание же длиннопламенных углей сопровождается сухой перегонкой топлива, т. е. химической неполнотой сгорания.

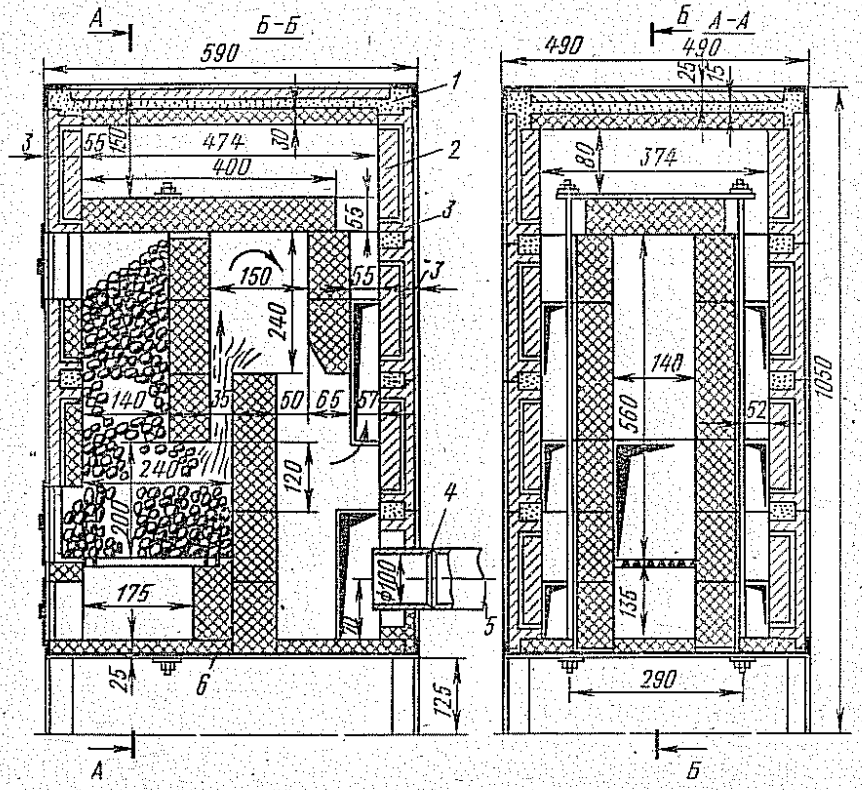


Рис. VII.10. Печь длительного горения системы инж. А. Л. Веникова:
1 — огнеупорная глина; *2* — лещадка; *3* — кафель; *4* — задвижка; *5* — присоединение к дымовой трубе; *6* — стальной лист

§ 41. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПЕЧЕЙ

Основания печей. Печи массой до 750 кг по нормам допускается устанавливать на балках перекрытия с предварительным расчетом их на прочность.

Отопительные печи массой более 750 кг должны иметь собственные основания. Печи, расположенные на первом этаже, устанавливают также на отдельных фундаментах. Глубина заложения фундамента для печей должна быть не менее 0,5—0,6 м.

Топливники должны быть приспособлены для сжигания топлива, на которое рассчитана печь. Различают следующие основные типы топливников: для сжигания дров, сжигания каменного угля, влажного топлива и природного газа (с соблюдением специальных требований и условий).

Конструктивные отличия топливников для сжигания дров от топливников для сжигания каменного угля указаны в табл. VIII.1.

Таблица VIII.1

Топливники для сжигания дров	Топливники для сжигания каменного угля
Колосниковая решетка чугунная неподвижная	Колосниковая решетка чугунная подвижная
Топочный порог высотой в 1 ряд кирпича	Топочный порог высотой не менее чем в 2 ряда кирпича
Материал стенок топливника — обыкновенный глиняный кирпич	Материал стенок или футеровки топливника — огнеупорный кирпич

На рис. VIII.11 изображены топливники для сжигания дров и каменного угля. В топливнике для сжигания дров лежащие на колосниковой решетке дрова пронизываются поступающим из поддувальной дверцы воздухом. Регулируют поступление воздуха различной степенью открытия поддувальной дверцы.

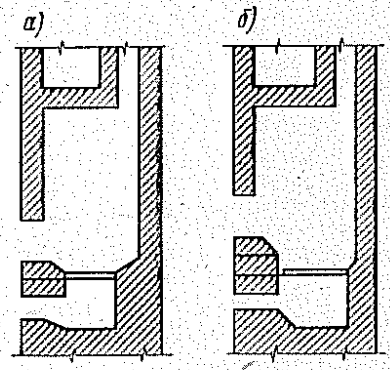


Рис. VIII.11. Топливники:
а — для сжигания дров; *б* — для сжигания каменного угля

В топливнике для сжигания каменного угля для обеспечения требуемых условий сгорания каменного угля устраивают неглубокую шахту (140—210 мм). Колосниковую решетку желательно устраивать подвижной для шуровки каменного угля с целью удаления шлака.

Топливники устраивают из обыкновенного глиняного кирпича. В печах для сжигания каменного угля или антрацита стенки топливника кладут из огнеупорного кирпича или футеруют огнеупорным кирпичом (толщиной в $^1/_4$ кирпича). Из-за различия температурных деформаций кладку из обыкновенного кирпича и огнеупорного не перевязывают.

Топливники печей для сжигания влажного топлива. Схемы устройства топливников печей для сжигания влажного топлива и топливников печей длительного горения аналогичны. На рис. VIII.12 показана схема топливников такого назначения.

Небольшая порция топлива загружается на колосниковую решетку. После розжига бункер топливника загружают топливом. Горение его происходит в нижнем слое, и по мере сгорания топливо оседает. Водяные пары при сжигании влажного топлива после подсушки удаляются в дымовой канал через небольшое отверстие *4* под перекрытием топки. Топка имеет три дверки; верхняя дверка *1* — загрузочная, средняя *2* — шуровочная, нижняя *3* — поддувальная.

Кладку печей ведут из хорошо обожженного кирпича на глинопесчаном растворе со швами толщиной до 5 мм. Выкладывать печи из силикатного кирпича не допускается ввиду того, что такой кирпич разрушается при высокой температуре.

Не употребляется для кладки также недожженный кирпич из-за его хрупкости и пережженный, так как поверхность последнего плохо соединяется с глиняным раствором.

Раствор, применяемый при кладке печей, должен быть пластичным. Песок для приготовления раствора применяют кварцевый

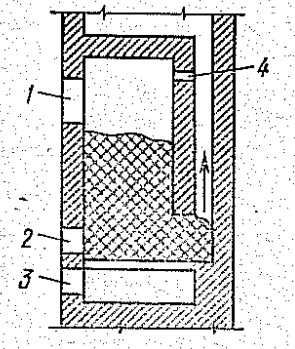


Рис. VIII.12. Схемы топливников печей для сжигания влажных топлив и печей длительного горения

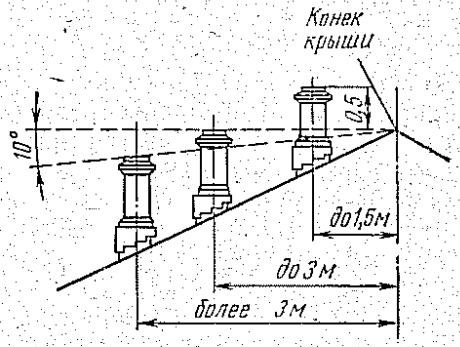


Рис. VIII.13. К определению высоты труб, размещаемых над кровлей

мелкозернистый. Состав раствора: на 1 часть глины 1 часть песка; при жирной глине на 1 часть глины 2 части песка. Толщина шва — до 5 мм.

Кладку топок из огнеупорного кирпича ведут на растворе из огнеупорной глины и мелко измельченного шамота в пропорции 1 : 1. При кладке обязательна ее перевязка вертикальных швов. Толщина шва — до 3 мм.

Трубы насадные и коренные выкладывают из кирпича на обычном известковом растворе.

Печные приборы, к которым относятся колосники, запорно-регулирующие устройства (шибер и вьюшки), устанавливают во время кладки печи.

Лучшими по стойкости против коробления и коррозии являются печные приборы из чугуна. Кирпичные печи обычно штукатурят составом из 0,2 части асбеста, 12 частей извести, 2 частей песка и 1 части цемента.

Поверхность печи можно затереть глиняным раствором с последующей побелкой ее известью или покраской клеевой краской.

Внутренние поверхности дымовых каналов и труб не штукатурят, но они должны быть гладкими. Отметки устьев дымовых труб

назначают в соответствии с правилами, указанными на рис. VIII.13. Размеры каналов в кирпичных печах принимают обычно кратными размерам кирпича. Дымоотводные каналы устраивают размером $^1/_2 \times {}^1/_2$ кирпича от печей с теплоотдачей до 3000 ккал/ч и до $^1/_2 \times 1$ кирпич от печей с теплоотдачей от 4500 до 6000 ккал/ч.

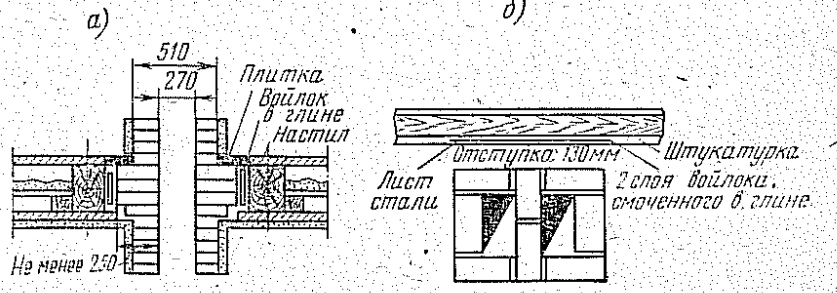


Рис. VIII.14. Пожарная профилактика при возведении печей:
а — разделка кирпичной трубы, проходящей через перекрытие; *б* — отступки при устройстве коренной трубы

Противопожарные мероприятия. В тех местах, где печи размещают близко к сгораемым частям здания, оставляют отступки и разделки, выполняемые из несгораемых материалов (кирпич, асбест и др.). Расстояние между печью и сгораемой стеной или перегородкой должно быть не менее 13 см.

Дымовые трубы нужно устраивать так, чтобы между внутренней поверхностью газоходов («дыма») и сгораемыми конструкциями здания сохранились определенные расстояния, рекомендуемые противопожарными правилами СНиПа и указанные на рис. VIII.14 и в табл. VIII.2 и VIII.3.

Таблица VIII.2

Печные устройства	Расстояние от внутренней поверхности газохода и дымохода до сгораемой конструкции, см	
	Конструкция, не защищенная от возгорания	Конструкция, защищенная от возгорания
Отопительные печи периодического действия с продолжительностью топки:		
а) до 3 ч	38	25
б) более 3 ч	51	38
Печи длительного горения .	38	25
Печи, работающие на газе с расходом более 2 м³/ч	38	25
Квартирные кухонные плиты на твердом топливе	38	25

Примечание. Металлические дымовые трубы не допускается прокладывать через сгораемые перекрытия.

Таблица VIII.3

Отопительные печи	Расстояние от поверхности перекрытий печи до потолка, см	
	потолок, не защищенный от возгорания	потолок, защищенный от возгорания
Теплоемкие	35	25
Нетеплоемкие	100	70

Примечание. Не разрешается отводить дым в вентиляционные каналы.

§ 42. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПЕЧНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Если по технико-экономическим соображениям устраивать центральное отопление окажется нецелесообразным, проектируют отопление печное. Проект отопления должен быть увязан со строительным проектом. Печи целесообразно размещать у внутренних стен поблизости от дверных проемов.

По эксплуатационным соображениям, если возможно, печи размещают так, чтобы их можно было топить из коридора.

При обогревании одной печью двух помещений уменьшается общее число отопительных печей и, следовательно, снижаются расходы на устройство отопления. Вместе с тем недопустимо обогревать основные помещения так называемым вторичным теплом путем открывания дверей в отапливаемые помещения.

Каждая печь должна иметь самостоятельный дымовой канал. Размещать дымовые каналы в наружных стенах не рекомендуется, так как в этом случае в каналах могут конденсироваться водяные пары, находящиеся в газах.

Расчет печного отопления. Этот расчет рекомендуется вести в такой последовательности:

1) рассчитать потери тепла ограждениями;

2) определить суммарный коэффициент поглощения тепла помещением;

3) выявить активный объем печи. Активным объемом печи называют произведение площади в плане на расчетную (активную) высоту. Под активной высотой понимают расстояние по вертикали от колосниковой решетки до перекрытия при полной высоте печи не более 2,1 м;

4) запроектировать печь с учетом требуемой величины активного объема; определить основные конструктивные размеры элементов печи;

5) проверить печь на тепловосприятие, теплоаккумуляцию и теплоотдачу;

6) определить колебания температуры воздуха в помещении исходя из фактического активного объема печи.

Расчет потерь тепла ограждениями при устройстве печного отопления ведут аналогично изложенному, т. е. так же, как и при устройстве центральных систем отопления.

Суммарный коэффициент теплопоглощения определяют по формуле

$$P = B_1F'_1 + B_2F'_2 + B_3F'_3 + B_4F'_4 + B_5F'_5 + B_6F'_6. \qquad \text{(VIII.1)}$$

Здесь B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6 — коэффициенты поглощения (определяемые расчетом) отдаваемого печью тепла наружными стенами B_1, внутренними стенами B_2, полом B_3, потолком B_4, окнами B_5, мебелью B_6; F'_1, F'_2, F'_3, F'_4, F'_5, F'_6 — площади поверхностей, воспринимающих тепло печи, измеряемых по внутренним размерам: наружных стен — F'_1, внутренних стен — F'_2, пола — F'_3, потолка — F'_4, окон — F'_5, мебели — F'_6 (условно принимаемой равной F'_3 пола).

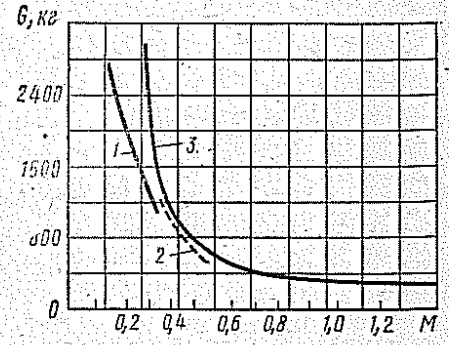


Рис. VIII.15. Примерная зависимость массы печи G от коэффициента неравномерности теплоотдачи M при двух топках — в сутки и при $t_н = -30°$ С:

1 — печи толстостенные; *2* — печи тонкостенные блочные изразцовые повышенного прогрева; *3* — печи тонкостенные кирпичные повышенного прогрева (по Л. А. Семенову)

Величину активного объема печи можно найти, используя коэффициент неравномерности теплоотдачи M, являющейся характеристикой типа печи.

Печь должна удовлетворять основному санитарно-гигиеническому требованию: амплитуда колебания внутренней температуры помещения должна быть в пределах $A_{t_в} = \pm 3{,}0°$.

Амплитуду колебания внутренней температуры помещений определяют по формуле (I.41)

$$A_{t_в} = \alpha MQ/P,$$

где M — коэффициент неравномерности отдачи тепла отопительным прибором. Для печи коэффициент M — функция трех величин: активного объема печи V, толщины стенок топливника и каналов δ, режима топки печи Z (рис. VIII.15), т. е. коэффициент M является характеристикой определенного типа печи; α — коэффициент, принимаемый равным 0,7; Q — тепловые потери помещения, ккал/ч; P — суммарный коэффициент теплопоглощения; ккал/ч××град.

Величину M можно найти из формулы (I.41):

$$M = \frac{A_{t_в} P}{0{,}7Q}. \qquad \text{(VIII.2)}$$

Коэффициент 0,7, уточняющий величину $A_{t_в}$, учитывает следующие факторы: сдвиг фаз между теплоотдачей печи * и теплопоглощением ограждениями; влияние конвективного тепла; влияние мебели на теплоотдачу и тепловосприятие от конвективных потоков, а также бытового тепла (от бытовых приборов и людей).

Вписывая выбранный по каталогу тип печи в выявленный активный объем, определяют на основании приведенных ниже расчетов конструктивные размеры элементов печи.

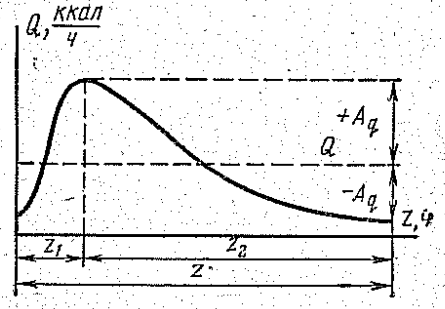


Рис. VIII.16. Кривая теплоотдачи теплоемкой печи с периодической топкой

Расчет топливника. Площадь пода определяют для размещения топлива слоем допустимой толщины (обычно 75% всего количества $B_т$, сжигаемого за одну топку):

$$F_т = \frac{0{,}75B_т}{h\gamma}, \qquad \text{(VIII.3)}$$

где $F_т$ — площадь пода топливника, м²; $B_т$ — количество топлива, сжигаемого за время одной топки, кг; h — толщина слоя топлива, *м*; γ — объемная масса топлива, кг/м³.

Массовый расход топлива на одну топку в кг определяют из отношения

$$B_т = Q_р : Q_н^р\eta, \qquad \text{(VIII.4)}$$

где $Q_р$ — расчетная теплоотдача печи за период между двумя топками, или количество тепла, аккумулируемое печью за время одной топки; $Q_н^р$ — низшая теплотворная способность топлива, ккал/кг; η — коэффициент полезного действия для печей; при сжигании антрацита $\eta = 0{,}75$ и при других видах топлива $\eta = 0{,}70$.

Весьма важным условием полного сгорания топлива является величина теплового напряжения топочного пространства, получаемая из отношения

$$E = \Sigma Q_н^р\eta : V, \qquad \text{(VIII.5)}$$

где $\Sigma Q_н^р$ — теплотворная способность топлива, сжигаемого в течение 1 ч; V — объем топливника, равный произведению площади пода топливника на его высоту; рекомендуемые значения E указаны в нормах (например, в ГОСТ 2127—47).

Объем топливника в м³ определяют из выражения

$$V_т = \frac{B_т Q_н^р \eta_т}{mE}, \qquad \text{(VIII.6)}$$

* Возрастание и снижение теплоотдачи печи происходят не в одинаковые сроки: во время Z_1 — возрастание, во время Z_2 — снижение (рис. VIII.16).

где $\eta_т$ — к. п. д. топливника, принимаемый равным 0,9; m — продолжительность топки печи, ч.

Расчетами определяют высоту топливника, площадь колосниковой решетки и поддувального отверстия.

Продолжительность топки зависит от вида топлива и часовой теплоотдачи печи $Q_ч$, с увеличением последней увеличивается продолжительность топки. Для дров продолжительность топки принимают не дольше 2 ч при $Q_ч > 5000$ ккал/ч. Каменный уголь сгорает медленнее дров и поэтому продолжительность топки печей каменным углем увеличивают в 1,5—2 раза по сравнению с продолжительностью топки дровами.

Исходя из объема топливника определяют его геометрические размеры. Ширину топливника в кирпичных печах с теплоотдачей до 3000 ккал/ч обычно принимают в пределах 0,19—0,27 м и 0,27 м — для печей с теплоотдачей более 3000 ккал/ч.

Проверка печи на тепловосприятие, теплоаккумуляцию и теплоотдачу. Печь считается удовлетворяющей требованиям, если при ее эксплуатации соблюдается следующее равенство (с отклонением в меньшую или большую сторону ±10—15%):

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4, \qquad \text{(VIII.7)}$$

где Q_1 — тепловые потери ограждениями отапливаемого помещения за время между двумя топками; Q_2 — количество тепла, воспринимаемого внутренними поверхностями топливника, каналов печи за время топки; Q_3 — количество тепла, аккумулированного сплошной кладкой печи (в пределах активного объема) за время топки; Q_4 — количество тепла, отдаваемого во время остывания отапливаемому помещению.

Величины, входящие в выражение (VIII.7), определяют следующим образом. Потери тепла ограждениями Q_1 за период между двумя топками вычисляют по формуле

$$Q_1 = ZQ, \qquad \text{(VIII.8)}$$

где Z — время между двумя топками (началом топок), ч; Q — расчетные потери тепла, ккал/ч.

Количество тепла, воспринимаемое печью за время топки, равно

$$Q_2 = (\beta_1 f_1 + \beta_2 f_2 + \ldots + \beta_n f_n)\, m, \qquad \text{(VIII.9)}$$

где $f_1, f_2, \ldots, f_n$ — внутренние поверхности печи, омываемые газом, м²; $\beta_1, \beta_2, \ldots, \beta_n$ — соответствующие им коэффициенты тепловосприятия, принимаемые по таблице норм ГОСТ 2127—47, ккал/ч.

Индексы при f и β относятся соответственно к топливнику, первому дымоходу печи, колпаку в бесканальных (колпаковых) печах и остальным дымоходам печи.

Количество аккумулированного тепла печью в ккал за время топки определяют из выражения

$$Q_3 = Qn;\ Q_3 = Gc\Delta t, \qquad \text{(VIII.10)}$$

где G — масса печи в пределах ее активного объема, кг; c — удельная теплоемкость массива печи, ккал/кг·град (для кирпичной печи $c=0{,}21$ ккал/кг·град); Δt — перепад температуры массива печи в максимально разогретом состоянии и к началу следующей топки, принимаемый по табл. VIII.4, °С; n — время между концом топки и началом следующей, ч.

Таблица VIII.4

Допустимые перепады температур массива печи

Тип печи	Δt, °С
Тонкостенная печь массой до 1000 кг	160
То же, массой 1000 кг и более	120
Толстостенная	80

Количество тепла в ккал/ч, отдаваемое печью во время остывания, определяют по формуле

$$Q_4=\alpha_1F_1+\alpha_2F_2+\ldots+\alpha_nF_n,$$

где F_1, F_2, ..., F_n — теплоотдающие поверхности стенок, перекрытий камер и дна печи, м²; α_1, α_2, ..., α_n — соответствующие этим поверхностям средние коэффициенты теплоотдачи, ккал/м²·ч, которые можно принимать по табл. VIII.5.

Таблица VIII.5

Средние коэффициенты теплоотдачи α

Типы печей	Температура поверхности печи, °С		Средние коэффициенты теплоотдачи α, ккал/м²·ч
	средняя	в отдельных точках в момент максимального нагрева	
Толстостенные оштукатуренные или в металлических футлярах	55—65	85	400—500
Толстостенные	65—70	90	500—600
Тонкостенные массой 1000 кг и более	65—70	120	500—600
То же, до 1000 кг	60—65	120	450—550

К теплоотдающим поверхностям печи относят следующие:

поверхность стенок печи в пределах активной высоты, омываемой с одной стороны воздухом, а с другой прогреваемая газами или соприкасающаяся с топливом;

перекрышу при высоте печи не более 2,1 м и толщине не более 21 см;

поверхности стенок воздухонагревательных камер;

дно печи, если оно с одной стороны омывается протекающим воздухом, а с другой горячим газом.

Температуру открытой теплоотдающей поверхности печи и средние коэффициенты теплоотдачи принимают по табл. VIII.5.

В заключение расчета проверяют фактическую величину амплитуды колебания температуры отапливаемых помещений за промежуток времени от одной топки печи до другой.

Печное отопление можно запроектировать, минуя вышеприведенную методику расчета, если применять в качестве генератора тепла печи из типовых альбомов.

В этих случаях расчет печей ведут в такой последовательности. Определяют теплопотери при той же температуре наружного воздуха, которая принята для центрального отопления. По типовым альбомам выбирают отопительную печь с теплоотдачей, соответствующей тепловым потерям помещения.

Выбирать печь по теплоотдаче и проверять теплоустойчивость помещений, т. е. определять амплитуду колебания температуры помещения, следует при топке печи 2 раза в сутки. В случае повышения наружной температуры и уменьшения разности температур внутреннего и наружного воздуха до 60—65% от расчетной можно топить печь 1 раз в сутки. Теплотехнический расчет самой печи в этом случае не производится, так как печь выбирают типовую по альбому.

В случае необходимости проектирования самой печи следует иметь в виду, что до применения печи на практике ее нужно подвергнуть лабораторным испытаниям по стандартной методике.

При выборе печи учитывают санитарно-гигиенические требования помещений. Например, для отопления детских и лечебных учреждений следует применять печи с умеренным прогревом стенок, т. е. с температурой поверхности даже в отдельных точках до 90° С.

ГЛАВА IX

ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Электрическое отопление имеет следующие преимущества: простоту монтажа электропроводки, отсутствие продуктов сгорания, компактность нагревательных приборов, высокий коэффициент полезного действия электрических приборов отопления; не требуются дорогостоящие наружные тепловые сети.

К недостаткам электрического отопления относятся высокая температура теплоотдающих элементов (витков проволоки) в электрическом нагревательном приборе, опасность в пожарном отношении и высокая стоимость электроэнергии.

В настоящее время электроэнергию применяют в технике теплоснабжения в виде следующих устройств:

прямого радиаторного отопления на базе электрорадиаторов (например, приборы рд-34, и рд-35 конструкции НИИ сантехники мощностью 0,5 и 1 кВт);

электротеплонасосного отопления на базе полупроводниковых тепловых насосов;

отопления с использованием греющих кабелей;
теплоснабжения с применением электродных котлов;
электроаккумуляционного отопления.

Перспективным является электроотопление с использованием полупроводниковых тепловых насосов, потребляющих электроэнергии в 3—4 раза меньше, чем при прямом электроотоплении. Кроме того, систему электроотопления при помощи тепловых насосов можно в летнее время переключать на охлаждение помещений.

Принцип получения тепла, а также холода из теплого окружающего воздуха или воды с использованием полупроводников в схеме теплового насоса основан на эффекте Пельтье (1834). Это явление, научно объяснённое русским ученым Ленцем в 1838 г., заключается в следующем. Если через разнородные соединенные друг с другом металлы (особенно полупроводники) пропустить постоянный электрический ток, то в месте контакта положительного полупроводника с отрицательным при направлении тока от «+» к «—» выделяется тепло, а при обратном направлении тока в месте контакта (спая) тепло поглощается.

Физический смысл этого явления заключается в том, что происходит перемещение тепла от холодной среды к горячей за счет электрической энергии.

Теоретический отопительный коэффициент электрической системы отопления на полупроводниковых тепловых насосах $K_{от}$

$$K_{от}=\frac{T_2}{T_2-T_1},$$

где T_1 — абсолютная температура холодного спая, К; T_2 — то же, горячего спая.

Пример. При температуре горячего спая 300К (27° С) и холодного 290К (17° С) отопительный коэффициент будет равен

$$K_{от}=\frac{300}{300-290}=30.$$

Это означает, что на 1 кВт затраченной электрической мощности можно получить 30 кВт полезного тепла и 29 кВт холода (практически $K_{от}=4—5$ в зависимости от качества полупроводников).

В СССР выпускают полупроводниковые тепловые насосы типа «воздух — вода» и «воздух — воздух», характеристики которых приведены в табл. IX.1.

Преимущество тепловых насосов ПТН состоит в возможности регулировать в широких пределах теплопроизводительность за счет изменения силы тока. Однако системы отопления с применением тепловых насосов могут получить распространение в будущем только в местностях с дешевым тарифом электроэнергии и при снижении стоимости тепловых насосов.

Понятие об электроаккумуляционном отоплении. В последние годы начали применять электроотопление с использованием внепиковой электроэнергии. Себестоимость ее, по данным «Энергосетьпроекта», в 1,7—2,3 раза ниже средней себестоимости электроэнергии.

Таблица IX.1

Технические данные некоторых полупроводниковых тепловых насосов

Показатели	Типоразмер ПТН	
	ТН-3	ТН-5
Номинальная производительность; ккал/ч:		
по теплу	3000	5000
по холоду	2000	3300
Производительность по воздуху, м³/ч	360	720
Расход воды, л/ч	200	400
Потребляемая мощность при $I=10$ А, Вт	1200	2000

Использовать внепиковую электроэнергию для отопления можно при условии создания установок с материалами, аккумулирующими тепло. Аккумулирующие материалы должны обладать максимальной теплоемкостью, высокой рабочей температурой, объемной массой, теплопроводностью и приемлемой стоимостью.

Основными способами аккумуляции тепла могут служить способ сохранения тепла в предварительно нагретом материале, использование скрытого тепла между двумя фазами материала и применение реакции обратимого химического процесса.

В центральных системах отопления аккумулирующим материалом является вода.

Расчеты теплоаккумуляционного электрического отопления производят с учетом теплоаккумуляционной способности зданий, приборов электрического отопления, электрокотлов и других емкостей.

Коэффициент аккумуляции теоретически можно определить по формуле, используемой в трудах проф. Е. Я. Соколова

$$\beta=\frac{F\delta\gamma c}{2\varkappa V},$$

где F — поверхность стен, м²; δ — толщина стен, м; γ — объемная масса стен, кг/м³; $\varkappa$ — отопительная характеристика здания, ккал/м³·ч·град; V — объем здания, м³; c — теплоемкость ограждений, ккал/кг·град.

Для жилых зданий $\beta=30—60$ при водяном центральном отоплении.

Зная коэффициент аккумуляции, можно найти предельное время отключения Z системы электроотопления:

$$Z=\beta\ln\frac{t_в'-t_н}{t_Z-t_н},$$

где $t_в'$ — внутренняя температура воздуха в помещении в момент прекращения подачи тепла; t_Z — то же, через Z ч; $t_н$ — расчетная наружная температура.

Расчет нужно вести на те помещения, которые охлаждаются наиболее быстро (например, угловые квартиры).

При отоплении помещений электропечами тепло аккумулируется в печах, интерес к установке которых наблюдается в ряде зарубежных стран.

Расчет электронагревательных приборов. Количественная сторона преобразования электроэнергии в тепловую выражена законом Джоуля — Ленца: количество тепла Q, выделенного током на участке цепи, прямо пропорционально квадрату силы тока I, сопротивлению участка R и времени прохождения тока t:

$$Q = I^2Rt.$$

При расчете электронагревательных приборов следует иметь в виду, что количество тепла, выделяемого проводниками, зависит от способа их соединения: последовательного или параллельного.

При последовательном соединении проводников (потребителей) тока имеем

$$Q_1 = I^2R_1t;\ Q_2 = I^2R_2t.$$

Разделив почленно эти равенства и сократив на I и t, получим

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{R_1}{R_2}.$$

Иными словами, количество тепла, выделенного током в отдельных участках цепи при последовательном соединении, прямо пропорционально сопротивлениям участков.

При параллельном соединении проводников одинаковы напряжения u на обеих ветвях:

$$Q_1 = \frac{u^2t}{R_1};\ Q_2 = \frac{u^2t}{R_2}.$$

После деления этих равенств почленно и сокращения на u и t получим

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{R_2}{R_1},$$

т. е. количество тепла, выделившегося в параллельно соединенных проводниках, обратно пропорционально сопротивлениям участков.

Расчет реостатных отопительных электроприборов. В основу расчета положено условие о том, что проводник при нагревании должен отдать в окружающее пространство требуемое проектом количество тепла. Для этого проводник должен иметь определенные геометрические параметры (l — длину, d — диаметр) и температуру поверхностей $t_{пов}$. Эти условия выражены двумя уравнениями, приведенными ниже.

1. Количество тепла в ккал/ч, отдаваемое проводником, равно

$$Q = \frac{\alpha F}{1000}(t_{пов} - t_в) = \frac{\alpha \pi dl}{1000}(t_{пов} - t_в),$$

где α — коэффициент теплоотдачи [$\alpha = f(t_{пов}, d)$], ккал/м^2 · ч · град. По опытным данным, α принимают при $t_{пов} = 100°$ С и диаметрах проволоки от 0,5 до 2 мм в пределах 35—45 ккал/м^2 · ч · град; при этом меньшим диаметрам соответствуют большие значения α; F — поверхность проводника πdl, м^2; $t_{пов}$ — температура поверхности проводника (практически равна температуре проводника); $t_в$ — температура воздуха в помещении.

2. Количество тепла, выделяемое проводником при переходе электрической энергии в тепловую, определяют по формуле

$$Q = 0{,}86u^2/R,$$

где 0,86 = 1 Вт · ч = (0,86 ккал).

Сопротивление проводника R можно выразить отношением

$$R = \frac{cl}{f} = \frac{4cl}{\pi d^2},$$

где c — удельное сопротивление проводника, ом · мм^2/м; l и f — длина и площадь сечения.

Подставляя значение R, получим

$$Q = 0{,}86\,\frac{u^2\pi d^2}{4cl}.$$

Из первого уравнения находим значение d

$$d = \frac{1000Q}{\alpha\pi l(t_{пов} - t_в)}.$$

После подстановки получим

$$Q = 0{,}86\,\frac{u^2\pi \cdot 1000^2Q^2}{4cl\pi^2l^2\alpha^2(t_{пов} - t_в)^2}.$$

Отсюда получаем формулу для определения длины проводника в м:

$$l = 41\sqrt[3]{\frac{u^2Q}{c\alpha^2(t_{пов} - t_в)^2}}.$$

ГЛАВА X

КОМБИНИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Комбинированными системами отопления называют такие, в которых, как правило, имеются два теплоносителя: первый — греющая среда, второй — нагреваемая среда или теплоноситель собственно системы отопления.

К комбинированным системам относят: центральные пароводяные системы, водоводяные, паро- и водовоздушные (рассмотренные выше), системы с использованием перегретой воды и пара. Рассмотрим некоторые из названных систем.

Центральная пароводяная система (рис. X.1) применяется в тех случаях, когда генераторами тепла служат паровые котлы, вырабатывающие пар для технологических нужд предприятий.

Установка работает следующим образом. Пар из котла *1* поступает в емкостный водонагреватель *2*, в змеевике *3* которого пар конденсируется, отдавая скрытое тепло парообразования (конденсации) циркулирующему через водонагреватель теплоносителю (воде) системы отопления.

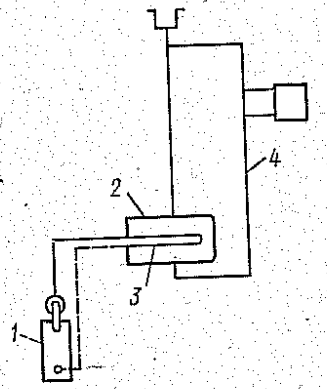


Рис. X.1. Схема пароводяной системы отопления:

1 — котел; *2* — емкостный водоподогреватель; *3* — змеевик; *4* — система водяного отопления с естественной циркуляцией

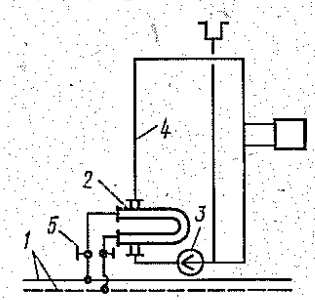


Рис. X.2. Схема отопления с водоводяным подогревателем:

1 — трубопроводы тепловой сети; *2* — водоподогреватель; *3* — насос; *4* — система водяного отопления с насосной циркуляцией; *5* — задвижка

Ввиду относительно больших размеров водоподогревателя скорость воды в нем мала. Следовательно, невелико и гидравлическое сопротивление водоподогревателя, вследствие чего можно применять систему пароводяного отопления с естественной циркуляцией, как показано на рис. X.1. Относительно большая емкость водоподогревателя, а следовательно, и большая его теплоаккумулирующая способность позволяют регулировать теплоотдачу системы отопления пропусками, т. е. подавать пар в водоподогреватель с перерывами.

Теплопроизводительность емкостного подогревателя зависит от величины поверхности змеевика, устраиваемого обычно из U-образных трубок.

На рис. X.2 показана **система отопления с водоводяным подогревателем**, обычно называемым скоростным (рис. X.3). В таком водоподогревателе первичным теплоносителем служит перегретая вода (150° С), получаемая из тепловых сетей ТЭЦ.

Вторичным теплоносителем здесь является вода собственно системы отопления. Вследствие относительно большого гидравлического сопротивления водоподогревателя системы отопления устраиваются, как правило, в насосной циркуляцией (что и показано на рис. X.2). В водонагревателях скоростного типа первичным теплоносителем может служить пар. Применение перегретой воды объясняется технико-экономическими соображениями.

Системы отопления, имеющие в качестве генератора тепла водоподогреватели, в принципе не отличаются от рассмотренных выше, но вместо водогрейных котлов применяют паро- и водонагреватели.

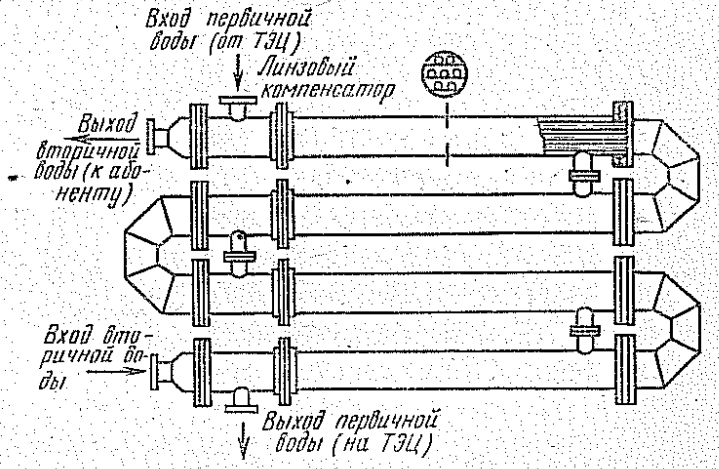


Рис. X.3. Секционный водоводяной подогреватель

Тепловой расчет водоподогревателя. Задачей теплового расчета водоподогревателя является определение требуемой поверхности нагрева и основных размеров. Поверхность нагрева водоподогревателя определяют по формуле

$$F = \frac{Q}{\kappa \Delta t},$$

где Q — количество тепла, передаваемого нагреваемой жидкости, ккал/ч; κ — коэффициент теплопередачи, ккал/м²·ч·град; F — поверхность нагрева или теплообмена, м²; Δt — средняя разность температур теплоносителей, град.

Коэффициент теплопередачи в этом случае определяют аналогично коэффициенту теплопередачи плоской стенки:

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

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от греющей жидкости к стенке, ккал/м²·ч·град; α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой жидкости, ккал/м²·ч·град; δ — толщина материального слоя стенки, разделяющей греющую и нагреваемую жидкости, м

(имеется в виду толщина материала стенки и слоя загрязнения); λ — коэффициент теплопроводности слоя стенки (соответственно материала стенки, накипи, шлама).

Значения коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 определяют по формулам, полученным на основе экспериментальных и теоретических данных:

$$\alpha = f(v,\ d,\ \Delta\tau),$$

где v — скорость движения жидкости, м/с; d — диаметр трубки (или эквивалентный гидравлический диаметр), м; $\Delta\tau$ — разность температур стенки и воды, стенки и кипящей воды (или насыщенного пара).

Поверхность нагрева водоподогревателя должна составлять

$$F = \pi d_{ср} l n,$$

где $d_{ср}$ — средний диаметр трубки, м; l — длина трубки, м; n — число трубок.

Средняя разность температур теплоносителя определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}},$$

где $\Delta T_1 = T_2 - t_1$; $\Delta T_2 = T_1 - t_2$; T_1 и T_2 — начальная и конечная температура греющей жидкости (первичного теплоносителя); t_1 и t_2 — начальная и конечная температура нагреваемой жидкости (вторичного теплоносителя).

В водоводяных скоростных подогревателях коэффициент теплопередачи достигает 1000—2000 ккал/м^2·ч·град при скорости воды 0,5—1,5 м/с, в емкостных водоподогревателях — не выше 600 ккал/м^2·ч·град.

Гидравлическое сопротивление водоподогревателя. Методика определения гидравлического сопротивления водоподогревателя не отличается от методики определения гидравлических потерь трубопроводами (например, систем отопления).

Гидравлическое сопротивление водоподогревателя определяют в кг/м^2 по формуле

$$p = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma\zeta\right) \frac{v^2\gamma}{2g},$$

где λ — коэффициент сопротивления трения труб, составляющих поверхность нагрева водоподогревателя; $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений; d — диаметр трубы или эквивалентный диаметр сечения прохода теплоносителя, принимаемый равным $4f/S$; l — общая длина труб последовательно составляющих длину пути теплоносителя, м; v — скорость теплоносителя, м/с; γ — объемная масса теплоносителя, кг/м^3; g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/с^2; f — площадь сечения прохода теплоносителя, м^2; S — периметр сечения прохода теплоносителя, м.

Гидравлическое сопротивление в скоростных водоподогревателях может составлять 1000—9000 кг/м^2.

Широко распространен способ присоединения местных систем отопления к тепловым сетям ТЭЦ через элеватор (рис. X.4), предложенный проф. В. М. Чаплиным в 1903 г.

Элеватор предназначен для смешивания горячей и охлажденной воды. Он состоит из следующих элементов (рис. X.5): рабочего сопла *1*, через которое под давлением поступает горячая вода из

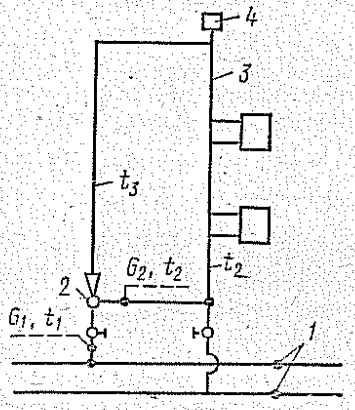


Рис. X.4. Присоединение системы водяного отопления к тепловым сетям через элеватор:
1 — тепловые сети; *2* — элеватор; *3* — система водяного отопления; *4* — воздухосборник

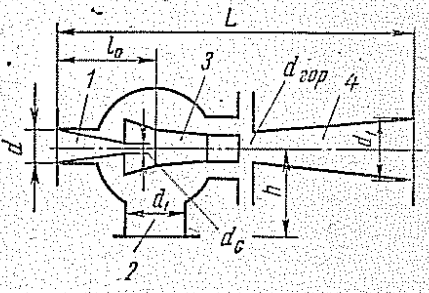


Рис. X.5. Водоструйный элеватор:
1 — рабочее сопло; *2* — камера всасывания; *3* — смесительный конус; *4* — диффузор

тепловой сети; камеры всасывания *2*, в которую поступает (подсасывается) охлажденная вода из местной системы; смесительного конуса *3*, в котором горячая вода смешивается с охлажденной; диффузора *4*, в котором увеличивается статическое давление воды благодаря конической форме диффузора по причине падения скорости.

Работа элеватора состоит в следующем. Горячая вода, проходя по соплу, приобретает при выходе из него большую скорость. Давление при этом в камере всасывания снижается до величины меньшей, чем в патрубке, через который поступает охлажденная вода. Вследствие этого охлажденная вода подсасывается в камеру всасывания и смешивается с горячей водой из сопла.

Главной характеристикой элеватора является коэффициент подмешивания U, т. е. отношение веса подмешиваемой охлажденной G_2 (обратной) воды к весу горячей воды G_1, поступающей из тепловой сети:

$$U = G_2 : G_1.$$

Значение U можно определить из теплового баланса при смешении горячей и охлажденной воды:

$$(G_1 + G_2)\, ct_3 = G_1 ct_1' + G_2 ct_2, \qquad \text{(а)}$$

где t_1 — температура горячей воды из тепловой сети; t_2 — температура охлажденной воды местной системы; t_3 — температура смешанной воды, поступающей в местную систему; c — теплоемкость воды, принимаемая равной 1 ккал/кг·град.

Из уравнения теплового баланса (а) находят значение U

$$U=\frac{G_2}{G_1}=\frac{t_1-t_3}{t_3-t_2}.$$

Расчет элеватора заключается в определении размеров основных его элементов.

Гидравлическое сопротивление местной системы, определяемое при расчете трубопроводов, представляет собой разность давлений у входных патрубков элеватора. Ее можно найти путем практических измерений

$$p_c=p_2-p_3,$$

где p_c — гидравлическое сопротивление системы отопления, кг/м²; p_2 — давление воды после элеватора; p_3 — давление в обратной системе отопления (в месте присоединения перемычки).

Потери давления в элеваторе составляют (в кг/м²):

$$p_э=p_1-p_2,$$

где p_1 — давление до элеватора, кг/м²; p_2 — давление после элеватора.

Расчет элеватора ведут по формулам, полученным на основании теоретических и экспериментальных исследований.

На рис. X.4 представлена схема установки элеватора в узле управления системы отопления.

Пример. Подобрать элеватор (см. рис. X.5) для следующих условий: тепломощность местной системы отопления — 400 000 ккал/ч; температура горячей воды в тепловой сети — $t_1=150°$ С, охлажденной — $t_2=70°$ С; температура горячей воды в местной системе отопления $t_3=95°$ С, охлажденной — $t_2=70°$ С; гидравлическое сопротивление местной системы отопления — $p_c=1000$ кг/м².

Решение. 1. Количество воды G_3, циркулирующей в местной системе отопления, определяем по формуле

$$G_3=G_1+G_2,$$

где G_2 — количество воды, поступающей из горячей магистрали тепловой сети; G_3 — количество воды, подмешиваемой из обратной системы отопления.

$$G_3=\frac{Q}{t_3-t_2}=\frac{400\,000}{95-70}=16\,000 \text{ кг/ч}.$$

2. Определяем коэффициент подмешивания

$$U=\frac{G_2}{G_1}=\frac{t_1-t_3}{t_3-t_2}$$

$$G_1=\frac{Q}{t_1-t_2}=\frac{400\,000}{150-70}=5000 \text{ кг/ч};$$

$$G_2=G_3-G_1=16\,000-5000=11\,000 \text{ кг/ч};$$

$$U=\frac{11\,000}{500}=\frac{150-95}{95-70}=2{,}2.$$

3. Определяем диаметр горловины элеватора $d_г$ по формуле

$$d_г=8{,}5\sqrt[4]{(G_3/p)^2}=8{,}5\sqrt[4]{(16/1)^2}=34 \text{ мм}.$$

4. По табл. X.1 подбираем элеватор № 5 с диаметром горловины $d_г=35$ мм.

Таблица X.1

Размеры стальных элеваторов кованой конструкции Центроэнергостроя (мм)

№ элеватора	$d_г$	d	d_1	L	l_0	h
1	15	30	30	355	70	100
2	20	35	50	425	93	110
3	25	40	65	550	104	130
4	30	49	76	600	125	130
5	35	49	76	625	125	150
6	45	60	95	720	130	175

5. Диаметр рабочего сопла d_c находим по формуле

$$d_c=\frac{d_г}{1+U}-\frac{35}{1+2{,}2}=10{,}9 \text{ мм}.$$

6. Определяем необходимое давление перед элеватором

$$p_1=1{,}4\,(1+U)^2=1{,}4\,(1+2{,}2)^2=14{,}3 \text{ м вод. ст.}$$

Местные системы отопления, присоединенные непосредственно к тепловой сети. Кроме систем, использующих в качестве первичного теплоносителя перегретую воду из тепловых сетей ТЭЦ, рассмотренных выше (системы отопления, присоединенные к тепловым сетям через водоподогреватель и элеватор), применяют систему непосредственного присоединения местных систем отопления к тепловым сетям.

В этом случае вода из тепловой сети поступает в местную систему отопления, после охлаждения в которой она возвращается в обратный (охлажденный) трубопровод тепловой сети. Нагревательные приборы в этой системе рассчитывают на параметры воды тепловой сети (например, на 150 и 70° С). По такой схеме присоединяют местные системы отопления, как правило, промышленных зданий, в которых температура нагревательных приборов допускается выше 95° С.

Трубопроводы местных систем отопления, присоединенных непосредственно к тепловым сетям (без элеваторов), рассчитывают, как правило, по предельным скоростям с целью максимально использовать располагаемое давление в тепловых сетях (10 000—20 000 кг/м²).

Системы отопления с коллекторным распределением высокотемпературной воды. Принцип устройства этой системы основан на децентрализованном смешивании перегретой воды непосредственно в отопительных приборах.

В зависимости от принятой схемы присоединения радиаторов в нижней или верхней части отопительного прибора устанавливают распределительный коллектор диаметром $^1/_2$ или $^3/_8''$ с отверстиями размером 10×20 мм, через которые высокотемпературная вода поступает непосредственно в каждую секцию радиатора (рис. X.6). Эта вода смешивается с охлажденной водой в каждой секции прибора.

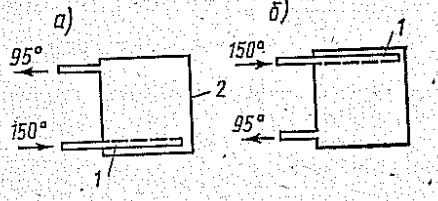


Рис. X.6. Возможные схемы подсоединения радиаторов с коллекторным распределением воды:

а — нижнее расположение коллектора; *б* — верхнее расположение коллектора; *1* — распределительный коллектор; *2* — радиатор

Исследования работы таких систем позволили сделать выводы, перечисленные ниже.

1. Температуру поверхности радиатора $t_{пов}$ в общем виде определяют по формуле

$$t_{пов} = f(t_п, G_{уд}),$$

где $t_п$ — температура воды, поступающей в радиатор; $G_{уд}$ — удельный расход воды через радиатор, кг/ч·м².

2. Следует учитывать, что в зависимости от схемы ввода (рис. X.6, *а, б*) вода в радиаторе охлаждается по-разному. При вводе теплоносителя через нижний коллектор температура поверхности более равномерна по высоте прибора (она равна температуре воды на выходе из прибора).

3. Теплоплотность отопительного прибора (радиатора) достигает 900 ккал/ч·м², т. е. почти в 2 раза выше, чем при обычных системах отопления.

4. Системы отопления с коллекторным распределением можно устраивать двухтрубными и однотрубными, с верхней и нижней разводкой.

5. Расход циркуляционной воды G в системах определяют в кг/ч по формуле

$$G = \frac{Q}{(T_п - t_о)\,c},$$

где $T_п$ — температура воды, поступающей в систему; $t_о$ — температура обратной воды, зависящая от типа радиатора; c — теплоемкость воды.

При $T_п$=145° С и $t_о$=95° С расход воды в 2 раза меньше, чем в обычных системах (при $t_г$=95° С, $t_о$=70° С).

6. С целью повышения гидравлической устойчивости системы отопления (снижения влияния гравитационного давления на работу радиаторов) можно увеличивать скорости истечения воды через отверстия коллектора путем уменьшения площади отверстий.

Преимущества коллекторной системы по сравнению с обычными системами в том, что поверхность нагрева отопительных приборов сокращается на 18—18,5%, общая стоимость системы (в зависимости от температуры теплоносителя) ниже на 20% при $T_п$=130° С и на 12% — при $T_п$=115° С.

Недостаток этой системы заключается в том, что ввод высокотемпературной воды непосредственно в жилые помещения вызывает необходимость изоляции стояков и подводок к приборам (асбестом или асбозуритом с последующей оклейкой изолированных труб марлей и окраской), не говоря об опасности ожогов в случае возникновения неплотностей в трубопроводах с перегретой водой.

Комбинированная паровая система отопления. Высокая температура нагревательных приборов (не менее 100° С) по гигиеническим соображениям является недостатком парового отопления. Недостаток этот усугубляется тем, что температура в 100° С в системах парового отопления с избыточным давлением остается постоянной в течение всего отопительного сезона. При этом центральное регулирование паровых систем низкого давления практически не достигает цели: при уменьшении количества пара, подаваемого в нагревательные приборы, температура верха нагревательных приборов остается не ниже 100° С (т. е. выше допустимой санитарной нормы).

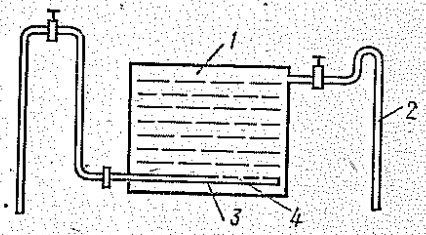


Рис. X.7. Принципиальная схема устройства конденсационной системы отопления:

1 — нагревательный прибор; *2* — устройство для отвода конденсата; *3* — дырчатая труба; *4* — отверстие для выхода пара

Для расширения области применения парового отопления С. В. Ульянинским была предложена конденсационная система отопления, принцип устройства которой можно уяснить из рис. X.7. Вода в приборе нагревается не только благодаря непосредственному подводу пара, но и за счет теплопередачи через стенку паровой трубки. Тепло, отдаваемое помещению нагревательным прибором, возмещается паром, поступающим в него в соответствующем количестве. Такая система, к сожалению, не прошла широкой эксплуатационной проверки.

По сравнению с водяным отоплением комбинированная система имеет существенные недостатки. Возможны гидравлические удары в нагревательных приборах при недостаточной отрегулировке системы; более сложное регулирование и уход за системой; несколько меньшая гигиеничность при открытой прокладке паропроводов по помещениям; большая коррозионность системы.

Отопление высотных зданий. В зданиях высотой порядка 100 м и более единая система водяного отопления не устраивается, так как нагревательные приборы не рассчитаны на давление, соответ-

ствующее высоте этих зданий. Поэтому в высотных домах применяют позонные системы отопления.

В зависимости от величины гидростатического давления, допустимого для различных видов нагревательных приборов, устанавливают высоту каждой зоны. Так, для чугунных и стальных штампованных радиаторов высота зоны не превышает 55 м; для нагревательных приборов, выполненных из стальных труб, — 90 м.

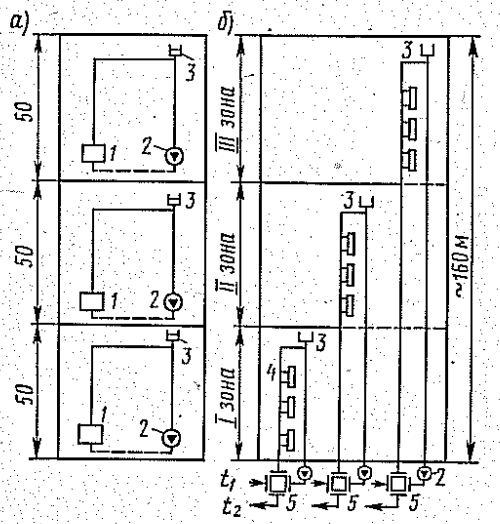


Рис. X.8. Схема водяного отопления высотного здания:

а — зональные системы с генераторами тепла: размещенными непосредственно в каждой из зон (на рисунке их три); *б* — зональные системы, присоединенные к водяным теплопроводам ТЭЦ; *1* — генераторы тепла (газовые, электрокотлы); *2* — циркуляционный насос; *3* — расширительный бак; *4* — нагревательные приборы (количество их показано условно); *5* — водоводяной теплообменник

Система отопления каждой зоны является гидравлически независимой от других зон и независимой от давления в наружных тепловых сетях, если системы отопления высотного здания получают тепло от централизованных систем теплоснабжения города (ТЭЦ).

Принципиальные схемы отопления высотных зданий рассмотрены ниже. В пределах каждой из зон высотой, не превышающей гидростатического давления, допустимого для данного вида нагревательных приборов, каждую систему отопления можно снабдить самостоятельным генератором тепла, например, газовым или электрическим (рис. X.8).

Генераторы в таких системах могут размещаться в так называемых технических этажах, которые устраивают между зонируемыми по высоте частями высотных зданий.

При получении тепла от ТЭЦ зональные системы присоединяют по независимой схеме к водоводяным теплообменникам, размещаемым в нижнем этаже здания (рис. X.8, *б*). В этом случае высокому давлению подвергаются только трубопроводы нижних частей здания.

Водоводяные теплообменники выдерживают рабочее давление 16 кг/см², т. е. высота здания при водоводяном отоплении ограничивается пределом 160 м.

В зданиях высотой более 160 м применяют комбинированное отопление: в зонах части здания высотой до 160 м принято устраивать водоводяное отопление, в зоне сверх 160 м возможно устройство пароводяного отопления. В этом случае в последнем техническом этаже устанавливают пароводяной теплообменник, питаемый паром от котельной, размещаемой вне здания. Количество зон с пароводяными теплообменниками зависит от высоты части здания над отметкой выше 160 м.

Водяные системы отопления, имеющие в качестве источников тепла водоводяные или пароводяные теплообменники, могут быть любыми: одно- и двухтрубными, с естественной или насосной циркуляцией (последние показаны на рис. X.8, *а, б*) В них предусматривают расширительные баки и рассчитывают теми же методами, как и любые другие системы отопления, описанные выше.

Особенности отопительных устройств зданий на Крайнем Севере. Климатические условия Севера характеризуются низкими температурами наружного воздуха (до —65° С), большими суточными ее колебаниями (25—30° С), сильными ветрами, снегозаносами, что вызывает необходимость тщательного учета всех этих факторов при проектировании и строительстве зданий. Большие требования предъявляются на Севере также к отопительным устройствам, которые должны обладать большой гибкостью в эксплуатации.

Определенным преимуществом в эксплуатации обладают системы отопления с пофасадным регулированием теплоотдачи, что позволяет менять режим работы отопления в зависимости от воздействия ветра и солнечной радиации.

Серьезные трудности при устройстве систем отопления представляют распространенные на Севере вечномерзлые грунты. Вследствие этого теплоснабжение зданий от районных котельных, связанных с прокладкой наружных тепловых сетей, не удовлетворяет принципу сохранения вечной мерзлоты. С другой стороны, затраты на устройство локальных систем отопления, по данным Красноярского филиала ПромстройНИИпроекта, в 5—10 раз превосходят соответствующие затраты в центральных районах европейской части страны.

По указанным причинам для отопления населенных пунктов Крайнего Севера весьма перспективной является электрическая энергия. Использовать эту энергию можно путем преобразования ее в тепловую непосредственно у потребителя.

В числе других представляют интерес в гигиеническом отношении лучистые системы отопления с применением панелей перекрытий с элементами из греющего электрокабеля с автоматическим терморегулированием. В этом случае можно эффективно решить сложную проблему отопления первых этажей.

Электрические системы отопления обладают существенными преимуществами: они малометаллоемки, не подвержены замораживанию, индустриальны в монтаже.

Не исключена возможность устройства в зданиях на Севере и водяных систем отопления, при этом и здесь целесообразно в качестве генераторов тепла использовать электрокотельные, в особенности встроенного типа, что исключает необходимость прокладки тепловых сетей.

В качестве нагревательных приборов с гигиенической точки зрения неоспоримым преимуществом в условиях Севера являются такие приборы, в которых радиационная составляющая превалирует.

Источниками отопления в этом случае могут служить ограждающие конструкции с замоноличенными в них нагревательными элементами в виде гладких металлических труб. В качестве теплоносителя в этих трубах можно использовать воду, пар, а также нагретый воздух.

ГЛАВА XI

ГАЗОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Газ широко применяют в системах теплоснабжения, в том числе для отопления зданий.

Центральные системы отопления получают теплоноситель от крупных котельных, использующих в качестве топлива природный газ.

В системах квартирного отопления в качестве генераторов тепла применяют газовые нагреватели емкостного типа АГВ-80.

Разработаны конструкции печей, приспособленных для сжигания газа (например, газовая отопительная печь АКХ-14, отопительная газовая печь АКХ СМ-1).

Разработан способ переоборудования бытовых печей на газовое топливо: в поддувальное пространство печей устанавливают эжекционные щелевые горелки. Воздух подается через специально сделанное в дверке зольника регулируемое отверстие сечением 20×20 мм. В задвижках печи для постоянной вентиляции внутреннего пространства устраивают (прожигают) 2 или 3 отверстия диаметром 25 мм.

Сравнительно широко применяется инфракрасное газовое отопление, состоящее из излучателей с горелками беспламенного горения.

Находят применение такие системы отопления, в которых нагревательными приборами являются конвекторы.

Газовые печи. Применение газа в качестве топлива позволяет создать более удобные в эксплуатации конструкции печей, а также полностью автоматизировать их работу. С этой целью в газифицируемых городах Советского Союза перекладываются существующие печи. Однако в этих случаях большая теплоемкость и периодичность действия (топки) печи, как правило, сохраняются прежними.

Периодичность действия таких печей увеличивает неравномерность в графике газопотребления города, вследствие чего возникает необходимость увеличения диаметров распределительных газопроводов и числа регуляторных станций.

Лучшими для перевода на газ являются печи длительного горения. Они обеспечивают более постоянную температуру помещения в течение суток, меньший часовой расход газа, что положительно сказывается на режиме работы (снижается неравномерность графика потребления газа) городской газовой сети.

Конструкция печи, предназначенной для сжигания газа, представлена на рис. XI.1. Эта печь отличается от печи периодического действия увеличенным объемом топливника. Тепловое напряжение топочного пространства Q/V снижено в печи АКХ-14 до

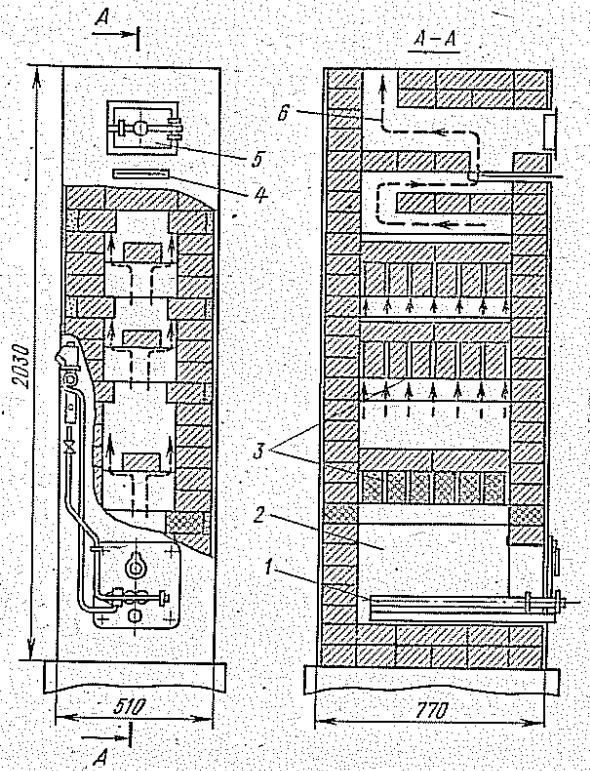


Рис. XI.1. Газовая отопительная печь АКХ-14:
1 — газогорелочное устройство; *2* — топливник; *3* — кирпичи насадки; *4* — задвижка; *5* — тягопрерыватель; *6* — путь движения продуктов сгорания

90 000 ккал/м³·ч вместо 250 000—300 000 ккал/м³·ч в печах периодического действия.

В связи с уменьшением теплового напряжения топочного пространства отпадает необходимость в футеровке стенок топливника. Так, топливники в печи АКХ-14 выполняют толщиной в ½ красного кирпича.

Ряд прямоточных каналов, образованных между кирпичами, поставленными в 3 яруса один над другим, увеличивает тепловоспринимающую поверхность печи на сравнительно коротком пути. Специальные рассекатели в виде кирпичей, положенных плашмя, на-

правляют продукты сгорания непосредственно к боковым стенкам печи.

Над верхним сборным газоходом устанавливают тягопрерыватель для предохранения топки от избыточной и обратной тяги. Печь снабжена приборами защитной автоматики, прекращающей подачу газа в горелки при отрыве или при угасании пламени, и терморегулирующей автоматикой, включающей и выключающей подачу газа на горение в зависимости от температуры кладки печи. При равномерном прогреве по периметру в помещениях печь АКХ-14 имела к. п. д. 88—90%, создавая неизменный температурный режим.

Практика эксплуатации печей, переведенных на газовое топливо, показала, что горелку следует устанавливать в печь с учетом теплоотдачи и аккумуляции тепла печью.

Температура уходящих газов $t_{ух}$ и коэффициент полезного действия печи зависит от величины поверхности дымооборотов Σf, воспринимающих тепло

$$t_{ух}=\varphi(\Sigma f);\ \eta=\varphi(\Sigma f).$$

На рис. XI.2 представлены результаты расчета по определению $t_{ух}$ и η в зависимости от Σf. Расчет производился для печей с тепловоспринимающей поверхностью дымооборотов от 3 до 5 м². Из рис. XI.2 видно, что при одинаковых условиях топки коэффициент полезного действия печи возрастает при увеличении тепловоспринимающей поверхности ее дымооборотов; температура уходящих газов резко снижается при увеличении Σf дымооборотов.

Газовые приборы поверхностного беспламенного горения. К таким приборам относятся диафрагмовый радиационный нагреватель (рис. XI.3, *а*) и газовая горелка инфракрасного излучения типа «Звездочка» (рис. XI.3, *б*).

Диафрагмовый радиационный нагреватель, по существу, представляет собой беспламенную газовую горелку, к которой подается воздух, необходимый для горения. Нагнетаемый по трубе *1* воздух подсасывает газ из трубы *2*. Газовоздушная смесь проходит через пористую огнеупорную диафрагму *3* и при высокой температуре (800—900° С) смесь беспламенно сгорает на ее внешней поверхности. Зажигание смеси производится от небольшой запальной горелки *4*.

Радиационные нагреватели применяют для отопления производственных помещений, технологический процесс в которых не сопровождается выделением пыли, и в зданиях общественного назначения (рестораны, кафе, буфеты), а также для отопления неутепленных и полуоткрытых помещений.

Работа газовой горелки «Звездочка» основана также на беспламенном сжигании газа (природного и сжиженного). Газовоздушная смесь проходит через отверстия керамической насадки к ее поверхности, где и сгорает. Керамическая насадка, нагретая до 800—900° С, становится источником тепла в виде инфракрасных лучей.

Горелки инфракрасного излучения «Звездочка» применяют для отопления полуоткрытых помещений, для обогрева отдельных предметов и тепловой обработки различных материалов в промышленности и сельском хозяйстве.

При проектировании такого способа отопления важной задачей является размещение инфракрасных излучателей, расчет их производительности, определение температур поверхности ограждающих конструкций, температуры воздушной среды помещений. Горелки в помещении нужно расположить так, чтобы интенсивность облучения в зоне пребывания человека на всей площади помещения была более или менее одинакова. Для обеспечения большей равномерности инфракрасного облучения целесообразно применять горелки малой производительности, особенно в низких помещениях.

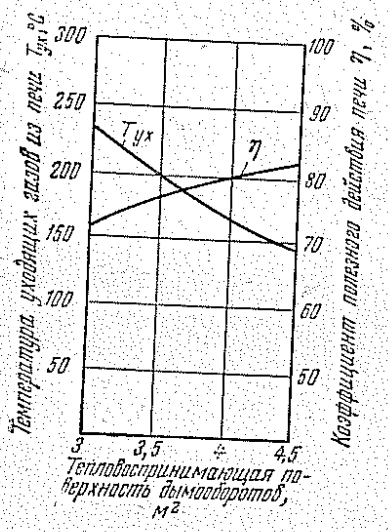


Рис. XI.2. Изменение температуры уходящих газов, коэффициента полезного действия печи с периодически работающей газовой горелкой в зависимости от изменения величины тепловоспринимающей поверхности дымооборотов

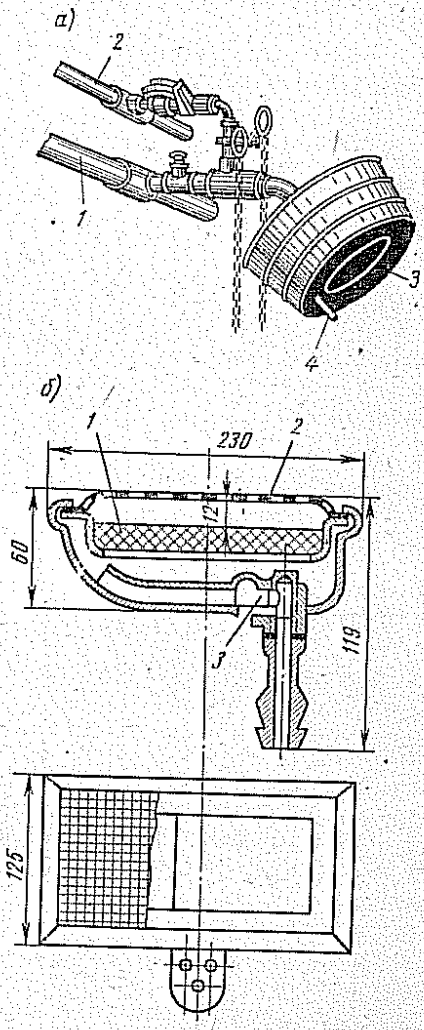


Рис. XI.3. Газовые нагреватели поверхностного беспламенного горения:
а — радиационный диафрагменный нагреватель; *1* — труба для подачи воздуха; *2* — труба для подачи газа; *3* — огнеупорная диафрагма; *4* — запальная горелка; *б* — газовая горелка инфракрасного излучения типа «Звездочка»: *1* — керамический излучатель; *2* — сетка; *3* — форсунка

Как показала практика, при выбросе продуктов сгорания из горелок в отапливаемое помещение, возможна загазованность воздуха помещения окисью углерода и другими продуктами сгорания газа.

Экспериментальные наблюдения показали, что при должном качестве изготовления газовых излучателей, тщательном монтаже, наладке и правильной эксплуатации газ сгорает в горелках и содержание углерода в продуктах сгорания близко к нулю (0,005%). Тем не менее в помещениях с инфракрасным отоплением обязательно устройство надежно работающей вентиляции.

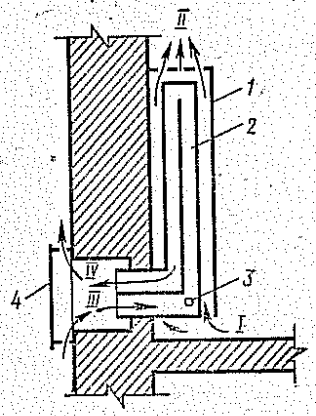


Рис. XI.4. Принципиальная схема газового конвектора:
1 — кожух; *2* — корпус; *3* — горелка; *4* — противоветровой щиток

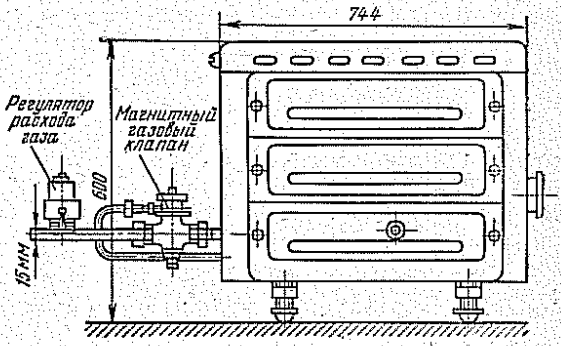


Рис. XI.5. Газовый воздухонагреватель «Огонек»

Газовые конвекторы (рис. XI.4), применяющиеся за рубежом для отопления жилых и служебных помещений, в нашей стране широкого распространения не получили.

В 1959 г. была разработана конструкция газового воздухонагревателя «Огонек» (рис. XI.5), предназначенного для отопления помещений.

Циркуляционный воздух поступает из помещения в воздухонагреватель через отверстие, расположенное внизу прибора. Нагретый воздух через решетку, установленную в верхней части прибора, поступает в помещение. Для безопасной работы воздухонагреватель снабжен автоматическим устройством.

Воздухонагреватель устанавливают у наружной стены, в которой устраивают специальное отверстие для сообщения прибора с атмосферой. Продукты горения удаляются наружу.

Теплопроизводительность нагревателя — 1600 ккал/ч при расходе газа 0,25 м³/ч.

Расход газа для отопления определяют в м³/ч по формуле

$$V=\frac{Q}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}\eta},$$

где Q — количество тепла (расчетное), ккал/ч; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — теплотворная способность газа (низшая), ккал/м³; η — коэффициент полезного действия прибора.

Расчетное давление газа перед прибором — 40÷150 мм вод. ст.

ГЛАВА XII

РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И УСТОЙЧИВОСТЬ ИХ РАБОТЫ

Гидравлическая устойчивость водяных систем отопления. Под гидравлической устойчивостью систем водяного отопления понимают степень соответствия расхода теплоносителя-воды через каждый нагревательный прибор его теплоотдаче. Следовательно, повышение гидравлической устойчивости является одной из важнейших задач проектирования систем отопления.

Согласно гидравлическому расчету в каждый из нагревательных приборов должно поступать определенное количество теплоносителя в зависимости от его теплоотдачи. При этом следует стремиться к тому, чтобы гидравлическая устойчивость системы обеспечивалась при полностью открытых регулировочно-запорных устройствах, размещаемых обычно на подводках к нагревательным приборам. В этом случае по окончании монтажа системы не возникнет необходимости регулировать подачу теплоносителя кранами на подводках для обеспечения нормального прогрева приборов всей системы при работе ее в расчетном режиме (например, при $t_{\text{г}}=95°$ С и $t_{\text{о}}=70°$ С).

Обеспеченная при расчетном режиме гидравлическая устойчивость системы может нарушиться в эксплуатационный период при других наружных температурах, из-за чего становится необходимым регулирование системы.

В большинстве водяных насосных систем центрального отопления важной причиной нарушения нормальной работы систем являются естественные давления, действующие в системах параллельно с давлением, создаваемым насосами. Величина этих давлений изменяется одновременно с качественным регулированием систем.

Отсюда видно, что гидравлическую устойчивость системы следует рассматривать при работе не только на расчетном режиме (первоначальная гидравлическая устойчивость), но и при работе на других режимах (эксплуатационная гидравлическая устойчивость).

Ниже рассмотрены характеристики гидравлической устойчивости некоторых систем отопления.

§ 43. ДВУХТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Рассмотрим первоначальную гидравлическую характеристику при расчетном режиме работы двухтрубной системы водяного отопления с естественной циркуляцией, для чего определим вначале располагаемые давления в циркуляционных кольцах системы.

Располагаемые давления в кольцах через нагревательные приборы 1—5-го этажей будут равны соответственно:
в кольце через прибор 1-го этажа

$$p^{I}=h_1(\gamma_0-\gamma_г);$$

через прибор 2-го этажа

$$p^{II}=h_2(\gamma_0-\gamma_г);$$

через прибор 3-го этажа

$$p^{III}=h_3(\gamma_0-\gamma_г);$$

через прибор 4-го этажа

$$p^{IV}=h_4(\gamma_0-\gamma_г);$$

через прибор 5-го этажа

$$p^{V}=h_5(\gamma_0-\gamma_г),$$

где h_1, h_2, h_3, h_4 и h_5 — расстояния между центрами котла и нагревательного прибора соответственно 1—5-го этажей.

Удельные располагаемые давления на 1 м циркуляционного кольца через приборы 1—5-го этажей будут соответственно равны:

$$p^{I}_{уд}=\frac{p^{I}}{\Sigma l_{I}};\ p^{II}_{уд}=\frac{p^{II}}{\Sigma l_{II}};\ p^{III}_{уд}=\frac{p^{III}}{\Sigma l_{III}};\ p^{IV}_{уд}=\frac{p^{IV}}{\Sigma l_{IV}};\ p^{V}_{уд}=\frac{p^{V}}{\Sigma l_{V}}.$$

Из рис. XII.1 видно, что длина циркуляционных колец через нагревательные приборы всех пяти этажей одинакова, т. е.

$$\Sigma l_{I}=\Sigma l_{II}=\Sigma l_{III}=\Sigma l_{IV}=\Sigma l_{V},$$

чего нельзя сказать о располагаемых давлениях в этих кольцах

$$p^{I}<p^{II}<p^{III}<p^{IV}<p^{V}.$$

Используя формулу (II.4), определим величины располагаемых давлений для конкретных условий: $t_г=95°$ С, $t_0=70°$ С, $h_1=3{,}0$ м, $h_2=6$ м, $h_3=9$ м, $h_4=12$ м, $h_5=15$ м.

После подстановки получим:

$$p^{I}=3(977{,}81-961{,}92)=47{,}67 \text{ кг/м}^2;$$

$$p^{II}=6(977{,}81-961{,}92)=95{,}34 \text{ кг/м}^2;$$

$$p^{III}=9(977{,}81-961{,}92)=143{,}01 \text{ кг/м}^2;$$

$$p^{IV}=12(977{,}81-961{,}92)=190{,}68 \text{ кг/м}^2;$$

$$p^{V}=15(977{,}81-961{,}92)=238{,}35 \text{ кг/м}^2.$$

Из сопоставления давлений видно, что располагаемое давление в кольце через прибор 1-го этажа меньше в 2 раза, чем через прибор 2-го этажа; в 3 раза меньше, чем через прибор 3-го этажа, и далее оно изменяется в той же последовательности. При этом дополнительным давлением от охлаждения воды в трубах здесь пренебрегаем.

Определим удельные располагаемые давления $p_{уд}$ в расчетных участках каждого из пяти колец по существующей методике расчета трубопроводов.

Будем считать длину первого циркуляционного кольца равной 100 м (участки 2 и 4 имитируют разводящие магистрали с ответвлениями стояков). Тогда удельное располагаемое давление в кольце, проходящем через прибор 1-го этажа, будет равно

$$p^{I}_{уд}=\frac{47{,}67}{100}=0{,}477 \text{ кг/м}^2.$$

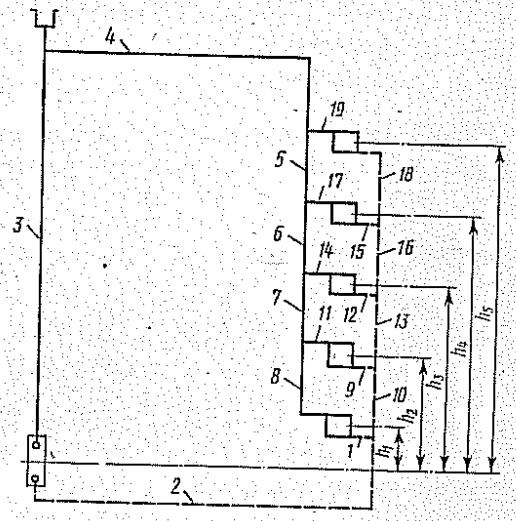


Рис. XII.1. Схема двухтрубной системы водяного отопления (к определению располагаемых давлений в циркуляционных кольцах). Цифрами *1—19* обозначены номера участков

Участки 2—7 являются общими в циркуляционных кольцах, проходящих через приборы 1-го и 2-го этажей. Тогда удельное располагаемое давление на участках 9, 10, 11 циркуляционного кольца через прибор 2-го этажа составит

$$p_{уд\,9-11}=\frac{p^{II}-p^{I}_{уд}\Sigma l_{2,3,4,5,6,7}}{\Sigma l_{9-11}}=\frac{95{,}34-0{,}477\,(35+15+35+3+3+3)}{1+3+1}=$$

$$=10 \text{ кг/м}^2\cdot\text{м}.$$

Аналогично определим удельное располагаемое давление на участках 12, 13, 14 циркуляционного кольца через прибор 3-го этажа:

$$p_{уд\,12-14}=13{,}4 \text{ кг/м}^2\cdot\text{м}.$$

Удельное располагаемое давление на участках 15, 16 и 17 циркуляционного кольца через прибор 4-го этажа:

$$p_{уд\,15-17}=15{,}6 \text{ кг/м}^2\cdot\text{м}.$$

Наконец, располагаемое удельное давление на участках 18 и 19 кольца через прибор 5-го этажа:

$$p_{уд\ 18,19} = 16{,}06 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{м}.$$

Из рис. XII.2 и приведенных расчетов видно, что на всех участках циркуляционного кольца, проходящего через прибор 1-го этажа, удельное располагаемое давление одинаковое, равное 0,477 кг/м². В циркуляционном кольце, проходящем через прибор 2-го этажа, действуют два удельных располагаемых давления: 0,477 кг/м²·м на участках, общих с циркуляционным кольцом через прибор 1-го этажа, и 10 кг/м²·м — на участках 9, 10, 11, т. е. новых, входящих в кольцо через прибор 2-го этажа.

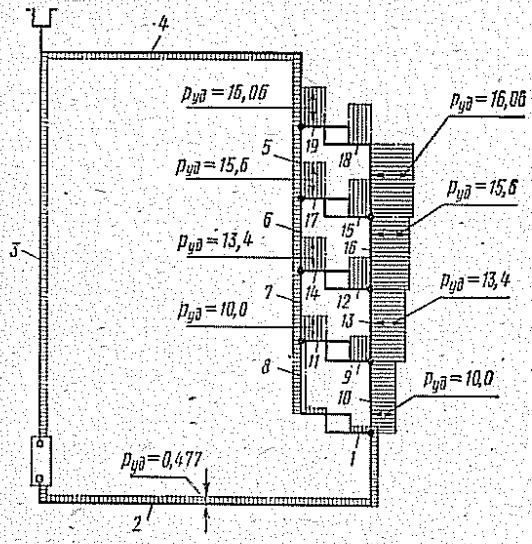


Рис. XII.2. Удельные располагаемые давления в участках циркуляционных колец

Соответственно в циркуляционном кольце, проходящем через прибор 3-го этажа, действуют три удельных располагаемых давления: 0,477 — на участках, общих с циркуляционным кольцом через прибор 1-го этажа, 10 — на участке, общем с циркуляционным кольцом через прибор 2-го этажа, и 13,4 — на участках новых, входящих в кольцо через прибор 3-го этажа.

В циркуляционном кольце, проходящем через прибор 4-го этажа, действуют четыре удельных располагаемых давления: 0,477 — на участках, общих с циркуляционным кольцом через прибор 1-го этажа; 10 — на участке 10, общем с циркуляционным кольцом через прибор 2-го этажа; 13,4 — на участке 13, общем с циркуляционным кольцом через прибор 3-го этажа, и 15,6 — на участках 15, 16, 17, новых, входящих в кольцо через прибор 4-го этажа. Соответственно в циркуляционном кольце, идущем через прибор 5-го этажа, действуют пять удельных располагаемых давления: 0,477, 10, 13, 4, 15,6 на участке 16 и 16,06 кг/м²·м — на участках 18 и 19, входящих в кольцо через прибор 5-го этажа.

Результаты определения удельных располагаемых давлений в графическом виде показаны на рис. XII.2. Из расчетов и этого рисунка видно, что в двухтрубной системе отопления с естественной циркуляцией, устроенной в пятиэтажном здании, удельное располагаемое давление на отдельных участках циркуляционных колец, проходящих через 1—5 этажи, не одинаково. На отдельных участках удельное располагаемое давление в циркуляционных кольцах, проходящих через приборы 2—5-го этажей, соответственно больше удельного располагаемого давления в кольцах, идущих через прибор 1-го этажа в 21, 28, 32,7 и 33,7 раз, а именно:

$$\frac{10}{0{,}477} = 21;\ \frac{13{,}4}{0{,}477} = 28;\ \frac{15{,}6}{0{,}477} = 32{,}7;\ \frac{16{,}06}{0{,}477} = 33{,}7.$$

Такой разнобой располагаемых давлений на участках в циркуляционных кольцах одной и той же системы затрудняет гидравлический расчет трубопроводов системы отопления. Нужно подобрать диаметры трубопроводов так, чтобы фактические потери давления в каждом из циркуляционных колец отличались не более чем на 10% располагаемых.

Как показала практика, выполнить расчет трубопроводов с указанным запасом не удается и фактические потери давления в циркуляционных кольцах, идущих через приборы 2—5-го этажей, превышают располагаемое давление значительно больше 10%. Объясняется это отчасти тем, что сортамент труб, применяемых в отопительной технике, ограничивается диаметром в 15 мм. Практически имеется единственная возможность погасить избыточное давление кранами, устанавливаемыми для этой цели на подающих подводках к приборам. Кроме погашения избыточного давления, краны, как было показано выше, устанавливают для полного отключения нагревательных приборов, что усложняет нормальную эксплуатацию системы.

Большая разница в располагаемых (действующих) давлениях на отдельных участках циркуляционных колец является основной причиной первоначальной гидравлической неустойчивости двухтрубной системы отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией горячей воды. При этом, как это видно из расчета, степень гидравлической неустойчивости системы в целом возрастает с увеличением этажности зданий.

Из анализа системы на рис. XII.2 видно, что разница располагаемых давлений на участках циркуляционных колец особенно велика в двухэтажном здании, с увеличением же этажности величина разности давлений сокращается.

§ 44. ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Рассмотрим гидравлическую характеристику той же двухтрубной системы отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией в различных эксплуатационных режимах.

Воспользовавшись эксплуатационным графиком температуры воды (рис. XII.3), определим прежде всего температуру теплоносителя-воды при различной наружной температуре (качественное регулирование).

Определим располагаемые давления в системе при наружной температуре $t_н = -10°$ С и $t_н = +5°$ С.

По графику (рис. XII.3) при $t_н = -10°$ С температуры воды, подаваемой и обратной, будут соответственно $t_г = 68°$ С и $t_о = 51°$ С. При $t_н = +5°$ С вода в системе отопления будет иметь температуру $t_г = 48°$ С и $t_о = 38°$ С.

Отсюда располагаемые давления для расчета циркуляционных колец через приборы 1—5-го этажей составят:

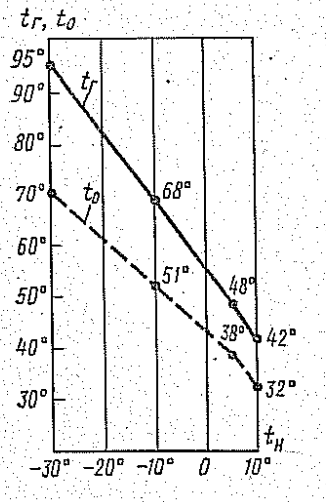


Рис. XII.3. Эксплуатационный график температур воды в двухтрубной системе водяного отопления с естественной циркуляцией

$$p^{I} = 3\,(987{,}62 - 978{,}94) = 26{,}04 \text{ кг/м}^2;$$

$$p^{II} = 6\,(987{,}62 - 978{,}94) = 52{,}08 \text{ кг/м}^2;$$

$$p^{III} = 9\,(987{,}62 - 978{,}94) = 78{,}12 \text{ кг/м}^2;$$

$$p^{IV} = 12\,(987{,}62 - 978{,}94) = 104{,}16 \text{ кг/м}^2;$$

$$p^{V} = 15\,(987{,}62 - 978{,}94) = 130{,}2 \text{ кг/м}^2.$$

Соответственно при $t_н = +5°$ С располагаемые давления в кольцах системы будут: через нагревательный прибор 1-го этажа — 12,74, 2-го этажа — 25,44, 3-го этажа — 38,52; 4-го этажа — 50,96; 5-го этажа — 63,7 кг/м^2.

Определим потребную теплоотдачу нагревательных приборов при $t_н = -10°$ С и $t_н = +5°$ С при расчетной наружной температуре $-30°$ С.

Примем расчетную величину потерь тепла при $t_н = -30°$ С за 1; тогда при других наружных температурах теплоотдача составит следующие относительные величины от расчетных $Q_р$:

при $t_н = -10°$ С

$$Q_{-10} = \frac{Q_р\,[18 - (-10)]}{18 - (-30)} = 0{,}583 Q_р;$$

при $t_н = +5°$ С

$$Q_{+5} = \frac{Q_р\,[18 - (+5)]}{18 - (-30)} = 0{,}270 Q_р.$$

Определим относительные величины расхода воды, циркулирующей в системе отопления с естественной циркуляцией, в зависимости от $t_н$.

Для расчетной наружной температуры $t_н = -30°$ С

$$G_{-30} = \frac{Q_р}{c\Delta t} = \frac{Q_р}{1\,(95 - 70)} = 0{,}04 Q_р;$$

для $t_н = -10°$ С

$$G_{-10} = \frac{0{,}583 Q_р}{68 - 51} = 0{,}034 Q_р;$$

для $t_н = +5°$ С

$$G_{+5} = \frac{0{,}27Q}{48 - 38} = 0{,}027 Q_р.$$

Примем также расход теплоносителя при $t_н = -30°$ С за 1; тогда при $t_н = -10°$ С и $+5°$ С расход его составит:

$$G_{-10} = \frac{0{,}034}{0{,}04} = 0{,}85, \quad G_{+5} = \frac{0{,}027}{0{,}04} = 0{,}625.$$

Определим в относительных величинах гидравлические потери в системе при $t_н = -10°$ С и $t_н = +5°$ С. Для этого применим формулу $p = aG^2$.

Если коэффициент a для одной и той же системы является величиной постоянной, то гидравлические потери p будут зависеть от изменения расхода G.

Приняв $p_{-30} = 1$, найдем гидравлические потери при $t_н = -10°$ С и $+5°$ С:

$$p_{-10} = 1 \cdot 0{,}85^2 = 0{,}68 p_{-30};$$

$$p_{+5} = 1 \cdot 0{,}625^2 = 0{,}39 p_{-30}.$$

Проверим, достаточно ли располагаемое давление для циркуляции воды в кольце через прибор 1-го этажа:

$$p_{-30} = 1 \cdot 47{,}67 = 47{,}67 \text{ кг/м}^2 \text{ (по расчету 47,67);}$$

$$p_{-10} = 0{,}68 \cdot 47{,}67 = 32{,}5 \text{ кг/м}^2 \text{ (по расчету 26,04);}$$

$$p_{+5} = 0{,}39 \cdot 47{,}67 = 18 \text{ кг/м}^2 \text{ (по расчету 12,7).}$$

Отсюда следует, что требуется корректировка графика температур теплоносителя, представленная на рис. XII.3, или соответствующее дополнительное регулирование теплоотдачи нагревательных приборов в течение отопительного периода.

Для колец, проходящих через 2—5-е этажи, остается выявленная ранее гидравлическая несостоятельность двухтрубной системы при любых наружных температурах, хотя разнобой существенно снижается по сравнению с расчетным периодом при $t_н = -30°$ С.

Выводы. 1. Качественное регулирование в системе с естественной циркуляцией сопровождается одновременно и изменением количества циркулирующей воды.

2. Двухтрубная система с естественной циркуляцией характеризуется гидравлической неустойчивостью, особенно в первоначальный период и в меньшей мере в эксплуатационный. Это означает, что при общем расходе воды в системе, равном расчетному, расход ее в верхних приборах будет больше, а в нижних меньше расчетной величины. Например, если во 2-м этаже в системе для двухэтажного здания избыточное давление не будет погашено краном на подводке нагревательного прибора, то расход воды в приборе верхнего этажа может превосходить в 3—4 раза расход воды в приборе 1-го этажа при неизменном общем расходе в стояке.

3. Для уменьшения начальной гидравлической неустойчивости системы диаметры стояков и подводок к приборам должны быть подобраны таким образом, чтобы потери давления в циркуляционных кольцах приборов верхних этажей существенно превышали гидравлические потери в нижних приборах.

§ 45. ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Однотрубные системы с замыкающими участками обладают более высокой гидравлической устойчивостью по сравнению с двухтрубными системами. Объясняется это тем, что каждое циркуляционное кольцо проходит через все замыкающие участки или нагревательные приборы, присоединенные к стояку. Возникающие естественные давления в малых циркуляционных кольцах суммируется и положительно влияют на увеличение расхода теплоносителя-воды через нагревательные приборы.

Вместе с тем в однотрубной системе, в отличие от двухтрубной, в стояках с неодинаковой поэтажной тепловой нагрузкой естественные давления будут неодинаковыми. Однако расчеты показали, что возникающая по этой причине поэтажная разрегулировка системы невелика — практически она не имеет значения.

В однотрубных системах со смещенными замыкающими участками гидравлическое сопротивление в подводках к нагревательному прибору уменьшается, сопротивление же в замыкающем участке увеличивается. Замыкающий участок может быть выполнен из трубы меньшего диаметра, чем у стояка и подводок.

Экспериментальные исследования показали, что коэффициенты затекания при смещенных замыкающих участках больше, чем в осевых.

В однотрубных проточных системах отопления коэффициент затекания самый высокий — он равен 1. Эти системы характеризуются самой высокой гидравлической устойчивостью.

Системы с замыкающими участками и трехходовыми кранами могут работать в режиме проточных систем, и поэтому они заслуживают широкого применения в строительстве. Однотрубные проточные системы характеризуются также минимальным расходом нагревательных приборов в расчете на здание.

Горизонтальные однотрубные системы устраивают проточными и с замыкающими участками. Аналогично однотрубной вертикальной системе гидравлическая устойчивость этой системы зависит в известной мере от правильного расчета малых циркуляционных колец. При использовании тепла от горизонтально расположенных трубопроводов горизонтальная система по расходу нагревательных приборов выгодно отличается от однотрубных вертикальных проточных систем.

§ 46. ТЕПЛОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ВОДЯНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Под тепловой устойчивостью понимают свойство систем отопления изменять теплоотдачу в соответствии с изменением теплопотерь ограждениями в связи с изменением наружной температуры.

По существу потребительская эффективность работы систем отопления определяется характеристикой их тепловой устойчивости.

Гидравлическая устойчивость является основным условием обеспечения теплового режима в отапливаемом помещении; как правило, гидравлическую устойчивость считают синонимом тепловой устойчивости.

Существо гидравлической и тепловой устойчивости насосных водяных систем отопления выражено уравнением

$$\frac{Q_n}{Q} = \frac{G_n c\,(t_{1n} - t_{2n})}{Gc\,(t_1 - t_2)} = \frac{\kappa_n F \Delta t_n}{\kappa F \Delta t} = \frac{\Delta T_n}{\Delta T}, \qquad \text{(XII.1)}$$

где Q — расход тепла, ккал/ч; G — расход теплоносителя, кг/ч; c — теплоемкость теплоносителя; t_1 и t_2 — температура подающей и обратной воды в нагревательных приборах системы отопления; κ — коэффициент теплопередачи нагревательного прибора; F — поверхность нагревательных приборов, м²; Δt — температурный напор нагревательного прибора, равный

$$\Delta t = \frac{(t_1 + t_2)}{2} - t_в;$$

ΔT — температурный перепад воздуха внутри помещения ($t_в$) и снаружи ($t_н$).

Индекс n обозначает практические возможные расчетные условия; величины без индекса относятся к расчетному режиму.

В уравнении принято условие, что расход теплоносителя не меняется в зависимости от наружной температуры воздуха.

Анализ уравнения (XII.1), а также факторов, влияющих на температуру воздуха в помещении (тепловая устойчивость ограждений, зависимость коэффициента теплоотдачи нагревательного прибора от температурного напора), показывает, что гидравлическая устойчивость систем водяного отопления является основным условием устойчивости температурного режима отапливаемого помещения.

§ 47. РЕГУЛИРОВАНИЕ ВОДЯНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Тепловые потери не являются постоянной величиной, они зависят от изменения наружной температуры, скорости и направления ветра, солнечной радиации.

Даже правильно запроектированная и отрегулированная при определенных параметрах воды система центрального водяного отопления, как правило, не обеспечивает требуемых температур в помещении в течение всего отопительного сезона. Например, изме-

ение естественного давления в двухтрубных системах отопления с естественной циркуляцией при отсутствии регулирования вызывает в помещениях, расположенных в разных этажах и обслуживаемых одним и тем же стояком, колебания температур воздуха до 8°.

Цель регулирования — обеспечить подачу в нагревательные приборы такого количества тепла, которое компенсировало бы тепловые потери помещения через ограждающие конструкции.

Изменение внутренней температуры, вернее скорость ее изменения, в большой степени зависит от массивности зданий, т. е. от теплоустойчивости ограждающих конструкций. Так, теплопотери через нетеплоемкие (безынерционные) ограждения (остекления) меняются вслед за изменением наружной температуры. В теплоемких наружных ограждениях (стены, чердачные перекрытия) колебания наружной температуры задерживаются и затухают.

Независимо от вида ограждений доминирующим фактором регулирования подачи тепла в здание является изменение наружной температуры воздуха.

Возможны следующие способы регулирования подачи тепла: качественный $[Q=f(t)]$; количественный $[Q=f(G)]$; количественно-качественный $[Q=f(t;\ G)]$ и комбинированный $[Q=f(t,\ G,\ Z)]$.

Качественное регулирование подачи тепла Q в нагревательные приборы осуществляется изменением температуры теплоносителя t в системе, количественное — изменением расхода воды G, подаваемой в нагревательные приборы.

Количественно-качественное регулирование осуществляется одновременным изменением температуры теплоносителя t и расхода воды G. При снижении температуры уменьшается расход воды, а в случае повышения температуры он увеличивается. Комбинированное регулирование представляет сочетание качественного (или количественно-качественного) регулирования с режимом пропусков.

В теории регулирования используют простые уравнения гидравлики и теплопередачи. Так, уравнение качественного регулирования системы имеет вид

$$\frac{Q'}{Q}=\frac{t_в-t'_н}{t_в-t_{пр}}, \qquad \text{(XII.2)}$$

где Q — тепловые потери помещений при расчетных температурах: внутренней $t_в$ и наружной $t_н$; Q' — тепловые потери помещений при другой наружной температуре $t'_н$ и неизменной температуре внутреннего воздуха $t_в$.

Уравнение количественно-качественного регулирования системы имеет вид

$$\frac{Q'}{Q}=\frac{G'(t'_г-t'_о)}{G(t_г-t_о)}, \qquad \text{(XII.3)}$$

где G, $t_г$ и $t_о$ — количество циркулирующей воды G при расчетных температурах: наружного $t_н$ и внутреннего $t_в$ воздуха; G', $t'_г$ и

$t'_о$ — количество циркулирующей воды G' при других температурах: наружного воздуха, горячей воды $t'_г$ и обратной $t'_о$.

Теплоотдача нагревательными приборами при различных наружных температурах выражается формулой

$$\frac{Q'}{Q}=\frac{\kappa'\left(\frac{(t'_г+t'_о)}{2}-t_в\right)}{\kappa\left(\frac{t_г+t_о}{2}-t_в\right)}, \qquad \text{(XII.4)}$$

где κ и κ' — коэффициенты теплопередачи нагревательных приборов при различных температурных напорах приборов при наружной расчетной температуре и при любой другой наружной температуре.

Из уравнений (XII.2) и (XII.3) получим равенства для систем с естественной циркуляцией

$$\frac{t_в-t'_н}{t_в-t_н}=\frac{G'(t'_г-t'_о)}{G(t_г-t_о)}; \qquad \text{(XII.5)}$$

для систем с насосной циркуляцией, если $G'=G$, формула (XII.5) примет вид

$$\frac{t_в-t'_н}{t_в-t_н}=\frac{t'_г-t'_о}{t_г-t_о},$$

откуда

$$t'_г-t'_о=(t_г-t_о)\frac{t_в-t'_н}{t_в-t_н}.$$

Для систем с естественной циркуляцией на основе уравнений (XII.2) и (XII.4) получим

$$t'_г+t'_о=2\left[t_в+\left(\frac{t_г+t_о}{2}-t_в\right)\left(\frac{t_в-t'_н}{t_в-t_н}\right)^{0,8}\right]. \qquad \text{(XII.6)}$$

Используя эти равенства, для регулирования температуры воды в насосных системах получим:

$$t'_г=t_в+\left(\frac{t_г+t_н}{2}-t_в\right)\left(\frac{t_в-t'_н}{t_в-t_н}\right)^{0,8}+\frac{1}{2}(t_г-t_о)\frac{t_в-t'_н}{t_в-t_н}; \qquad \text{(XII.7)}$$

$$t'_о=t_в+\left(\frac{t_г+t_о}{2}-t_в\right)\left(\frac{t_в-t'_н}{t_в-t_н}\right)^{0,8}-\frac{1}{2}(t_г-t_о)\frac{t_в-t'_н}{t_в-t_н}. \qquad \text{(XII.8)}$$

Значения температур теплоносителя-воды при качественном регулировании, рассчитанные на постоянную температуру в помещении $t_в=+18°$ С, приведены в табл. XII.1.

Таблица XII.1

Температурный режим при качественном регулировании насосной системы при расчетных $t_н = -30°$ С, $t_в = 18°$ С, $t_г = 95°$ С и $t_о = 70°$ С

$t_н$	—30	—25	—20	—15	—10	—5	0	+5	+10
$t_г$	95	88,3	81,5	74,5	67,2	60,0	52,2	44,1	35,5
$t_о$	70	66,0	61,7	59,3	52,6	47,9	42,8	37,3	31,3

По данным этой таблицы можно построить график, по которому определяют промежуточные значения температур теплоносителя.

§ 48. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВОЙ ИНЕРЦИИ ЗДАНИЯ НА ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Учет тепловой инерции здания позволяет периодически выключать систему отопления.

Амплитуду колебания температуры помещения при применении нетеплоемких систем можно представить в следующем виде:

$$A_{t_в} = \frac{\alpha M_{пр} Q}{\sum BF}.$$

Заменив Q на $q(t_в - t_н)$, получим

$$A_{t_в} = \frac{\alpha M_{пр} q (t_в - t_н)}{\sum BF}. \qquad (а)$$

Обозначив (по Л. А. Семенову)

$$\sum BF/q = \psi, \qquad (б)$$

получим

$$A_{t_в} = \frac{\alpha M_{пр} (t_в - t_н)}{\psi}. \qquad (в)$$

Приняв $t_в = 18°$ С, $A_{tв} = 2{,}5$, получим

$$\psi = \frac{\alpha M_{пр} (18 - t_н)}{2{,}5}. \qquad (г)$$

Введя обозначение

$$\frac{\alpha}{2{,}5}(18 - t_н) = \Gamma, \qquad (д)$$

получим

$$\psi = \Gamma M_{пр}. \qquad (е)$$

Значения величин коэффициентов Γ и $M_{пр}$ указаны в табл. XII.2 и XII.3.

Таблица XII.2

Значение величины Γ

Система отопления	Наружная температура, °С			
	—40	—30	—20	—10
	Значения Γ			
Водяная	17,4	14,4	11,4	8,4
Паровая	19,8	16,4	13,0	9,6
Воздушная	23,2	19,2	15,2	11,2

Таблица XII.3

Значение величины $M_{пр}$

Перерыв в подаче тепла Z, ч	$M_{пр}$
3	0,8
6	1,4
9	2,2

Пользуясь формулой (е) и данными табл. XII.2 и XII.3, можно найти величину тепловой инерции помещения и определить продолжительность перерыва в подаче тепла.

Более точной является изложенная ниже методика определения амплитуды колебания температуры помещения при перерывах в подаче тепла, разработанная В. Н. Богословским.

Теплопоглощение помещением $P_{пом}$ принимается равным сумме теплопоглощений ограждениями $P_{огр}$ и вентиляционным воздухом $P_{вент}$:

$$P_{пом} = P_{огр} + P_{вент}.$$

Поглощение тепла поверхностями ограждений в этом случае равно

$$P_{огр} = \sum B_i F_i = \frac{1}{\frac{1}{\sum Y_i F_i} + \frac{1}{\sum \alpha_i F_i}} = \frac{1}{\frac{1}{Y_{пом}} + \frac{1}{\Lambda_{пом}}}, \qquad (XII.9)$$

где B_i и F_i — коэффициенты теплопоглощения и площади отдельных поверхностей; Y_i, α_i — коэффициенты теплоусвоения и теплообмена на отдельных поверхностях в помещении

$$Y_{пом} = \sum Y_i F_i;\ \Lambda = \sum \alpha_i F_i \text{ или } \Lambda = \sum \bar{\alpha} F_i,$$

где $\bar{\alpha}$ — осредненное по всем поверхностям в помещении значение коэффициента теплообмена.

При перерывах в подаче тепла суммарный коэффициент теплопоглощения ограждений равен

$$P_{\text{огр}} = \frac{1}{\Omega/Y_{\text{ном}} + 1/\Lambda_{\text{ном}}}, \qquad \text{(XII.10)}$$

где Ω — коэффициент прерывистости, зависящий от отношения времени нагревания $Z_{\text{н}}$ к общему периоду изменения подачи тепла $T = Z_{\text{н}} + Z_{\text{п}}$.

$Z_{\text{н}}/T$	0	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1
Ω	0	0,73	0,84	0,84	0,76	0,63	0,45	0,24	0

Поглощение тепла в помещении в результате вентиляционного воздухообмена $P_{\text{вент}}$ будет равно

$$P_{\text{вент}} = Lc\gamma, \qquad \text{(XII.11)}$$

где L — воздухообмен, м³/ч; c и γ — теплоемкость и объемная масса воздуха.

Особенность расчета теплоустойчивости помещения состоит в определении наибольших отклонений температуры помещения от ее средних значений — $A_{t_{\text{п}}}$. При гармонических колебаниях (печное отопление) $A_{t_{\text{п}}}$ равно

$$A_{t_{\text{п}}} = \frac{0{,}9Aq}{P_{\text{ном}}} = \frac{0{,}9MQ_{\text{ср}}}{\dfrac{1}{1/Y_{\text{ном}} + 1/\Lambda_{\text{ном}}} + Lc\gamma}. \qquad \text{(XII.12)}$$

При прерывистых поступлениях тепла (в перерывах — полное выключение подачи тепла)

$$A_{t_{\text{п}}} = \frac{0{,}9Q_{\text{макс}}}{P_{\text{ном}}} = \frac{1{,}8MQ_{\text{ср}}}{\dfrac{1}{\Omega/Y_{\text{ном}} + 1/\Lambda_{\text{ном}}} + Lc\gamma}, \qquad \text{(XII.13)}$$

где $Q_{\text{макс}} = 2MQ_{\text{ср}}$; M — коэффициент неравномерности теплоотдачи отопительного прибора.

Пример. Определить амплитуду колебания температуры $A_{t\text{п}}$ в помещении, если система отопления работает пропусками при наружной температуре $t_{\text{н}} = 0°$ С.

Дано: продолжительность нагрева $Z_{\text{н}} = 2$ ч; перерыв между натопами $Z_{\text{п}} = 2$ ч; период $T = Z_{\text{н}} + Z_{\text{п}} = 4$ ч, $\Sigma F_i = 180$ м². Теплопотери при $t_{\text{п}} = -25°$ С равны 2000 ккал/ч. Воздухообмен при работе приточно-вытяжной вентиляции $L = 300$ м³/ч.

Решение. 1. Суммарное теплоусвоение внутренних поверхностей помещения равно $Y = 2100$ ккал/ч (определение Y для краткости изложения здесь не приводится).

2. Теплопоглощение вентиляционным воздухом конвективного тепла составит

$$P_{\text{вент}} = Lc\gamma = 300 \cdot 0{,}24 \cdot 1{,}2 = 86 \text{ ккал/(ч·град)}.$$

3. Теплообмен на поверхностях ограждения помещения будет равен

$$\Lambda = \bar{\alpha} \Sigma F_i = 6{,}2 \cdot 180 = 1120 \text{ ккал/ч}.$$

4. Коэффициент неравномерности теплоотдачи отопительного прибора равен

$$M = \frac{Z_{\text{н}} + Z_{\text{п}}}{2Z_{\text{н}}} = \frac{2+2}{2 \cdot 2} = 1.$$

5. Теплопотери при $t_{\text{п}} = 0°$ С будут равны

$$Q_{\text{ср}} = 2000 \frac{18 - 0}{18 + 25} = 840 \text{ ккал/ч}.$$

6. Коэффициент прерывистости Ω при $Z_{\text{н}}/T = \frac{2}{4} = \frac{1}{2}$ равен 0,76.

7. Амплитуда колебания температуры помещения равна

$$A_{t_{\text{п}}} = \frac{1{,}8MQ_{\text{ср}}}{\dfrac{1}{\Omega/Y_{\text{ном}} + 1/\Lambda} + Lc\gamma} = \frac{1{,}8 \cdot 1 \cdot 840}{\dfrac{1}{0{,}76/2100 + 1/1120} + 86} = 2{,}21°.$$

Значение $A_{t\text{п}}$, как видно, больше допустимой величины колебания температуры помещения при центральном отоплении ($\pm 1{,}5$ ч).

Следовательно, прерывистый режим $T = Z_{\text{п}} + Z_{\text{н}} = 2+3$ при заданной наружной температуре в данном помещении допускать нельзя.

Найдем режим работы системы отопления при другом коэффициенте прерывистости. Предположим следующий режим подачи тепла: нагрев $Z_{\text{н}} = 3$ ч; перерыв $Z_{\text{п}} = 1$ ч. Тогда $T = Z_{\text{н}} + Z_{\text{п}} = 3+1 = 4$ или $Z_{\text{н}}/T = {}^3/_4$.

При этом равенстве коэффициент $\Omega = 0{,}45$. Коэффициент M будет иметь значение

$$M = \frac{Z_{\text{н}} + Z_{\text{п}}}{2Z_{\text{н}}} = \frac{4}{6} = \frac{2}{3}.$$

С новыми значениями M и Ω амплитуда колебаний температуры помещения будет равна:

$$A_{t_{\text{п}}} = \frac{1{,}8 \cdot \frac{2}{3} \cdot 840}{\dfrac{1}{0{,}45/2100 + 1/1120} + 86} = 1{,}38°.$$

Таким образом, для данных условий выявленный режим прерывистости удовлетворяет требованию $A_{t\text{п}} < 1{,}5°$, т. е. допустимой величины колебания температуры при центральном отоплении.

§ 49. МЕСТНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООТДАЧИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Ниже рассматривается так называемое потребительское регулирование теплоотдачи нагревательных приборов с помощью кранов, установленных на подводках к приборам. Приступая к регулированию температуры помещения, как правило, по ощущению, потреби-

тель стремится возможно быстрее восстановить нарушенные комфортные условия и нередко выключает краном прибор полностью.

Для выяснения, насколько состоятельно так называемое местное регулирование, рассмотрим случай, когда краном полностью перекрыт доступ теплоносителя в нагревательный прибор.

Составим уравнение теплового баланса для элемента времени $d\tau$:

$$Qd\tau = \alpha F T d\tau + cMdT, \qquad \text{(XII.14)}$$

где Q — количество тепла, полученное нагревательным прибором, ккал/ч; α — коэффициент теплопередачи, ккал/ч · м² · град; F — поверхность прибора, м²; T — избыточная температура; τ — время охлаждения; c — удельная теплоемкость прибора; M — масса прибора, кг.

Разделив в уравнении переменные, после преобразования получим

$$d\tau = \frac{cMdT}{Q - \alpha F T} = \frac{cM}{\alpha F} \cdot \frac{dT}{\frac{Q}{\alpha F} - T}.$$

Интегрируя уравнение в пределах от 0 до τ и соответственно от T_0 до T_τ, получаем:

$$\int_0^\tau d\tau = \frac{cM}{\alpha F} \int_{T_0}^{T_\tau} \frac{dT}{\frac{Q}{\alpha F} - T}.$$

Отсюда

$$\tau = \frac{cM}{\alpha F} \ln \frac{Q/\alpha F - T_\tau}{Q/\alpha F - T_0}$$

или

$$\frac{Q/\alpha F - T_\tau}{Q/\alpha F - T_0} = e^{-\frac{\alpha F}{cM}\tau}.$$

После преобразований для случая охлаждения, когда температура T_τ падает до 0°, последнее уравнение получит вид

$$T_\tau = T_c e^{-\frac{\alpha F}{cM}\tau}. \qquad \text{(XII.15)}$$

Иначе

$$T_\tau = T_c e^{-\kappa\tau},$$

или

$$T_\tau = T_c e^{-\frac{\tau}{\tau_c}}. \qquad \text{(XII.16)}$$

Здесь $\alpha F/cM = \kappa$ — коэффициент пропорциональности, характеризующий скорость повышения или понижения температуры во времени. Величина, обратная коэффициенту κ, имеет размерность времени ч:

$$\tau_c = \frac{cM}{\alpha F} = \frac{\text{ккал} \cdot \text{кг} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}}{\text{кг} \cdot \text{град} \cdot \text{ккал} \cdot \text{м}^2} = \text{ч}.$$

Величины T_c и τ_c характеризуют стационарное состояние температуры во времени.

Решение задачи по выявлению нестационарного температурного поля какого-либо тела можно упростить с достаточной для практики точностью введением понятия об эквивалентном радиусе (цилиндре) по теплообмену, а также путем приведения температурных функций к более простому виду. Так, для цилиндра

$$T_0 = T_c f(\text{Bi}; \text{Fo}),$$

где Bi — критерий Био; $\text{Bi} = \alpha R_{\text{экв}}/\lambda$; Fo — критерий Фурье; $\text{Fo} = a\tau/R^2_{\text{экв}}$.

В этих формулах α — коэффициент теплоотдачи; λ — коэффициент теплопроводности; a — коэффициент температуропроводности; τ — постоянная времени охлаждения.

Критерий Био Bi — приведенный коэффициент теплоотдачи определяет условия внешнего теплообмена; критерий Фурье Fo — критерий гомохронности характеризует в данном случае изменение температуры во времени.

Эквивалентный радиус по теплообмену

$$R_{\text{экв}} = \frac{2M/F}{\gamma_{\text{ср}}}. \qquad \text{(XII.17)}$$

Пример. Определить время охлаждения выключенного радиатора типа М-140 водяного отопления при начальных температурах 95° С и 70° С. Расчетная теплоотдача — 800 ккал/ч.

Поверхность нагрева радиатора, состоящая из 7 секций, равна 1,78 м². Масса радиатора — 7,6 · 7 = 53,2 кг. Емкость 1 секции — 4,6 л; емкость радиатора 4,6 · 7 = 11,2 л. Объемная масса воды $\gamma = 1000$ кг/м³; коэффициент теплоотдачи $\alpha = 7{,}5$ ккал/м² · ч · град; для металла $\gamma = 7700$ кг/м³.

Решение. Определим эквивалентный радиус по формуле (XII.17).

Для этого вычислим среднюю объемную массу $\gamma_{\text{ср}}$:

$$\gamma_{\text{ср}} = \frac{M_1 + M_2}{V_1 + V_2} = \frac{53{,}2 + 11{,}2}{0{,}008 + 0{,}011} = 3200 \text{ кг/м}^3.$$

где V_1 и V_2 — объемы металла и воды в приборе, равные

$$V_1 = \frac{53{,}2}{7700} = 0{,}008 \text{ м}^3; \quad V_2 = \frac{11{,}2}{1000} = 0{,}011 \text{ м}^3.$$

Подставив полученные данные, вычислим $R_{\text{экв}}$

$$R_{\text{экв}} = \frac{2M/F}{\gamma_{\text{ср}}} = \frac{2 \cdot \frac{53{,}2 + 11{,}2}{1{,}78}}{3200} = 0{,}02 \text{ м}.$$

Тогда

$$Bi = \alpha/\lambda \cdot R_{экв} = \frac{7{,}5 \cdot 0{,}02}{50} = 0{,}003,$$

где $\lambda = 50$ ккал/м·ч·град.

Коэффициент температуропроводности металла при $c = 0{,}13$

$$a = \frac{\lambda}{c\gamma} = \frac{50}{0{,}13 \cdot 7700} = 0{,}05.$$

Критерий Fo для $\tau = 1$ ч будет равен

$$Fo = \frac{a\tau}{R^2_{экв}} = \frac{0{,}05 \cdot 1}{0{,}02^2} = 125.$$

Постоянную времени охлаждения τ_c можно найти из отношения общей потери тепла к потере тепла через внешнюю поверхность на 1°:

$$\tau_c = \frac{Q_c}{\alpha \Delta t F}.$$

Полное теплосодержание прибора Q_c, входящее в эту формулу, равно:

$$Q_c = cM\Delta t = (0{,}13 \cdot 53{,}2 + 1 \cdot 11{,}2)\left(\frac{95+70}{2} - 18\right) = 1180 \text{ ккал}.$$

После подстановки получим

$$\tau_c = \frac{1180}{7{,}5 \cdot 64{,}5 \cdot 1{,}78} = 1{,}37 \text{ ч}.$$

В результате расчетов получаем данные об изменении температуры поверхности нагревательного прибора на стадии охлаждения (табл. XII.4).

Таблица XII.4

Стадии охлаждения нагревательного прибора

Критерий Fo	1	5	10	25	50	100	150	200
Время охлаждения $\tau = \frac{Fo}{125}$	0,008	0,04	0,08	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6
$x = \frac{\tau}{\tau_c} = \frac{\tau}{1{,}37}$	0,006	0,02	0,06	0,15	0,3	0,6	0,9	1,2
$\frac{T_0}{T_c} = e^{-x}$	0,99	0,95	0,91	0,81	0,64	0,42	0,27	0,18
Температура поверхности прибора $T = 64{,}5 \cdot e^{-x}$	64	61	58	52	41	27	17	16

Из этой таблицы видно, что охлаждение радиатора водяного отопления практически заканчивается через 1,5—2 ч (когда температура поверхности радиатора снижается до температуры помещения +18° С).

Экспериментальные исследования охлаждения нагревательных приборов водяного отопления, приведенные автором настоящей книги при участии В. И. Гордеева, в основном согласуются с теоретическими расчетами.

Рассмотрение вопроса ручного регулирования водяных систем отопления позволяет сделать выводы, изложенные ниже.

1. Чугунные радиаторы систем водяного отопления обладают высокой тепловой инерцией.

2. Вследствие большой инерции нагревательных приборов выключением их невозможно добиться резкого и быстрого снижения температуры в помещениях. Таким образом, выключение нагревательных приборов кранами не является радикальным средством регулирования температуры в помещениях.

3. Большую тепловую инерцию водяных систем отопления совместно с тепловой инерцией ограждения следует рассматривать и как положительные факторы для центрального регулирования температур, которое разрешается вести без учета кратковременных колебаний наружной температуры.

4. Расчеты по определению темпа охлаждения радиаторами паровой системы отопления показали, что время их охлаждения практически находится в пределах 0,5—0,6 ч.

§ 50. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛИРОВОЧНОГО КРАНА, УСТАНОВЛЕННОГО НА ПОДВОДКЕ К НАГРЕВАТЕЛЬНОМУ ПРИБОРУ

В водяных системах отопления для регулирования теплоотдачи возникает необходимость изменять количество поступающей воды в нагревательный прибор (количественная местная регулировка). Этот способ регулирования основан на изменении гидравлического сопротивления проходу воды в прибор с помощью крана, установленного на подающей подводке.

При изменении проходного сечения в кране давление жидкости в трубопроводе снижается вследствие внезапного расширения потока.

Потери давления можно определить в кг/м² по формуле Борда — Карно, согласно которой потеря при внезапном расширении равна скоростному давлению потерянной скорости

$$\Delta p = \frac{(v_2 - v_1)^2}{2g}\gamma, \qquad \text{(XII.18)}$$

где v_1 — скорость потока в трубе, м/с; v_2 — то же, в сечении крана после дросселирования; γ — объемная масса жидкости.

Определение величины гидравлического сопротивления, возникающего в зависимости от степени закрытия крана двойной регулировки. Для решения этой задачи произведем расчеты для трубы

с краном двойной регулировки $d=15$ мм. Примем скорость потока в трубе $v_1=0{,}3$ м/с и $v_2=0{,}1$ м/с (v_2 — скорость воды в кране).

Воспользуемся формулой Борда — Карно (пренебрегая другими потерями в кране) для определения Δp. Результаты расчетов приведены в табл. XII.5.

Таблица XII.5

v_2, м/с	0,3	0,6	0,9	1,5	3	0,1	0,2	0,3	0,5	1,0
v_1, м/с	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$1-f_2/f_1$	0	0,5	0,66	0,8	0,9	0	0,5	0,66	0,8	0,9
Δp, кг/м²	0	4,5	18	72	364	0	0,5	2,0	8	40,5

В табл. XII.5 f_2 — площадь отверстия в кране после дросселирования; f_1 — площадь сечения трубы (или отверстия в полностью открытом кране); $1-f_2/f_1$ — относительная величина площади закрытой части отверстия в кране после дросселирования.

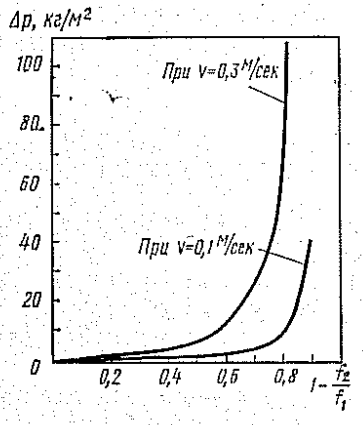


Рис. XII.4. График зависимости сопротивления, создаваемого краном двойной регулировки в зависимости от изменения скорости и площади сечения для прохода воды (дроссельная характеристика)

Из таблицы и рис. XII.4 следует, что кран не является совершенным прибором для регулирования: ощутимое гидравлическое сопротивление кран создает, будучи закрытым более чем на половину, — при скорости воды в подводящей трубе, равной 0,3 м/с, когда отверстие в ней закрыто на 60%, а также при скорости потока в трубе 0,1 м/с, когда она закрыта на 80%.

О месте установки крана регулирования нагревательного прибора. Кран регулирования можно устанавливать в водяных системах на подающей и обратной подводках к нагревательному прибору.

Где же лучше его устанавливать? Кран действует как запорное и регулирующее устройство, хотя и не совсем совершенное, будучи установленным и на подающей, и на обратной подводках. Как показали наблюдения, если кран установлен на подающей подводке и даже полностью закрыт, возможна циркуляция воды через обратную подводку. В ней устанавливается двухфазное течение потока с взаимно противоположным направлением. Циркуляция эта незначительна — при ней в приборе происходит незначительный теплообмен, что практически всегда допустимо.

Для полного отключения прибора и лучшего регулирования теплоотдачи кран предпочтительнее устанавливать на обратной подводке. Однако кран двойной регулировки на обратной подводке может служить причинами засора и недостаточного прогрева прибора. Заметим также, что кран двойной регулировки целесообразнее устанавливать на горизонтальной трубе шпинделем горизонтально. В этом случае из подводки легче удаляется воздух, задерживаемый перед краном вследствие особенностей его конструкции.

Автоматизация систем отопления. Анализ работы систем отопления показал, что качественная эксплуатация их практически неосуществима без широкого внедрения во все ее звенья надежной автоматики.

От принципа стабилизации температурного режима отапливаемых помещений целесообразен переход на программное регулирование отпуска тепла, что дает возможность изменять температуру воздуха в течение суток по заданной программе с учетом требуемых условий теплового комфорта.

В связи с ожидаемым широким внедрением в практику эксплуатации отопительных систем программного регулирования тепла следует критически пересмотреть принципиальные схемы отопительных устройств с целью перевода их на автоматическое регулирование с минимальными затратами. В этом плане целесообразно применять пофасадное количественно-качественное регулирование. Индивидуальные комнатные терморегуляторы при этом могут дополнить пофасадное регулирование температуры в перманентно перегреваемых помещениях.

Опыт эксплуатации Мосэнерго по регулированию отпуска тепла на отопление путем применения на абонентских вводах регуляторов местных пропусков с датчиками внутренней температуры в трех специальных помещениях отапливаемого здания подтвердил принципиальную возможность использования такого метода регулирования при определенных условиях. При внедрении этого метода встретились трудности, связанные с выбором эталонных помещений для установки датчиков внутренней температуры, свободных от случайных факторов (открытые форточки, внутренние тепловыделения).

Одной из схем автоматического регулирования отпуска тепла на отопление, не имеющей отмеченных недостатков, может служить схема с использованием модели здания. При создании такой модели требуется обеспечить равенство коэффициентов аккумуляции модели и здания, а также постоянство соотношения между расходами тепла модели здания и здания при установившемся режиме. При этих условиях температура воздуха внутри модели будет изменяться по такому же закону, как и температура воздуха внутри помещения. Электрическая мощность нагревателя, установленного в модели, изменяется пропорционально только разности температур воды в подающей и обратной линиях.

Опыт показывает, что автоматическое управление системами отопления, кроме обеспечения лучшего комфорта, дает экономию тепловой энергии. Так, по исследованиям «Челябинскгражданпроекта» и Челябинского политехнического института, в результате применения автоматического регулирования пофасадными системами отопления с количественно-качественным регулированием была получена экономия тепловой энергии на 25—30% по сравнению с расходом ее в домах с неавтоматизированными системами отопления. Существенно экономится топливо за счет полезного использования солнечной энергии в помещениях, расположенных на южных и западных фасадах.

ГЛАВА XIII

ОТОПЛЕНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ

Системы отопления сельскохозяйственных зданий и сооружений принципиально не отличаются от системы отопления промышленных и общественных зданий. Однако вследствие архитектурно-строительных особенностей, а также требований к микроклимату сельскохозяйственных зданий требуется специальное рассмотрение вопросов, связанных с выявлением рациональных отопительных устройств этих зданий.

§ 51. ОТОПЛЕНИЕ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ

Для поддержания нормальных физиологических процессов, происходящих в организме животных, в помещениях нужно поддерживать определенную температуру и влажность. Кроме того, объемное содержание CO_2 в животноводческих помещениях должно быть не более 0,25%.

Подвижность воздуха в зимнее время должна находиться в пределах 0,3—0,5 м/с, летом же она может быть намного больше (до 1,5 м/с).

При проектировании отопления в животноводческих помещениях расчетную наружную температуру следует принимать по параметрам Б, т. е. по средней температуре самой холодной пятидневки.

Тепловой баланс животноводческого помещения выражают в виде алгебраической суммы поступающего и теряемого тепла:

$$Q_ж + Q_т + Q_{исп} + Q_{вент} + Q_{от} = 0, \qquad (XIII.1)$$

где $Q_ж$ — выделение тепла животными, находящимися в помещении; $Q_т$ — теплопотери через ограждающие конструкции, включая расход тепла на инфильтрацию в помещение наружного воздуха; $Q_{исп}$ — тепло, необходимое на испарение жидкости со смоченной поверхности и подстилок; $Q_{вент}$ — тепло, необходимое на нагревание вентиляционного воздуха; $Q_{от}$ — тепло, искусственно подаваемое в помещение для обеспечения теплового баланса.

Количество вентиляционного воздуха определяют как наибольшее из трех значений, полученных при расчете поглощения теплоизбытков, доведении относительной влажности до нормируемой и растворении выделяемых вредных газов до допустимой концентрации (углекислоты и аммиака).

Количество вредных выделений животными зависит от целого ряда факторов: породы, веса, возраста, физиологического состояния (табл. XIII.1).

Разность температуры воздуха в помещении и внутренней поверхности стены не должна превышать 3°, а температуры воздуха и поверхности покрытия — 2,5°. Полы должны быть теплыми, с этой целью пристенные зоны пола дополнительно утепляют.

Разность температуры зоны пребывания животных и поверхности пола не должна быть более 1,5°.

Для искусственного обогрева животноводческих помещений можно применять печное, водяное, воздушное и паровое отопление низкого давления.

Нагретый воздух нужно подавать через воздуховоды равномерной раздачи. При этом систему воздушного отопления удобно совмещать с приточной вентиляцией, воздух в этом случае соответственно перегревается.

Таблица XIII.1

Количества тепла и углекислого газа, выделяемого животными

Вид животного	Живая масса, кг	Тепловыделения, ккал/ч		CO_2, л/ч
		общие	явные	
Коровы стельные	300	600	440	90
	400	790	550	110
	600	920	670	138
	800	1090	780	162

Максимальная температура воздуха, подаваемого системой воздушного отопления, не должна превышать 70° С, а максимальная температура поверхности нагревательных приборов — 95° С.

Для отопления животноводческих помещений нужно применять локальные системы отопления. Так, в помещениях для содержания свиней, особенно молодняка, целесообразно обогревать полы с помощью змеевиков центрального водяного отопления или способом электрообогрева.

Для обеспечения в животноводческих помещениях необходимого микроклимата рекомендуется программное автоматическое управление системами отопления и вентиляции с помощью приборов и аппаратов, отличающихся быстротой и гибкостью регулирования в зависимости от изменения условий (температуры, влажности, времени, скорости движения воздуха и др.).

§ 52. ОТОПЛЕНИЕ ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ

Температуру внутреннего воздуха в птичниках принимают согласно норм в зависимости от места нахождения птиц в помещении: на полу или в местах локального обогрева, под брудерами или при содержании их в клетках. Кроме того, внутренняя температура воздуха зависит от возраста птиц и их вида.

В птичниках полуоткрытого и открытого типа параметры внутреннего воздуха помещения для содержания птиц не нормируются.

При расчете теплопроизводительности системы отопления следует учитывать тепловыделения от птиц и расход тепла на испарение влаги из помета и глубокой подстилки.

Количество тепла, выделяемое птицами $Q_{пт}$, определяют по формуле

$$Q_{пт} = nPq\kappa_1\kappa_2\kappa_3, \qquad (XIII.2)$$

где n — расчетное число голов птиц (по видам и возрасту); P — масса одной головы птицы, кг; q — выделение тепла (для расчета отопления — явного тепла) птиц на 1 кг живого веса в зависимости от вида и возраста птицы, ккал/ч·кг; κ_1 — поправочный коэффициент на тепловыделение в ночное время, принимается равным 0,6 (выделение углекислоты, тепла и водяных паров в период сна — ночное время составляет 60% от выделений, обычно указываемых в таблицах); κ_2 — поправочный коэффициент на изменение внутренней температуры птичника по отношению к оптимальной (в пределах 1,15—0,8 в зависимости от возраста птицы и значения оптимальной температуры); κ_3 — коэффициент, учитывающий степень фактического заполнения номинальных мест в птичнике, равный 0,85—0,9.

Тепло, расходуемое на испарение влаги $Q_{исп}$ из помета и глубокой подстилки, определяют по формуле

$$Q_{исп} = 585n\frac{P}{24}Z, \qquad (XIII.3)$$

где n — число голов птиц; P — примерный выход помета от одной птицы, в среднем за сутки, кг/сутки (в зависимости от вида и возраста птицы); Z — степень усушки помета, принимаемая равной 0,7 от первоначального веса помета.

Следовательно, расчетную теплопроизводительность $Q_{от}$ системы отопления можно представить следующим уравнением теплового баланса:

$$Q_т + Q_{пт} + Q_{исп} + Q_{от} = 0. \qquad (XIII.4)$$

Отопительные устройства. Систему отопления выбирают исходя из теплопроизводительности ее, продолжительности отопительного периода, технологических условий и экономической эффективности принимаемого решения.

В практике применяют воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией. Температуру перегрева в этой системе воздуха следует определить исходя из требований технологии содержания птицы, способа распределения воздуха, расстояния между средствами воздухораздачи и зоной обитания птиц.

В системе центрального отопления температура на поверхности нагревательных приборов не должна превышать 95° С. Нагревательными приборами могут служить радиаторы и бетонные отопительные панели.

Для обогревания молодняка птиц целесообразно предусматривать зоны, устраивая локальные системы отопления с температурой до 35° С. В этих случаях можно применять электрические брудеры (ИК-брудеры) или газовые инфракрасные излучатели.

ИК-брудер представляет собой конусообразный корпус с пятью инфракрасными лампами мощностью 250 Вт.

Электробрудер подвешивают к потолку птичника на стальном тросе и заземляют. Интенсивность облучения определяется высотой подвеса лампы. Облученность птиц при этом не должна превышать норм в зависимости от возраста цыплят. Норма облучения равна 100—300 ккал/(м²·ч).

§ 53. ОТОПЛЕНИЕ КУЛЬТИВАЦИОННЫХ СООРУЖЕНИЙ ДЛЯ ВЫРАЩИВАНИЯ ОВОЩЕЙ

Культивационные сооружения строят двух типов — теплицы и парники. Теплицы устраивают для эксплуатации весной, летом и осенью или круглогодично. Парники эксплуатируют обычно весной и летом.

Микроклимат теплиц специфичен и разнообразен для разных растений даже в течение суток. Например, температура внутреннего воздуха в теплицах для томатов в период их посевов и до появления первых всходов должна быть +25° С. После появления всходов в течение трех суток температуру снижают до +14° С, ночью до +11° С.

В последующие дни температура днем должна быть +17° С, ночью +20° С. После того как растения окрепнут, необходим режим температуры ночью +15° С (отклонения ±1°), в солнечную погоду днем от +30 до +32° С.

Еще более разнообразны требования к внутренней температуре огуречных теплиц. Не менее жесткие требования предъявляют к температуре почвы и влажности воздуха. В случае аварии в системе отопления и вентиляции огурцы могут перенести кратковременное снижение температуры до +8° С на срок не более 6 ч. При более продолжительном промежутке времени с пониженной температурой растения могут погибнуть.

В качестве расчетной наружной температуры для проектирования отопления в теплицах при эксплуатации их в течение всего года следует принимать среднюю температуру наиболее холодных суток; для парников и теплиц, предназначенных для эксплуатации весной, летом и осенью, — среднюю температуру наиболее холодного месяца за период эксплуатации, сниженную на половину максимальной суточной амплитуды температуры воздуха в районе постройки.

Температурный режим теплицы, зависящий от поступления тепла и теплопотерь сооружения, определяют из уравнения теплового баланса

$$Q_{ср}+Q_{о}+Q_{гр}+Q_{т}+Q_{т.гр}+Q_{т.в}=0, \qquad (XIII.5)$$

где $Q_{ср}$ — количество тепла, поступающего от солнечной радиации; $Q_{о}$ — то же, поступающего от нагревательных приборов и трубопроводов системы отопления; $Q_{гр}$ — количество тепла, подаваемого на обогрев грунта; $Q_{т}$ — то же, теряемого через ограждения, включая потери тепла на инфильтрацию наружного воздуха; $Q_{т.гр}$ — количество тепла, теряемого через грунт; $Q_{т.в}$ — то же, на нагрев вентиляционного воздуха.

Системы отопления теплиц должны обеспечивать заданные температурные условия как в грунте, так и воздухе помещений. С этой целью устраивают самостоятельные системы подпочвенного обогрева и отопления наземной части сооружения.

Как показала практика, для отопления теплиц и парников более эффективно водяное отопление с температурой теплоносителя 95—

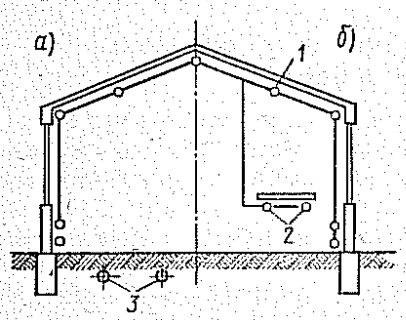


Рис. XIII.1. Схема центрального водяного отопления теплиц. Расположение греющих труб в теплице:
а — грунтовая теплица; *б* — стеллажная теплица; *1* — трубы воздушного обогрева; *2* — отопительные трубы, размещаемые под стеллажами; *3* — трубы для обогрева почвы

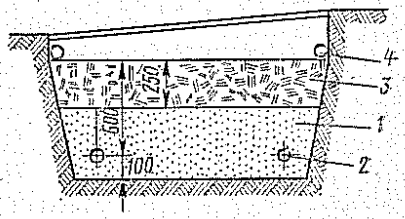


Рис. XIII.2. Схема парника на водяном обогреве:
1 — песчаная подушка слоем 45 см; *2* — трубы, греющие почву; *3* — грунт; *4* — трубы надпочвенного обогрева

70° С. На рис. XIII.1 показано устройство центрального водяного отопления стеллажной (рис. XIII.1, *а*) и грунтовой (рис. XIII.1, *б*) теплицы и парника (рис. XIII.2).

Известны также и другие устройства систем отопления теплиц. Применяется, например, способ обогрева стеклянного покрова крыши низкотемпературной водой (22÷35° С), являющейся отходом промышленных предприятий. Слой воды изолирует теплицу от внешней среды, сокращая тепловые потери через остекление теплицы на 80—90%.

При рассмотрении вопроса о теплоснабжении теплиц и парников нельзя упускать из виду возможности использования для этого отбросного тепла промышленных предприятий.

В парниках трубы водяного обогрева прокладывают вдоль наружных стенок (парубней). Нагревательные элементы электрического обогрева следует размещать равномерно под почвой в слое песка толщиной 100—150 мм.

Характеристика температурного режима помещения, созданного комплексом систем обогрева, определяется критерием

$$\Delta\bar{t}=\frac{t_{р.о}-t_{н}}{t_{в}^{огр}-t_{н}}. \qquad (XIII.6)$$

Этот критерий показывает взаимосвязь температуры рабочего объема $t_{р.о}$, средневзвешенной температуры воздуха у внутренних поверхностей наружных ограждений $t_{в}^{огр}$ и наружной температуры $t_{н}$.

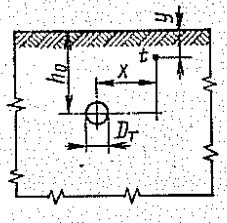


Рис. XIII.3. Схема одиночного трубопровода для обогрева парника

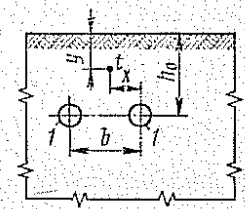


Рис. XIII.4. Схема двухтрубного обогрева парника:
1 — труба

Наиболее совершенная система обогрева теплицы при оптимальном рабочем объеме ее характеризуется критерием $\Delta\bar{t}=1$.

Основные положения по расчету отопительных устройств грунтовых теплиц и парников. Для обеспечения надлежащего микроклимата в теплицах и парниках требуется подавать через грунт не менее 50—60% общего количества тепла для обогрева грунтовых теплиц или парников.

Количество тепла, поступающего от поверхности одиночного теплопровода (рис. XIII.3), расположенного в грунте, в воздушное пространство теплицы или парника определяют по формуле

$$q=\frac{\tau-t}{\Sigma R}, \qquad (XIII.7)$$

где q — тепловые потери 1 м теплопровода, ккал/ч·м; τ — температура теплоносителя; t — температура воздуха в теплице (парнике); ΣR — общее сопротивление теплопередаче от теплоносителя к воздушному пространству, м·ч·град/ккал.

Общее термическое сопротивление определяют из выражения

$$\Sigma R=R_{в}+R_{ст}+R_{гр}+R_{н}, \qquad (XIII.8)$$

где $R_{в}$ — термическое сопротивление теплопереходу от теплоносителя; $R_{ст}$ — термическое сопротивление стенки; $R_{гр}$ — термическое сопротивление грунта; $R_{м}$ — сопротивление переходу тепла от поверхности грунта к воздуху теплицы (парника).

Термическое сопротивление грунта $R_{гр}$ определяют по формуле

$$R_{гр}=\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\left[2\frac{h_0}{D_т}+\sqrt{\left(\frac{2h_0}{D_т}\right)^2-1}\right], \qquad (XIII.9)$$

где h_0 — глубина заложения оси греющей трубы в грунт, м; $D_т$ — наружный диаметр теплопровода, м; $\lambda_{гр}$ — коэффициент теплопроводности грунта, ккал/м·ч·град.

Температуру t в любой точке грунта с координатами x и y одиночного теплопровода определяют по формуле

$$t=t_0+(\tau-t_0)\frac{\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\sqrt{\frac{x^2+(y+h_0)^2}{x^2+(y-h_0)^2}}}{\Sigma R}, \qquad (XIII.10)$$

где x — расстояние от точки до вертикальной оси, м; y — расстояние от точки до поверхности грунта, м; t_0 — температура грунта на глубине h_0.

Потери тепла двухтрубным теплопроводом (рис. XIII.4) определяют по формулам:
тепловые потери q_1 первой трубой

$$q_1=\frac{(\tau_1-t_{гр})\Sigma R_2-(\tau_2-t_{гр})R_{усл}}{\Sigma R_1\Sigma R_2-R^2_{усл}}; \qquad (XIII.11)$$

потери тепла q_2 второй трубой

$$q_2=\frac{(\tau_2-t_{гр})\Sigma R_1-(\tau_1-t_{гр})}{\Sigma R_1\Sigma R_2-R^2_{усл}}, \qquad (XIII.12)$$

где $R_{усл}$ — условное сопротивление, которым учитывается взаимное влияние двухтрубного теплопровода; τ_1 и τ_2 — температуры теплоносители в первой и второй трубах; ΣR_1 и ΣR_2 — суммарные термические сопротивления для первой и второй труб, определяемые по формуле (XIII.8).

Условное сопротивление $R_{усл}$ определяют по формуле

$$R_{усл}=\frac{1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\sqrt{1+\left(\frac{2h_0}{b}\right)^2}, \qquad (XIII.13)$$

где b — расстояние между осями труб, м.

Температуру t в любой точке можно определить по формуле

$$t=t_0+\frac{q_1}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\sqrt{\frac{x^2+(y+h_0)^2}{x^2+(y-h_0)^2}}+\frac{q_2}{2\pi\lambda_{гр}}\ln\sqrt{\frac{(x-b)^2+(y+h_0)^2}{(x-b)^2+(y-h_0)^2}}, \qquad (XIII.14)$$

где x, y и h_0 указаны на рис. XIII.3 и XIII.4; q_1 и q_2 — удельные потери тепла первой и второй трубами.

ПРИЛОЖЕНИЯ

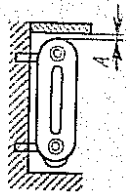
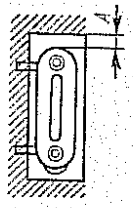
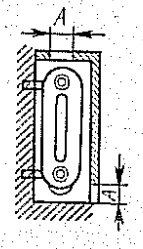
Приложение 1

Объемная масса воды γ в кг/м³ при температуре от 40 до 99° С

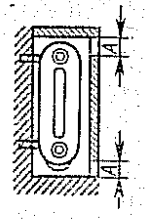
Температура воды, °С	40	50	60	70	80	90
0	992,24	988,07	983,24	977,81	971,83	965,34
1	991,86	987,62	982,72	977,23	971,21	964,67
2	991,47	987,15	982,2	976,66	970,57	963,99
3	991,07	986,69	981,67	976,07	969,94	963,3
4	990,66	986,21	981,13	975,48	969,3	962,61
5	990,25	985,73	980,59	974,89	968,65	961,92
6	989,82	985,25	980,05	974,29	968	961,22
7	989,4	984,75	979,5	973,68	967,34	960,51
8	988,96	984,25	978,94	973,07	966,68	959,81
9	988,52	983,75	978,38	972,45	966,01	959,09

Приложение 2

Коэффициенты β_1, учитывающие изменение расчетной поверхности прибора в зависимости от способа его установки

Способ установки	Схема	A, мм	β_1
Прибор установлен у стены без ниши и перекрыт доской в виде полки		40 80 100	1,05 1,03 1,02
Прибор установлен в стенной нише, углубленной более 130 мм		40 80 100	1,11 1,07 1,06
Прибор установлен у стены без ниши и закрыт деревянным шкафом со щелями в верхней доске и в передней стенке у пола		150 180 220 260	1,25 1,19 1,13 1,12

Продолжение прилож. 2

Способ установки	Схема	A, мм	β_1
Прибор закрыт деревянным шкафом со щелью в верхней части передней стенки и у пола Прибор установлен у стены открыто		130	1,2 (щели открыты); при щелях, закрытых сетками, β_1=1,3 1,0

Приложение 3

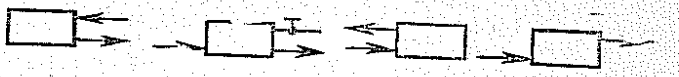
Поправочный коэффициент β_4 для радиаторов в зависимости от вида присоединения подводок и расхода воды

$G_{отн}$ в нагревательном приборе на 1 экм по отношению к условному расходу G=17,4 кг/ч·экм	Подача воды через верхнюю пробку, а удаление через нижнюю	Подача и удаление воды через нижние пробки или подача через нижнюю, а удаление через верхнюю (разностороннее присоединение)	Подача воды через нижнюю и удаление через верхнюю пробки радиаторов (присоединение одностороннее)
0,5	0,91	0,93	0,95
0,6	0,94	0,96	0,97
0,7	0,96	0,97	0,98
0,8	0,97	0,99	0,99
0,9	0,99	1	1
1	1	1	1
2	1,01	1,03	1,03
3	1,02	1,1	1,09
4	1,04	1,15	1,12
5	1,05	1,17	1,13
6	1,06	1,19	1,15
7	1,06	1,21	1,17
Более 7	1,07	1,23	1,18

Примечание. При теплоносителе-паре для всех приборов β_4=1 и при теплоносителе-воде для ребристых труб и регистров из гладких труб β_4=1.

Приложение 4

Коэффициент теплопередачи κ_a нагревательного прибора в ккал/экм·ч·град в зависимости от движения теплоносителя

$\Delta t_{ср}$, °С	Схема движения теплоносителя			
				
35	5,59	6,54	4,77	5,11
40	5,81	5,66	4,87	5,22
45	6,01	5,75	4,96	5,31
50	6,26	5,84	5,04	5,39
55	6,45	5,93	5,11	5,47
60	6,63	6	5,17	5,54
65	6,81	6,08	5,24	5,61
70	6,97	6,15	5,3	5,67
75	7,13	6,21	5,35	5,73
80	7,24	6,27	5,4	5,79
85	7,32	6,33	5,45	5,84
90	7,55	6,38	5,5	5,89
95	7,69	6,44	5,54	5,94
100	7,82	6,49	5,59	5,99
105	7,94	6,53	5,63	6,03
110	8,06	6,58	5,67	6,07
115	8,17	6,62	5,7	6,12
120	8,29	6,66	5,74	6,15
125	8,39	6,7	5,77	6,18
130	8,5	6,74	5,81	6,23

Приложение 5

Значение коэффициента β_3 на остывание воды в двухтрубных системах водяного отопления с насосной циркуляцией

Число этажей в здании	Рассчитываемый этаж при скрытой прокладке трубопроводов						Рассчитываемый этаж при открытой прокладке трубопроводов					
	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й
С верхней разводкой												
2	1,05	—	—	—	—	—	1,05	—	—	—	—	—
3	1,05	1,04	—	—	—	—	1,05	1,03	—	—	—	—
С нижней разводкой												
2	—	1,03	—	—	—	—	—	1,05	—	—	—	—
3	—	—	1,03	—	—	—	—	—	1,05	—	—	—
4	—	—	1,03	1,05	—	—	—	—	1,05	1,1	—	—
5	—	—	1,03	1,03	1,05	—	—	—	1,05	1,05	1,1	—
6	—	—	—	1,03	1,03	1,05	—	—	—	1,05	1,05	1,1

Примечание. При естественной циркуляции воды надбавки принимаются с коэффициентом 1,4.

Приложение 6

Коэффициент β_3 на количество секций в радиаторе

Число секций	β_3	Число секций	β_3	Число секций	β_3
2	0,96	6	0,99	10—11	1,01
3	0,96	7	1	12—14	1,01
4	0,97	8	1	15—16	1,02
5	0,98	9	1	19—25	1,03

Приложение 7

Коэффициент β_5 на изменение относительного расхода воды, протекающей через радиатор

$\bar{G}$	β_5	$\bar{G}$	β_5	$\bar{G}$	β_5
0,3	0,86	0,7	0,95	4	1,04
0,4	0,89	0,8	0,97	5	1,05
0,5	0,91	0,9	0,99	6	1,055
0,6	0,93	1	1	7 и более	1,06
		3	1,03		

Приложение 8

Расчетная поверхность нагрева $F_{тр}$, экм, этажестояков двухтрубных водяных и паровых систем отопления

Диаметр d, мм		Высота стояков, м		
подводок	стояков	2,5	2,7	3
15	15	0,43	0,45	0,49
15	20	0,51	0,53	0,57
20	20	0,54	0,56	0,6
15	25	0,59	0,63	0,69
20	25	0,62	0,66	0,72
15	32	0,73	0,77	0,83
20	32	0,76	0,8	0,86

Приложение 7

Расчетная поверхность нагрева $F_{тр}$ подводок, сцепок, стояков и магистралей, экм

Трубопроводы	Коэффициент b_1	Расчетная поверхность нагрева при d_y, мм					
		15	20	25	32	50	40
Подводки к приборам и сцепки	1	0,12	0,15	0,19	0,24	—	—
Трубопроводы, проложенные у пола	0,75	0,08	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28
Стояки	0,5	0,06	0,08	0,1	0,12	0,15	0,19
Трубопроводы, проложенные у потолка	0,25	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09

Приложение 10

Теплоотдача 1 экм чугунных радиаторов, ребристых труб и регистров из гладких труб, ккал/ч(ч·экм)

А. В системах водяного отопления

Температурный напор $t_н$	Теплоотдача ккал/(ч·экм)	Температурный напор $t_н$	Теплоотдача ккал/(ч·экм)
46	280	68	465
48	295	70	480
50	310	72	500
52	325	74	520
54	340	76	535
56	360	78	555
58	375	80	575
60	395	82	595
62	415	84	615
64,5	435	86	635
66	450	88	650

Б. В системах парового отопления

Температура воздуха помещения $t_в$, °С	Теплоотдача $q_э$, ккал/(ч·экм), при давлении пара p, кг/см²						
	до 1,1	1,2	1,5	1,7	2	2,5	3
+5	693	712	764	795	835	892	941
+10	653	672	725	755	795	852	901
+15	613	632	685	715	755	812	861
+16	605	624	677	707	747	804	853
+18	589	608	662	691	731	788	837
+20	573	592	645	675	715	772	821
+25	533	552	605	635	675	733	781

Примечание. Теплоотдача приборов водяных систем дана при питании теплоносителем по схеме «сверху вниз».

Приложение 11

Дополнительные давления от охлаждения воды в трубопроводах двухтрубной системы водяного отопления при верхней разводке и естественной циркуляции

Горизонтальное протяжение системы, м	Высота нагревательного прибора над котлом, м	Расстояние от подающей трубы до стояка, м: до 10	от 10 до 20	от 20 до 30	от 30 до 50	от 50 до 75	от 75 до 100
		Величина Δp, кг/м²					
Открытые стояки без изоляции для одно- и двухэтажных зданий							
До 25	До 7	10	10	15	—	—	—
От 25 до 50		10	10	15	20	—	—
» 50 » 70		10	10	15	15	20	—
» 70 » 100		10	10	10	15	20	25
для трех- и четырехэтажных зданий							
До 25	До 15	25	25	35	—	—	—
От 25 до 50		25	25	30	35	—	—
» 50 » 70		25	25	25	30	35	—
» 70 » 100		25	25	25	30	35	40
для зданий с числом этажей более четырех							
До 25	До 7	45	50	55	—	—	—
» 25	Более 7	30	35	45	—	—	—
От 25 до 50	До 7	55	60	65	75	—	—
» 25 » 50	Более 7	40	45	50	55	—	—
» 50 » 75	До 7	55	55	60	65	75	—
» 50 » 75	Более 7	40	40	45	50	55	—
» 75 » 100	До 7	55	55	55	60	65	70
» 75 » 100	Более 7	40	40	40	45	50	65

Примечания: 1. При нижней разводке трубопроводов к величине циркуляционного давления добавка на охлаждение воды в трубопроводах не делается.

2. Для однотрубных систем величины добавок следует принимать в размере 50% соответствующих значений, указанных в таблице.

3. Для систем с насосной циркуляцией величины добавок следует принимать в размере 40% соответствующих значений, указанных в таблице.

Приложение 12

Коэффициенты местных сопротивлений для систем водяного и парового отопления

Местное сопротивление	Коэффициент местного сопротивления ζ
Радиатор двухколонный	2
Котел чугунный	2,5
Котел стальной цилиндрический	2
Внезапное расширение *	1
Внезапное сужение *	0,5
Отступ	0,5
Тройник на проход	1
Тройник на ответвление	1,5
Тройник на противоток	3
Крестовина на проход	2
Крестовина на ответвление	3
Компенсатор П-образный	2
Компенсатор сальниковый	0,5

* Относятся к участку с большой скоростью теплоносителя.

Продолжение прилож. 12

	При условном диаметре трубы, мм: 15	20	25	32	40	50 и более
Вентиль обыкновенный	16	10	9	9	8	7
Кран пробочный	4	2	2	2	—	—
Кран двойной регулировки с цилиндрической пробкой	4	2	2	2	—	—
Вентиль с косым шпинделем	3	3	3	2,5	2,5	2
Задвижка шиберная	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Отвод 90° и утка	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
Скоба	3	2	2	2	2	2
Отводы двойные (калачи):						
узкий двойной	2	2	2	2	2	2
широкий	1	1	1	1	1	1

Приложение 13

Коэффициенты местных сопротивлений проходных фасонных частей, арматуры и оборудования водяных систем отопления (по СН 419—70)

Местное сопротивление		Условный диаметр, мм	ζ
Проточный воздухосборник и расширительный сосуд		—	1,5
Радиатор двухколонный при диаметре подводки		15	1,6
		20	1,2
Кран пробковый		15	3,5
		20 и более	1,5
Вентиль с вертикальным шпинделем		15	16
		20	10
		25 и 32	9
		40	8
		50 и более	7
Вентиль прямоточный с косым шпинделем «Косва»		15, 20 и 25	3
		32 и 40	2,5
		50 и более	2
Кран двойной регулировки с цилиндрической пробкой		15	4
		20	2
Задвижки параллельные		—	0,5
Краны трехходовые конструкции «Сантехдеталь»	при прямом проходе	15	2
		20	1,5
		25	2
	при проходе с поворотом	15	3
		20	3
		25	4,5

Продолжение прилож. 13

Местное сопротивление		Условный диаметр, мм	ζ
Краны трехходовые конструкции Главмосстроя	при прямом проходе	15 20 и более	3,2 6,6
	при проходе с поворотом	15 20 и более	5,5 10,5
Отводы под 90°		15 20 25 32 и более	1,5 1 0,5
Утки гнутые		15 20 25 и более	0,8 0,7 0,6
Скобы гнутые		20 25 32	1,5 0,8 0,6
Грязевики		—	10

Приложение 14

Предельно допустимые скорости теплоносителя для различных диаметров труб водяных систем отопления

Условный диаметр труб, мм	Максимально допустимая скорость, м/с	Условный диаметр труб, мм	Максимально допустимая скорость, м/с
10	0,3	50	1,5
15	0,5	70	1,5
20	0,65	80	1,5
25	0,8	100	1,5
32	1	125	1,5
40	1,5	150	1,5

Приложение 15

Значения удельных скоростных давлений и приведенных коэффициентов трения для трубопроводов систем водяного отопления

Диаметр труб, мм			G/v, $\frac{кг/ч}{(м/с)}$	$A \cdot 10^n$, $\frac{кг/м^2}{(кг/ч)^2}$	Средние значения λ/d, 1/м при циркуляции воды	
условный $d_у$	наружный $d_н$	внутренний $d_в$			насосной	естественной
Трубы по ГОСТ 3262—62 $d_у \leqslant 50$ мм при значении $A \cdot 10^4$						
10	17	12,6	425	2,7	3,6	3,9
15	21,3	15,7	690	1,08	2,7	2,8
20	26,8	21,2	1 250	0,325	1,8	2,1
25	33,5	27,1	2 000	0,125	1,4	1,5
32	42,3	35,9	3 500	0,04	1	1,1
40	48	41	4 650	0,0235	0,8	0,9
50	60	53	7 800	0,0084	0,55	0,65
70	75,5	67,5	12 800	0,0031	0,4	0,45
Трубы по ГОСТ 10704—63 $d_у \geqslant 50$ мм при значении $A \cdot 10^6$						
50	57	49	6 600	1,15	0,6	0,7
70	76	70	13 400	0,274	0,4	0,45
80	89	82	18 400	0,145	0,3	0,35
100	108	100	27 600	0,0665	0,23	0,25
125	133	125	43 000	0,027	0,18	0,2
150	159	149	61 000	0,0138	0,15	0,16

Поправки

На рис. IV.16, *б* (стр. 141) вертикальной линией ошибочно показан замыкающий участок (схема правильно изображена на рис. IV.16, *а*).

На рис. V.16 (стр. 177) в правой крайней части значения $Q=1200$, $l=1,2$, $d=15$ не нужны. Ниже вместо $l=7,8$ следует читать $l=7$.

На рис. VIII.8 (стр. 210) ошибочно показаны цифры *7* и *6*.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреевский А. К. Отопление. Минск. «Вышэйшая школа», 1974.
2. Белинкин Е. А. Рациональные системы водяного отопления. М., Госстройиздат, 1963.
3. Богословский В. Н. Строительная теплофизика. М., «Высшая школа», 1970.
4. Белоусов В. В. и Михайлов Ф. С. Основы проектирования систем центрального отопления. М., Госстройиздат, 1962.
5. Гамбург П. Ю. Таблицы и примеры для расчета трубопроводов отопления и горячего водоснабжения. М., Госстройиздат, 1961.
6. Гусев В. М. Теплоснабжение и вентиляция. Л., Стройиздат, 1973.
7. Дроздов В. Ф. Конденсация на ограждениях и особенности расчета теплопотерь ограждающими конструкциями. Сб. научн. трудов АКХ им. К. Д. Памфилова, 1949.
8. Дюскин В. К. Тепловой и гидравлический режим систем водяного отопления. Изд-во МКХ РСФСР, 1955.
9. Ермолаев Н. С. Проблемы теплоснабжения и отопления многоэтажных зданий. М., Стройиздат, 1949.
10. Каменев П. Н., Богословский В. Н. [и др.]. Отопление и вентиляция. Ч. I. Отопление. М., Стройиздат, 1965.
11. Колпаков Г. В. Вопросы лучистого отопления. М., Госстройиздат, 1951.
12. Ливчак И. Ф. Системы отопления с бетонными отопительными панелями. М., Госстройиздат, 1956.
13. Лобаев Б. Н. Расчет систем отопления. Киев, «Будівельник», 1956.
14. Максимов Г. А. Отопление и вентиляция. Ч. I. Отопление. М., «Высшая школа», 1964.
15. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М., Госэнергоиздат, 1964.
16. Оделъский Э. Х. Теплотехнические и гидравлические расчеты современных систем отопления зданий полносборочного строительства. Минск, «Вышэйшая школа», 1968.
17. Соколов В. С. Нестационарный теплообмен в строительстве. М., Профиздат, 1953.
18. Соснин Ю. П. Газовые отопительные и отопительно-варочные печи. М., Изд-во МКХ РСФСР, 1960.
19. Шорин С. Н. Теплопередача. М., Госстройиздат, 1952.
20. Шаповалов И. С. Проектирование панельно-лучистого отопления. М., Стройиздат, 1966.
21. Щекин Р. В., Березовский В. А., Потапов В. А. Расчет систем центрального отопления. Киев, «Вища школа», 1974.
22. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства в двух частях. Ч. I. Отопление, водопровод, канализация. М., Стройиздат, 1975.
23. Строительные нормы и правила СНиП II-А.6—72. Строительная климатология и геофизика.
24. Строительные нормы и правила СНиП II-А.7—71. Строительная теплотехника.
25. Строительные нормы и правила СНиП II-Г.7—62. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.
26. Указания по проектированию и монтажу систем центрального отопления с конвекторами плинтусного типа СН 354—66.
27. Указания по проектированию и расчету радиаторных однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей СН 419—70.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	4
Глава I. **Теплопередача через ограждения зданий**	7
§ 1. Процессы теплообмена	7
§ 2. Выбор ограждающих конструкций	15
§ 3. Расчет тепловых потерь ограждениями помещений	15
Частные случаи определения потерь тепла	28
Добавки к основным теплопотерям	29
Удельная тепловая характеристика здания	34
Тепловой баланс помещения	36
Глава II. **Водяное отопление**	49
§ 4. Характеристика теплоносителя	49
§ 5. Центральные системы водяного отопления с естественной циркуляцией	50
§ 6. Насосные системы водяного отопления	61
Глава III. **Нагревательные приборы систем центрального отопления**	65
§ 7. Требования, предъявляемые к нагревательным приборам	65
§ 8. Типы нагревательных приборов	66
§ 9. Расчет поверхности нагревательных приборов	72
§ 10. Особенности расчета поверхности нагрева приборов в однотрубных системах отопления	82
§ 11. Тепловой расчет элемента бетонной отопительной панели	86
§ 12. Выбор типов нагревательных приборов, их размещение и установка	88
Глава IV. **Гидравлический расчет трубопроводов водяных систем отопления**	89
§ 13. Основные положения расчета	89
§ 14. Методы гидравлического расчета трубопроводов	92
§ 15. Расчет трубопроводов водяной двухтрубной системы отопления с естественной циркуляцией	96
§ 16. Квартирные системы отопления	103
§ 17. Расчет трубопроводов двухтрубных систем водяного отопления с насосной циркуляцией	110
§ 18. Расчет трубопроводов однотрубной системы водяного отопления	118
§ 19. Системы водяного отопления с попутным движением теплоносителя	127
§ 20. Гидравлический расчет систем водяного отопления методом переменных перепадов температур	131
§ 21. Применение в расчете трубопроводов метода перемещения единицы объема	140
§ 22. Детали для устройства водяных систем отопления	151
Глава V. **Паровые системы отопления**	161
§ 23. Физико-технические свойства теплоносителя-пара	161
§ 24. Паровые системы отопления низкого давления	162
§ 25. Паровые системы отопления высокого давления	169
§ 26. Вакуум-паровое отопление	171
§ 27. Детали устройства паровых систем отопления	172
§ 28. Расчет трубопроводов паровых систем отопления низкого давления	176
§ 29. Расчет трубопроводов паровых систем отопления высокого давления	180
Глава VI. **Панельно-лучистое отопление**	182

Стр.

§ 30. Классификация систем лучистого отопления и гигиеническая характеристика их 183
§ 31. Теплообмен в помещении при панельно-лучистом отоплении . . 184
§ 32. Методы расчета систем панельно-лучистого отопления 185
§ 33. Расчетные внутренние тепловые условия при панельно-лучистом отоплении 187
§ 34. Конструкции отопительных панелей и их расчет 190
§ 35. Упрощенный способ расчета панельно-лучистого отопления . . 191
§ 36. Технико-экономическая характеристика панельно-лучистого отопления 194
Глава VII. **Воздушное отопление** 195
§ 37. Основы расчета генераторов тепловоздушного отопления 197
§ 38. Конструктивные решения систем воздушного отопления и методика их расчета 199
Глава VIII. **Печное отопление** 205
§ 39. Классификация отопительных печей 206
§ 40. Основные конструктивные решения печей 207
§ 41. Основные конструктивные элементы печей 212
§ 42. Проектирование и расчет печного отопления 216
Глава IX. **Электрическое отопление** 221
Глава X. **Комбинированные системы отопления** 225
Глава XI. **Газовое отопление** 236
Глава XII. **Регулирование систем отопления и устойчивость их работы** . . 241
§ 43. Двухтрубные системы водяного отопления 242
§ 44. Эксплуатационная гидравлическая характеристика системы отопления 245
§ 45. Однотрубные системы отопления 248
§ 46. Тепловая устойчивость водяных систем отопления 249
§ 47. Регулирование водяных систем отопления 249
§ 48. Влияние тепловой инерции здания на тепловой режим систем водяного отопления 252
§ 49. Местное регулирование теплоотдачи нагревательных приборов . 255
§ 50. Гидравлическая характеристика регулировочного крана, установленного на подводке к нагревательному прибору 259
Глава XIII. **Отопление сельскохозяйственных зданий и сооружений** . . . 262
§ 51. Отопление животноводческих помещений 262
§ 52. Отопление птицеводческих помещений 264
§ 53. Отопление культивационных сооружений для выращивания овощей 265
Приложения 269
Литература 278