

Прибавляя удельную потерю на участке 3, определим удельную потерю во всех трех первых участках (от точки б), которое равно:

$$\bar{S}_{yч1} \beta_1^2 + \bar{S}_{yч3} = \Sigma \bar{S}_6.$$

Затем ту же единицу расхода будем перемешать от точки в.

Пусть на участок 4 поступит расход β_2 , тогда на участок 3 пойдет остаток, т. е. $(1 - \beta_2)$ и давление в точке в будет равно:

$$\bar{S}_{yч4} \beta_2^2 = \Sigma \bar{S}_6 (1 - \beta_2)^2,$$

отсюда

$$\frac{\bar{S}_{yч4}}{\Sigma \bar{S}_6} = C_2 = \left(\frac{1 - \beta_2}{\beta_2} \right)^2. \quad (IX.24)$$

Из этого уравнения определим β_2 .

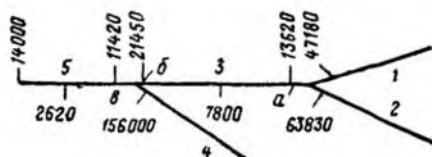


Рис. IX.8. Расчетная схема удельных потерь давления в тепловом трассе

Прибавляя сюда удельную потерю на участке 5, получим давление в точке г и т. д.

Расход воды у насоса G_n распределим пропорционально коэффициентам расхода β , считая от насоса к дальним участкам.

Таким образом, определяем расходы во всех участках заданной сети.

Пример IX.5. Исходные данные те же, что и в примере IX.3. Решим задачу по методу перемещения единицы расхода.

Используя данные приложения 1, найдем удельные потери на трение на 1 м длины каждого участка, т. е. значения S_1, S_2 и т. д. Принимая за единицу расхода 10 т/ч, получим значения \bar{S}_1, \bar{S}_2 , соответственно равные по величине $S_1 \cdot 10000^2, S_2 \cdot 10000^2$ и т. д. Умножая их на приведенные длины участков, получим удельные потери в каждом из участков $\bar{S}_{yч1}, \bar{S}_{yч2}$ и т. д. Далее единицу расхода помещаем в точку а (рис. IX.8).

Разделив меньшую удельную потерю $\bar{S}_{yч1}$ в участке 1 на большую, получим:

$$C_1 = \frac{\bar{S}_{yч1}}{\bar{S}_{yч2}} = \frac{47180}{63830} = 0,739.$$

Находим

$$\beta_1 = \frac{1}{1 + \sqrt{C_1}} = \frac{1}{1 + \sqrt{0,739}} = 0,538 \text{ и } \beta_1^2 = 0,2893.$$

Следовательно, при перемещении единицы расхода из точки а в участке 1 коэффициент расхода будет $\beta_1 = 0,538$, а в участке 2 $\beta = 1 - \beta_1 = 0,462$; давление в точке а будет равно $\Sigma \bar{S}_a = \bar{S}_{yч1} \beta_1^2 = 47180 \cdot 0,2893 = 13620$ Па (1392 кгс/м²).

Прибавив сюда удельную потерю в одном участке 3, получим удельную потерю в точке б:

$$\Sigma \bar{S}_6 = 13620 + 7800 = 21420 \text{ Па (2189 кгс/м}^2\text{)}.$$

Затем снова разделив меньшую удельную потерю на большую, получим:

$$C_2 = \frac{21420}{156000} = 0,14333.$$

Находим

$$\beta_2 = \frac{I}{1 + \sqrt{C_2}} = \frac{I}{1 + \sqrt{0,14333}} = 0,73 \text{ и } \beta_2^2 = 0,533.$$

Удельная потеря давления в сети от точки *в* составит:

$$\Sigma \bar{S}_B = 21\,420 \cdot 0,533 = 11\,450 \text{ Па (1166 кгс/м}^2\text{)}$$

Прибавив сюда удельную потерю в участке *б*, получим удельную потерю во всей сети (точка *г*):

$$\Sigma \bar{S}_r = 11\,450 + 2620 = 14\,070 \text{ Па (1433 кгс/м}^2\text{)},$$

Результаты расчета приведены в табл. IX.3.

Т а б л и ц а IX 3

Расчет по методу перемещения единицы расхода

№ участка	<i>d</i> , мм	<i>l</i> , м	ζ	<i>l</i> _д , м	<i>l</i> _э , м	<i>l</i> _р , м	\bar{S} , Па	$\bar{S}_{\text{уч}}$, Па	$\Sigma \bar{S}$, Па	<i>G</i> , т/ч
1	150	216,6	2,45	6,67	16,4	233	203	47 180	—	152
2	125	127	1,53	5,56	8,5	135,5	470	63 830	—	130
3	180	107,3	0,66	8,95	5,9	113,2	69	7 800	21 420	282
4	100	100	1,5	4,3	6,45	106,4	147	156 000	—	105
5	228	126,2	0,5	12	6	132,2	19,9	2 620	14 070	387

Заданную подачу насоса распределяем пропорционально коэффициентам β :
в участке 3.

$$G_3 = G_3 \beta_2 = \frac{400 \cdot 968,65 \cdot 0,73}{1000} = 282 \text{ т/ч;}$$

в участке 4

$$G_4 = G_5 - G_3 = 387 - 282 = 105 \text{ т/ч;}$$

в участке 1

$$G_1 = G_3 \beta_1 = 282 \cdot 0,538 = 152 \text{ т/ч;}$$

в участке 2

$$G_2 = 282 - 152 = 130 \text{ т/ч,}$$

т. е. получим те же расходы что и по методу эквивалентных отверстий.
Необходимое давление, развиваемое насосом, равно:

$$\Delta p_d = \Sigma \bar{S}_r \bar{G}^2,$$

где $\Sigma \bar{S}_r$ — удельное сопротивление при расходе 100 т/ч; поэтому

$$\Delta p_H = \Sigma \bar{S}_r \left(\frac{G_5}{100} \right)^2 = 14\,070 \left(\frac{387}{100} \right)^2 = 210\,400 \text{ Па (21 450 кгс/м}^2\text{)},$$

На рис IX 8 показаны удельные потери давления в трубопроводе.

4 ИССЛЕДОВАНИЕ УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ В РАЗВЕТВЛЕННОЙ СЕТИ

Согласно выражению (IX.23)

$$C = \left(\frac{1 - \beta}{\beta} \right)^2.$$

Если по оси x отложить значения C , а по оси y значения β , то получим кривую, показанную на рис. IX.9:

$$C\beta^2 = 1 - 2\beta + \beta^2, \quad (\text{IX.25})$$

откуда

$$\beta = \frac{1 \pm \sqrt{C}}{1 - C}.$$

Получим два корня:

$$\beta = \frac{1}{1 + \sqrt{C}} \quad \text{и} \quad \beta' = \frac{1}{1 - \sqrt{C}}.$$

Первый корень соответствует обычному течению жидкости в разветвленной сети (рис. IX.10, а, б); здесь β всегда меньше единицы; толь-

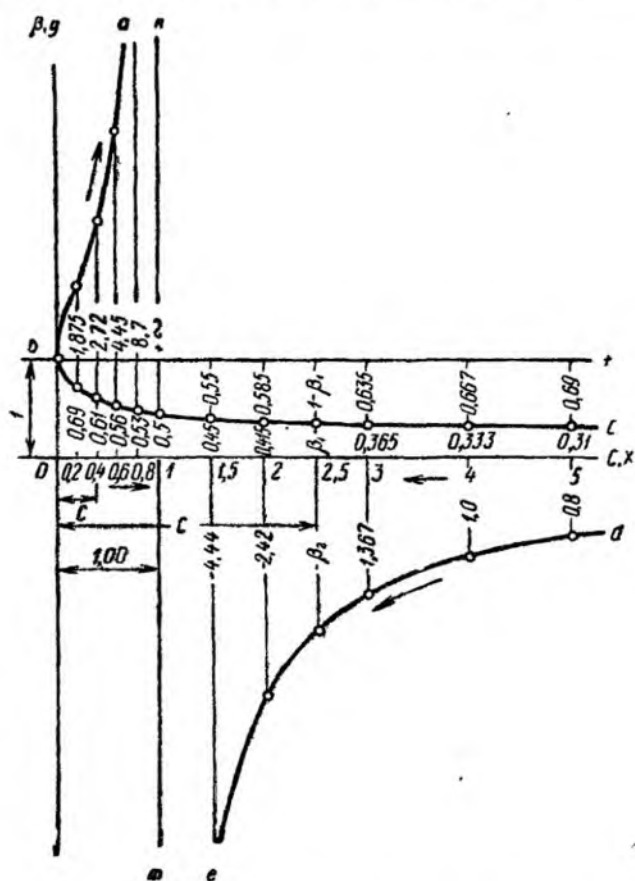


Рис. IX.9. Кривая уравнения движения жидкости в разветвленном трубопроводе $C = \left(\frac{1-\beta}{\beta}\right)^2$

ко при $C = \infty$, когда сопротивление первого участка равно бесконечности (т. е. когда этот участок закрыт), $\beta = 0$, т. е. весь расход пойдет по второму участку. Этому корню соответствует часть кривой bc , касающаяся оси y на расстоянии, равном 1, и уходящая в бесконечность, приближаясь к оси x (см. рис. IX.9).

Если откладывать по оси x значения C , то ординаты от оси x до этой части кривой дадут коэффициент расхода в первом участке β_1 .

Если от точки b на расстоянии, равном 1, провести линию bf , параллельную оси x , то ординаты от кривой bc до этой линии дадут коэффициенты расходов во втором участке $(1-\beta_1)$.

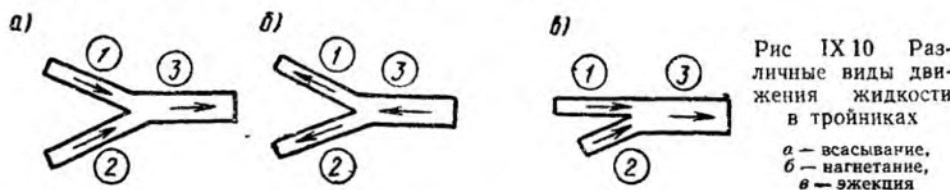


Рис IX.10 Различные виды движения жидкости в тройниках
 а — всасывание,
 б — нагнетание,
 в — эжекция

При $C=0$, $\beta=1$ мы имеем случай, когда сопротивление второго участка равно нулю $\Delta p_2=0$; коэффициент расхода в первом участке $\beta_1=1$.

При $\bar{S}_{y_1} = \bar{S}_{y_2}$, $C=1$, $\beta_1=0,5$, а также $(1-\beta_1)=0,5$, т. е. коэффициенты расходов одинаковы. Когда $\bar{S}_{y_1} = \infty$, $C=\infty$, $\beta_1=0$ и $(1-\beta_1)=1$, т. е. коэффициент по второму участку равен 1.

Второй корень уравнения (IX.25) β' действителен для эжекции (рис. IX.10, в). Коэффициенты расходов в первом участке будут представлены кривой de , касающейся в бесконечности оси x и уходящей в минус бесконечность, приближаясь асимптотически к линии, параллельной оси y и отстоящей от последней на расстоянии, равном $+1$. В данном случае β изменяется от нуля до минус бесконечности и отвечает коэффициентам расходов жидкости, отсасываемой эжектором, на единицу расхода из насадки.

Расходам во втором участке соответствует часть кривой ab , касающаяся линии, параллельной оси y и отстоящей от последней на расстоянии $+1$.

Из уравнения (IX.23) найдем коэффициент расхода:

$$\beta_1 = \frac{1}{1 + \sqrt{C_1}} \quad \text{и} \quad \beta'_1 = \frac{1}{1 - \sqrt{C_1}}.$$

Как уже указывалось, первый корень действителен для всасывающего или нагнетательного трубопровода. В этом случае

$$\beta_1 = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\bar{S}_{y_1}}{\bar{S}_{y_2}}}}; \quad \beta_1^2 = \frac{\bar{S}_{y_2}}{\left(\sqrt{\bar{S}_{y_1}} + \sqrt{\bar{S}_{y_2}}\right)^2}.$$

Давление в точке встречи участков (точка a) (см. рис. IX.7)

$$\bar{S}_{y_1} \beta_1^2 = \bar{S}_{y_2} (1 - \beta_1)^2 = \frac{\bar{S}_{y_1} \bar{S}_{y_2}}{\left(\sqrt{\bar{S}_{y_1}} + \sqrt{\bar{S}_{y_2}}\right)^2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{y_1}}} + \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{y_2}}}\right)^2}. \quad (\text{IX.26})$$

Пусть

$$\bar{S}_{y_1} = \bar{S}_{y_2} = 625 \text{ Па},$$

тогда

$$\beta_1 = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{625}{625}}} = \frac{1}{2}$$

и давление в точке встречи участков

$$\bar{S}_{yч_1} \beta_1^2 = 625 \cdot 0,5^2 = 157 \text{ Па}; \bar{S}_{yч_2} \beta_2^2 = 625 \cdot 0,5^2 = 157 \text{ Па},$$

т. е. в 4 раза меньше, чем удельные сопротивления каждого участка.

Пусть имеются не два, а три параллельных участка, тогда общая потеря давления в точке *a* определится из следующего равенства:

$$\Sigma \bar{S}_a = \bar{S}_{yч_1} \beta_1^2 = \bar{S}_{yч_2} \beta_2^2 = \bar{S}_{yч_3} \beta_3^2,$$

при этом общий расход

$$\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 = \sqrt{\frac{\Sigma \bar{S}_a}{\bar{S}_{yч_1}}} + \sqrt{\frac{\Sigma \bar{S}_a}{\bar{S}_{yч_2}}} + \sqrt{\frac{\Sigma \bar{S}_a}{\bar{S}_{yч_3}}} = 1,$$

откуда

$$\frac{1}{\sqrt{\Sigma \bar{S}_a}} = \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{yч_1}}} + \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{yч_2}}} + \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{yч_3}}}.$$

Тогда удельная потеря давления в точке *a* будет равна:

$$\Sigma \bar{S}_a = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{yч_1}}} + \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{yч_2}}} + \frac{1}{\sqrt{\bar{S}_{yч_3}}} \right)^2}. \quad (IX.27)$$

Пусть

$$\bar{S}_{yч_1} = \bar{S}_{yч_2} = \bar{S}_{yч_3} = 625,$$

тогда

$$\Sigma \bar{S}_a = \frac{1}{\left(\frac{1}{25} + \frac{1}{25} + \frac{1}{25} \right)^2} = \left(\frac{25}{3} \right)^2 = \frac{625}{9},$$

т. е. давление в узловой точке *a* стало равным $1/9$ удельного сопротивления каждого ответвления.

Это так и должно быть, так как в каждое ответвление поступает $1/3$ общего расхода. Заметим, что расчет переменного режима работы сети можно проводить с использованием характеристик сопротивления (см. главу V).

Основная расчетная формула для определения характеристики сопротивления сети выражается следующим образом (см. формулу V.9):

$$S = \frac{\Delta p}{G^2} \text{ Па} \cdot \text{ч}^2 / \text{кг}^2 \text{ [кгс} \cdot \text{ч}^2 / (\text{м}^2 \cdot \text{кг}^2)]. \quad (IX.28)$$

Такая размерность сопротивления весьма громоздка.

При расчете по методу перемещения единицы расхода удельные сопротивления при перемещении единицы расхода, аналогичные понятию характеристики сопротивления, выражаются в виде:

$$\bar{S} = \frac{\Delta p}{G^2} \text{ Па (кгс/м}^2\text{)}, \quad (\text{IX. 29})$$

где \bar{G} — относительный расход воды (по отношению к принятому в задаче за единицу).

Результаты расчета по характеристикам сопротивления сети, конечно, будут тождественны результатам расчета по методам эквивалентных отверстий, проводимостей, перемещения единицы расхода.

Приведенные исследования уравнения движения жидкости в разветвленной сети могут быть отнесены и к расчету переменного режима работы сети методом характеристик сопротивления.

Пример IX.6. Удельное сопротивление (при $L=1 \text{ м}^3/\text{с}$) участка 1 равно $\bar{S}_{yч_1} = 885 \text{ Па (90 кгс/м}^2\text{)}$; удельное сопротивление участка 2 равно $\bar{S}_{yч_2} = 98 \text{ Па (10 кгс/м}^2\text{)}$. Требуется определить объем, который будет перемещаться по участкам 1 и 2, если от общего участка будет перемещаться $1 \text{ м}^3/\text{с}$ (см. схему на рис. IX.10, б).

В данном случае

$$C = \frac{885}{98} = 9 = \left(\frac{1-\beta}{\beta} \right)^2$$

Взяв положительный корень этого уравнения

$$\beta = \frac{1}{1 + \sqrt{C}} = \frac{1}{1 + 3} = 0,25,$$

получим в участке 1 расход $\beta = 0,25 \text{ м}^3/\text{с}$ и в участке 2 расход $(1-\beta) = 1 - 0,25 = 0,75 \text{ м}^3/\text{с}$.

Тогда полное сопротивление составит:
по участку 1

$$S_{yч_1} \beta^2 = 885 \cdot 0,25^2 = 55,3 \text{ Па (5,625 кгс/м}^2\text{)}$$

по участку 2

$$S_{yч_2} (1 - \beta)^2 = 98 \cdot 0,75^2 = 55,3 \text{ Па (5,625 кгс/м}^2\text{)}.$$

§ 91. НАДЕЖНОСТЬ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Надежность системы отопления может быть определена как свойство системы и отдельных ее элементов выполнять функцию поддержания заданной температуры помещений, сохраняя свои эксплуатационные показатели (тепловую мощность, экономичность) в заданных пределах в течение требуемого периода действия.

Надежность системы обуславливается ее безотказностью, т. е. работоспособностью без вынужденных перерывов, а также ремонтпригодностью и долговечностью элементов системы. При этом под работоспособностью понимается состояние системы, при котором она способна поддерживать температуру воздуха во всех обслуживаемых помещениях на уровне, определенном технической документацией.

Известно, что заданная температура воздуха внутри помещений может быть обеспечена только при строгом соответствии переменной (в течение отопительного сезона) теплопередачи отопительных устройств, размещенных в каждом помещении, переменной теплопоглощаемости этих помещений.

Таким образом, надежность обуславливается взаимодействием двух основных групп факторов: внутренних, определяющих переменную теплопередачу отдельных участков системы отопления, и внешних, определяющих теплотребность отдельных помещений зданий.

Одним из видов нарушения надежности системы водяного отопления является ее разрегулирование, связанное с отличием условий ее действия в период эксплуатации от расчетных.

Характер этого отличия может быть двояким: нарушение самой структуры системы и изменение параметров теплоносителя.

Нарушения структуры системы возникают при периодическом отключении части системы (приборов, стояков, ветвей) в связи с особенностями режима отопления помещений, а также ремонтом, неполадками в системе, дросселированием приборов при индивидуальном регулировании. Нарушение структуры системы происходит также при изменении площади поверхности отдельных отопительных приборов, нарушении теплоизоляции отдельных участков труб и пр.

Изменение параметров теплоносителя характерно для центрального и местного регулирования систем. Оно может быть также при совместной работе системы с другими потребителями тепла: горячим водоснабжением, вентиляцией, технологическими потребителями и пр.

В системах водяного отопления различают гидравлическую и тепловую устойчивость.

Под гидравлической устойчивостью понимают способность системы сохранять постоянство расхода воды, циркулирующей по всем участкам, при постоянном общем расходе, либо пропорционально изменять расход по участкам при изменении общего расхода воды.

Под тепловой устойчивостью понимают способность системы пропорционально изменять теплопередачу всех присоединенных к ней приборов при изменении температуры и расхода теплоносителя в системе.

Разрегулирование системы может быть вертикальным или горизонтальным. Под вертикальным разрегулированием понимается несоответствие изменения теплопередачи приборов нижних и верхних этажей при изменении параметров теплоносителя в системе или нарушении ее структуры.

Под горизонтальным разрегулированием понимается непропорциональность изменения теплопередачи отдельных приборов, расположенных на одном и том же уровне, но на разных стояках (например, на одном этаже здания).

Увеличение или уменьшение количества воды в отдельных элементах системы, непропорциональное общему расходу, является показателем гидравлического разрегулирования системы. Однако относительное увеличение расхода воды через какой-либо отопительный прибор нельзя считать большим недостатком, так как можно прикрыть регулировочный кран у этого прибора и уменьшить расход воды. Большим недостатком является уменьшение количества воды по сравнению с расчетным расходом, так как в этом случае в помещении может понизиться температура воздуха.

Показателем гидравлической устойчивости системы при качественном регулировании является отношение расхода воды при переменном режиме к расчетному расходу, равное единице, для любого участка системы.

Для большей гидравлической устойчивости необходимо предусматривать следующие мероприятия:

а) ответвления с переменной тепловой нагрузкой отопительных приборов присоединять по возможности ближе к главному стояку; в этом случае разрегулирование системы будет меньшим;

б) магистрали проектировать с меньшей потерей давления, а стояки — с большей;

в) регулировочные краны у приборов принимать с большим гидравлическим сопротивлением. Однако установка таких кранов возможна лишь при двухтрубных системах с насосной циркуляцией и приводит к лишнему расходу энергии для перекачки циркулирующей воды.

Естественное циркуляционное давление от охлаждения воды в приборах и трубах отопительных систем зданий (особенно зданий повышенной этажности) может достигать такой величины, которая существенно влияет на гидравлическую устойчивость систем.

Так, естественное циркуляционное давление в **однотрубной** системе 16-этажного здания при расчетном перепаде температуры $t_r - t_o = 35^\circ$ составляет около 6000 Па (600 кгс/м²). При $t_n = 0^\circ$ С перепад температуры горячей и обратной воды вместо расчетного $t_r - t_o = 35^\circ$ становится равным 17° , а естественное циркуляционное давление равно 3000 Па (300 кгс/м²). При этом общее располагаемое циркуляционное давление в системе при $\Delta p_n = 10\,000$ Па уменьшится до $(10\,000 + 3000) : (10\,000 + 6000) = 0,81$ от расчетного и относительный расход воды в системе составит $\bar{G} = 0,9$.

В такой же системе, обслуживающей двухэтажное здание, естественное циркуляционное давление в расчетных условиях равно 750 Па (75 кгс/м²) и при 0° 375 Па (38 кгс/м²).

Общее располагаемое циркуляционное давление в системе при 0° составит $(10\,000 + 375) : (10\,000 + 750) = 0,965$ расчетного и $\bar{G} = 0,98$ расчетного расхода.

Изменение расхода воды в однотрубной системе сказывается в наибольшей степени на тепловой устойчивости последних (по ходу воды) отопительных приборов на стояке или в горизонтальной ветви. Таким образом, при качественном регулировании гидравлическая устойчивость однотрубных систем уменьшается с увеличением этажности здания.

В то же время гидравлическая устойчивость однотрубных систем при отключении отдельных отопительных приборов в многоэтажных зданиях выше, чем в малоэтажных. Так, если в двухэтажном здании закрыть краны у приборов верхнего этажа, вода с температурой, равной температуре воды в подающей магистрали, пойдет непосредственно в приборы нижнего этажа и вызовет значительное перегревание этих помещений. В шестиэтажном здании при выключенных приборах верхнего этажа перегревание помещений нижних этажей значительно меньше, чем в двухэтажном здании.

В **двухтрубной** системе водяного отопления поэтажное естественное циркуляционное давление, возникающее от охлаждения воды в отопительных приборах, изменяется в течение отопительного сезона неравномерно. Если, например, принять давление, создаваемое насосом, $\Delta p_n = 10\,000$ Па, а естественное циркуляционное давление для приборов первого этажа $\Delta p_{e\text{ пр}}^1 = 700$ Па и для приборов десятого этажа $\Delta p_{e\text{ пр}}^{10} = 7000$ Па, то в условиях Москвы при $t_n = 0^\circ$ С общее давление уменьшится для приборов первого этажа до $[10\,000 + (700 : 2)] : (10\,000 + 700) = 0,967$, а для приборов десятого этажа до $[10\,000 + (7000 : 2)] : (10\,000 + 7000) = 0,795$ расчетного.

Следовательно, в двухтрубных системах водяного отопления при повышении температуры наружного воздуха против расчетной происходит существенное вертикальное гидравлическое разрегулирование.

При установке крана КРД (см. § 31) с большим гидравлическим сопротивлением изменение естественного циркуляционного давления от охлаждения воды в приборах играет незначительную роль. При этом соответственно повышается гидравлическая и тепловая устойчивость двухтрубных систем водяного отопления.

Как известно, в двухтрубных системах вода из стояка к приборам отдельных этажей подводится параллельно; в вертикальных же однотрубных системах вода, циркулирующая по стояку, проходит последовательно через все приборы, расположенные на данном стояке.

Следовательно, в вертикальных однотрубных системах «поэтажное» разрегулирование приборов значительно меньше, чем в двухтрубных. Это способствует более равномерной теплопередаче приборов в период отопительного сезона.

1. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ РАЗРЕГУЛИРОВАНИЕ ПРИ НАРУШЕНИИ СТРУКТУРЫ СИСТЕМЫ

Рассмотрим расчетный режим работы системы отопления при одинаковом количестве воды, циркулирующей в ответвлениях.

К главному стояку системы присоединены три ответвления (рис. IX.11, а), удельные потери давления в каждом ответвлении составляют 18 000 Па (1800 кгс/см²), удельная потеря давления в главном стояке равна 10 000 Па (1000 кгс/м²).

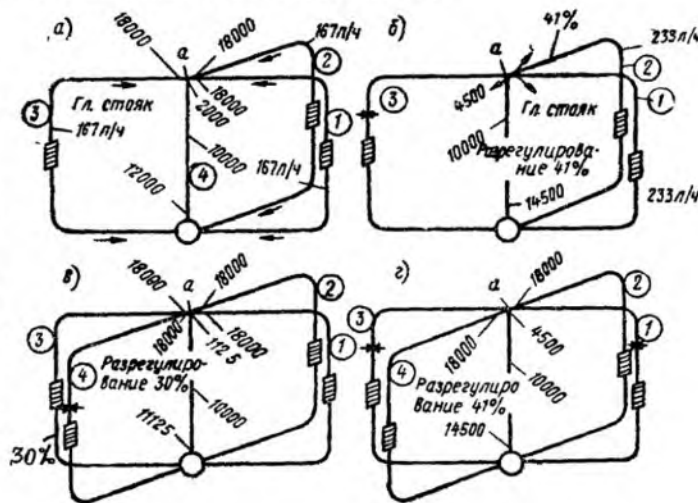


Рис. IX.11. Разрегулирование систем отопления с тупиковым движением воды

а и б — с тремя ответвлениями соответственно при расчетных условиях и выключенном ответвлении; в и г — с четырьмя ответвлениями соответственно при выключенном ответвлении 4 и выключенных ответвлениях 1 и 3

При этом общая подача насоса $L_n = 0,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ или расход воды около 500 кг/ч.

Будем перемещать единицу расхода по ответвлениям 1, 2 и 3.

Ввиду одинаковых удельных потерь давления в этих ответвлениях удельную потерю давления в узловом сечении а получим, используя уравнение (IX.27):

$$\Sigma \bar{\Delta}_a = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}} \right)^2} = \frac{18\,000}{9} = 2000 \text{ Па} (\approx 200 \text{ кгс/м}^2).$$

Удельная потеря давления всей системы отопления составит: $\Sigma \bar{S}_{\text{сист}} = 2000 + 10\,000 = 12\,000$ Па (1200 кгс/м²).

Рассмотрим разрегулирование при выключенном ответвлении 3 (рис. IX.11, б). В этом случае в ответвлениях 1 и 2 будет одинаковый расход воды $G_1 = G_2$.

Так как удельные сопротивления ответвлений 1 и 2 одинаковы, то их частное равно

$$C_1 = \frac{\bar{S}_{y_{ч1}}}{\bar{S}_{y_{ч2}}} = \frac{18\,000}{18\,000} = 1,$$

а коэффициент расхода:

$$\beta_1 = \frac{1}{1 + \sqrt{C_1}} = \frac{1}{1 + \sqrt{1}} = 0,5.$$

Удельное сопротивление ответвлений 1 и 2 составит:

$$\Sigma \bar{S}_a = \bar{S}_{y_{ч1}} \beta_1^2 = 18\,000 \cdot 0,5^2 = 4500 \text{ Па } (\approx 450 \text{ кгс/м}^2).$$

Прибавляя удельное сопротивление главного стояка, получим удельное сопротивление всей системы:

$$\Sigma \bar{S}_a = 4500 + 10\,000 = 14\,500 \text{ Па } (\approx 1450 \text{ кгс/м}^2)$$

против $\Sigma \bar{S} = 12\,000$ Па при циркуляции воды во всех трех ответвлениях.

Полагая в качестве приближения, что мощность на валу насоса остается постоянной и пропорциональной кубу объема, новую подачу насоса получим из равенства:

$$12\,000 \cdot 0,5^3 = 14\,500 (L'_n)^3.$$

откуда

$$L'_n = 0,47 \text{ м}^3/\text{ч} \approx 470 \text{ кг/ч}.$$

Расход воды в каждом ответвлении составит:

$$G_1 = G_2 = 0,5 \cdot 470 = 235 \text{ кг/ч},$$

тогда как при расчетном режиме (т. е. при работе насоса на три ответвления) расход будет равен $\frac{500}{3} = 167$ кг/ч.

Гидравлическое разрегулирование в ответвлениях 1 и 2 будет составлять:

$$y_1 = y_2 = \frac{235}{167} - 1 = +0,41, \text{ т. е. } +41\%.$$

Допустим, что система отопления состоит из главного стояка и четырех ответвлений (рис. IX.11, в), тогда получим удельную потерю давления в узловом сечении а:

$$\begin{aligned} \Sigma \bar{S}_a &= \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}} + \frac{1}{\sqrt{18\,000}} \right)^2} = \\ &= \frac{18\,000}{16} = 1125 \text{ Па } (112,5 \text{ кгс/м}^2). \end{aligned}$$

Удельная потеря давления во всей системе составит:

$$\Delta \bar{S}_{\text{сист}} = 10\,000 + 1125 = 11\,125 \text{ Па } (1112,5 \text{ кгс/м}^2).$$

При выключенном одном ответвлении 4 система будет работать по схеме (рис IX 11, а), в которой останутся три ответвления.

Находим частное:

$$\left(\frac{11\,125}{12\,000} \right)^{1/3} = 0,975.$$

Общая подача насоса

$$L_n^* = 0,975 \cdot 500 = 487,5 \text{ кг/ч}$$

и расход в каждом ответвлении

$$487,5 : 3 = 162,5 \text{ кг/ч}$$

против расчетного расхода $500 : 4 = 125 \text{ кг/ч}$.

Разрегулирование системы составит:

$$\frac{162,5}{125} - 1 = 0,30, \text{ т. е. } 30\%.$$

При четырех ответвлениях в системе и выключенных двух ответвлениях (рис. IX.11, *е*), получим то же разрегулирование, что и на рис. IX.11, *б*, т. е. равное $+41\%$.

На основании проведенного расчета можно сделать вывод, что чем больше число ответвлений в системе с тупиковой циркуляцией воды, тем меньше гидравлическое разрегулирование системы при выключении одного из ответвлений.

Рассмотрим гидравлическое разрегулирование системы при выключении отдельных ее стояков.

Имеется система водяного отопления, состоящая из трех стояков, кроме главного стояка, и при работе насоса на холодной воде (т. е. без естественного циркуляционного давления) в каждом из этих стояков циркулирует одинаковое количество воды:

$$G_1 = G_2 = G_3 = 333 \text{ кг/ч.}$$

Удельные потери давления в отдельных участках и стояках указаны в верхней и нижней частях системы (рис. IX.12, *а*).

Сначала найдем удельные потери давлений при расчетном расходе воды, циркулирующей в стояках системы.

Находим частное:

$$C_1 = \frac{\bar{S}_{\text{уч}_1}}{\bar{S}_{\text{уч}_2}} = \frac{22\,000}{22\,000} = 1;$$

$$\beta = 0,5.$$

Удельная потеря давления в сечении *а* составит:

$$\Sigma \bar{S}_a = 22\,000 \beta^2 = 5500 \text{ Па } (\approx 550 \text{ кгс/м}^2).$$

Прибавляя удельные потери в участке *б*, получим удельную потерю давления в сечении *б*:

$$\Sigma \bar{S}_b = 5500 + 2400 = 7900 \text{ Па } (\approx 790 \text{ кгс/м}^2) \text{ и т. д.}$$

Удельную потерю давления в третьем стояке найдем из условия, что $\beta_2 = 1/3$, т. е. чтобы расход в нем был равным $1/3$ общего расхода воды, циркулирующей в системе отопления:

$$\frac{1}{3} = \frac{1}{1 \pm \sqrt{C_2}} C_2 = 4.$$

$$C_2 = \frac{\bar{S}_{\text{уч}_3}}{7900}.$$

тогда

$$\bar{S}_{\text{уч}_3} = 31\,600 \text{ Па } (\approx 3160 \text{ кгс/м}^2).$$

Удельная потеря давления в сечении a составит:

$$\Sigma \bar{S}_B = 31\,600 \beta_2^2 = 31\,600 \frac{1}{3^2} = 3510 \text{ Па } (\approx 351 \text{ кгс/м}^2).$$

Прибавляя удельные потери давления в участке b и в главном стояке, получим удельную потерю давления во всей системе:

$$\Sigma \bar{S}_{\text{сист}} = 3510 + 1000 + 3000 = 7510 \text{ Па } (\approx 751 \text{ кгс/м}^2),$$

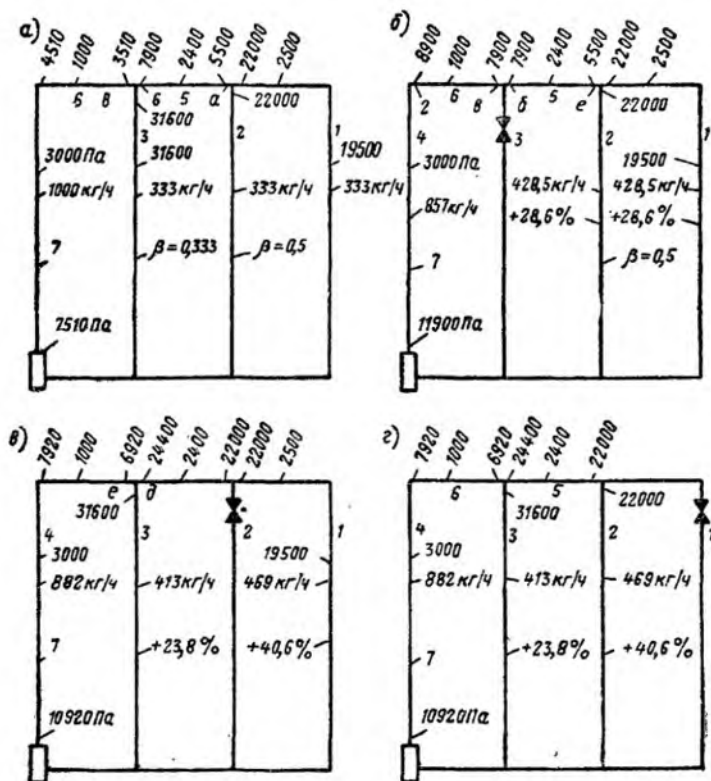


Рис. IX.12. Регулирование системы отопления с тупиковым движением воды, состоящей из трех стояков, при различных режимах действия системы

a — при расчетном режиме; $б$ — при выключенном стояке 3; $в$ — при выключенном стояке 2; $г$ — при выключенном стояке 1

Расход насоса $G_n = 1$ т/ч распределяем по пути от насоса к дальним участкам, учитывая, что коэффициенты расхода относятся к участкам, потеря давления в которых находится в числителе дроби:

$$C_2 = \frac{31\,600}{7900} = 4,$$

Находим коэффициент расхода:

$$\beta_2 = \frac{1}{1 + \sqrt{C_2}} = \frac{1}{3}$$

и расход воды в третьем стояке:

$$G_3 = \Sigma G \beta_2 = 1 \frac{1}{3} = \frac{1}{3} \text{ т/ч} = 333 \text{ кг/ч}.$$

Расход в участке b :

$$G_b = \Sigma G - G_3 = 1 - \frac{1}{3} = \frac{2}{3} \text{ т/ч} = 666 \text{ кг/ч}.$$

Наконец, расход G_5 распределяем по участкам 1 и 2, удельные потери давлений в которых одинаковы $\bar{S}_{уч_1} = \bar{S}_{уч_2} = 22\ 000$ Па (≈ 2200 кгс/м²), тогда получим.

$$G_2 = G_1 = 666 \cdot 0,5 = 333 \text{ кг/ч.}$$

Таким образом, получим одинаковые расходы при расчетном режиме работы системы

Произведем расчет переменных режимов действия системы.

Вариант первый. Выключен стояк 3 системы с тремя стояками (рис. IX 12, б) Так как удельные потери давления в стояках 1 и 2 остались неизменными, то все удельные потери давления до сечения б остались также неизменными.

Удельная потеря давления в сечении б осталась такой же, как и в расчетном режиме — $\Sigma \bar{S}_б = 7900$ Па (≈ 790 кгс/м²).

Удельная потеря давления в сечении г:

$$\Sigma \bar{S}_г = 7900 + 1000 = 8900 \text{ Па (890 кгс/м}^2\text{),}$$

Удельная потеря давления во всей системе будет равна:

$$\Sigma \bar{S}_{сист} = 8900 + 3000 = 11\ 900 \text{ Па (} \approx 1190 \text{ кгс/м}^2\text{) вместо}$$

$$7510 \text{ Па (} \approx 751 \text{ кгс/м}^2\text{) при расчетном режиме работы системы.}$$

Принимая условно мощность, потребляемую насосом, и его к. п. д. неизменными, находим частное:

$$\left(\frac{7510}{11900} \right)^{1/3} = 0,857.$$

Следовательно, общий расход воды в системе составит:

$$1 \cdot 0,857 = 0,857 \text{ т/ч} = 857 \text{ кг/ч.}$$

Так как $\bar{S}_{уч_1} = \bar{S}_{уч_2}$, то

$$G_1 = G_2 = \frac{857}{2} = 428,5 \text{ кг/ч.}$$

Разрегулирование в стояках системы составит:

$$\frac{428,5}{333} - 1 = 0,286, \text{ т. е. } 28,6\%.$$

Вариант второй. Выключен стояк 2 (рис. IX 12, в), удельная потеря давления в сечении д $\Sigma \bar{S}_д = 24000$ Па (≈ 2440 кгс/м²).

По стояку 3 удельная потеря давления осталась такой же, как и при расчетном режиме работы системы.

$\bar{S}_{уч_3} = 31\ 600$ Па (≈ 3160 кгс/м²).

Находим частное C и коэффициент расхода β :

$$C = \frac{31\ 600}{24\ 400} = 1,295; \quad \beta = \frac{1}{1 + \sqrt{1,295}} = 0,468$$

Удельная потеря давления в сечении е:

$$\Sigma S_e = 31\ 600 \cdot 0,468^2 = 6920 \text{ Па (692 кгс/м}^2\text{),}$$

Общий расход воды, подаваемой насосом:

$$\Sigma G = 1000 \left(\frac{7510}{10920} \right)^{1/3} = 882 \text{ кг/ч,}$$

Расход воды в стояке 3:

$$G_3 = 882 \beta = 882 \cdot 0,468 = 413 \text{ кг/ч.}$$

Разрегулирование в стояке 3:

$$\frac{413}{333} - 1 = 0,238, \text{ т. е. } + 23,8\%.$$

Расход в стояке 1:

$$G_1 = 882 - 413 = 469 \text{ кг/ч.}$$

Разрегулирование в стояке 1:

$$\frac{469}{333} - 1 = 0,406, \text{ т. е. } + 40,6\%.$$

Вариант третий. Выключен стояк 1 (рис. IX.12, г). Находим частное C и коэффициент расхода β :

$$C = \frac{31\,600}{24\,400} = 1,295; \quad \beta = \frac{1}{1 + \sqrt{1,295}} = 0,468.$$

Гидравлическое разрегулирование в стояке 3 равно $+23,8\%$ и в стояке 2 составляет $+40,6\%$.

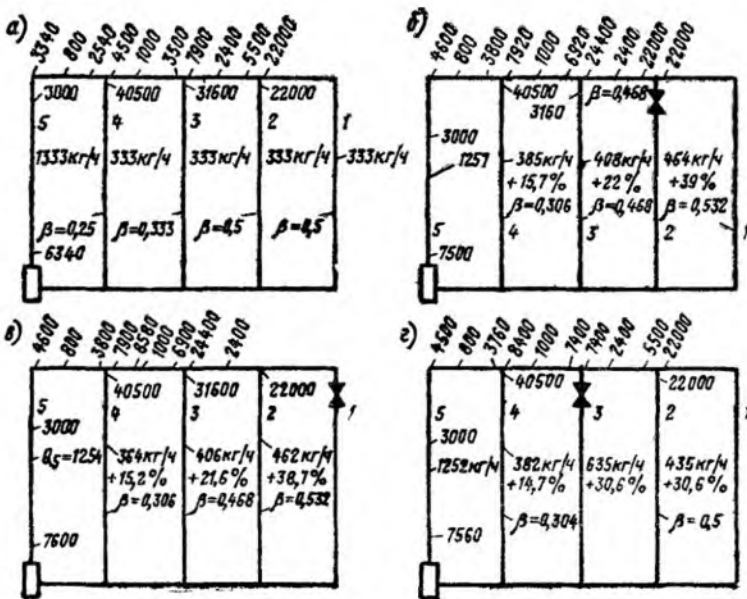


Рис. IX.13. Разрегулирование системы отопления с тупиковым движением воды, состоящей из четырех стояков, при различных режимах действия системы

a — при расчетном режиме; *б* — при выключенном стояке 2; *в* — при выключенном стояке 1; *г* — при выключенном стояке 3

Принимаем систему с четырьмя стояками (кроме главного стояка) (рис. IX.13, а). Стояк 4 подбираем с такой удельной потерей давления, чтобы в нем был расчетный расход, равный расходу в остальных стояках: $\bar{S}_{уч} = 40\,500 \text{ Па}$ ($\approx 4050 \text{ кгс/м}^2$). Гидравлическое разрегулирование при выключении отдельных стояков указано на рис. IX.13, б, в, г.

На основании сравнения результатов расчетов можно сделать вывод, что чем больше число стояков в системе отопления с тупиковой циркуляцией воды, тем больше ее гидравлическая устойчивость.

2. ТЕПЛОВОЕ РАЗРЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОДНОТРУБНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ОТКЛЮЧЕНИИ ОТДЕЛЬНЫХ СТОЯКОВ

Наряду с гидравлическим разрегулированием происходит и тепловое разрегулирование системы отопления.

Для системы из трех стояков (см. рис IX.12, з) при закрытом кране на стояке 1 получено наибольшее гидравлическое разрегулирование для стояка 2, равное +40,6%.

В связи с таким увеличением количества воды, циркулирующей в отопительных приборах, произойдет увеличение теплопередачи приборов. При этом получится меньший перепад температуры воды в стояке:

$$\Delta t_{ст} = \frac{95 - 70}{1 + 0,406} = 17,8^\circ$$

против $\Delta t_{ст} = 25^\circ$ при расчетном режиме работы системы.

Средняя температура воды в приборах будет равна:

$$t_{ср} = \frac{95 + 95 - 17,8}{2} = 86,1^\circ \text{С}$$

и перепад температуры воды и воздуха в помещениях составит $\Delta t_{ср} = 86,1 - 18 = 68,1^\circ \text{С}$ против расчетного перепада $\Delta t_{ср} = 64,5^\circ \text{С}$. Следовательно, увеличится теплопередача отопительных приборов:

$$\frac{68,1}{64,5} - 1 = 0,056, \text{ т. е. на } 5,6\%.$$

При этом расчете пренебрегаем незначительным увеличением коэффициента теплопередачи отопительных приборов и некоторым увеличением теплотерь в связи с повышением $t_{в}$.

При $t_{ср} = 86,1^\circ > (95 + 70) : 2 = 82,5^\circ \text{С}$ уменьшится естественное циркуляционное давление, поэтому увеличение теплопередачи отопительных приборов будет меньше 5,6%.

Например, для пятиэтажного здания при $\Delta t_{ср} = 25^\circ$ естественное циркуляционное давление составляет $\Delta p_e = 1065 \text{ Па}$ ($108,8 \text{ кгс/м}^2$).

Если $\Delta t_{ср} = 17,8^\circ$, то естественное циркуляционное давление будет равно:

$$\Delta p'_e = 1065 \frac{17,8}{25} = 760 \text{ Па} (77,5 \text{ кгс/м}^2).$$

Разность естественных циркуляционных давлений составит:

$$1065 - 760 = 305 \text{ Па} (31,3 \text{ кгс/м}^2).$$

Итак, при закрытом стояке 1 за счет увеличения расхода циркулирующей воды в стояке 2 должна повыситься теплопередача отопительных приборов на 5,6%, но при этом уменьшится естественное циркуляционное давление, вследствие чего уменьшится количество циркулирующей воды, а следовательно, снизится теплопередача приборов. Другими словами, в однотрубной вертикальной системе с верхней разводкой происходит полезное саморегулирование теплопередачи отопительных приборов.

3. НАДЕЖНОСТЬ СИСТЕМ ПРИ ЦЕНТРАЛЬНОМ КАЧЕСТВЕННОМ РЕГУЛИРОВАНИИ

Рассмотрим способ определения разрегулирования систем при центральном качественном регулировании с помощью безразмерных характеристик. Для отопительных систем можно найти оптимальные сочетания температуры подаваемой воды и располагаемого циркуляционного давления, обеспечивающие их надежность. При этом для оценки надежности выбирают отношение теплопередачи 1 экм прибора в конечной точке стояка к теплопередаче 1 экм прибора в начальной точке $\frac{q_{к}}{q_{н}}$.

Сопоставление переменной величины этого соотношения в условиях действующего графика центрального качественного регулирования с переменным (в течение отопительного сезона) соотношением теплотребления верхнего и нижнего этажей здания показывает степень надежности системы и позволяет выбрать рациональное с этой точки зрения располагаемое циркуляционное давление в вертикальной однотрубной системе отопления. Величину $q_{\text{к}}/q_{\text{н}}$ можно определить при расчетах переменного режима работы системы методами математического моделирования. Однако такие расчеты дают только частные численные решения для конкретных случаев.

Решение с помощью безразмерных характеристик сводится к использованию двух графиков — для определения теплового (рис. IX.14) и гидравлического (рис. IX.15) разрегулирования системы.

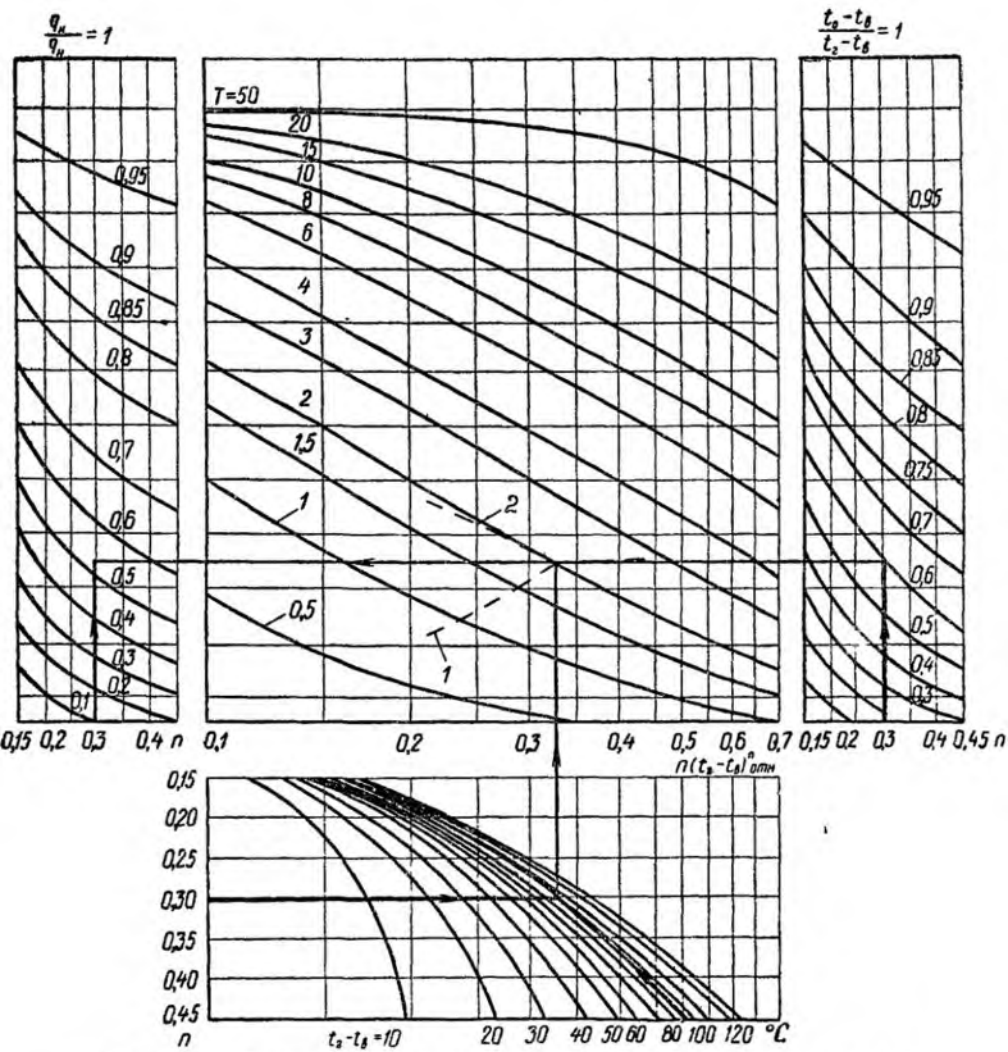


Рис IX.14. Определение теплового разрегулирования системы отопления

Эти графики составлены с использованием двух безразмерных характеристик:

гидравлической характеристики Γ

$$\Gamma = \frac{\Delta p_e}{\Delta p_n + \Delta p_e} \quad (IX.30)$$

где Δp_e — естественное циркуляционное давление системы при расчетной температуре подаваемой и обратной воды;

Δp_n — насосное циркуляционное давление в системе;

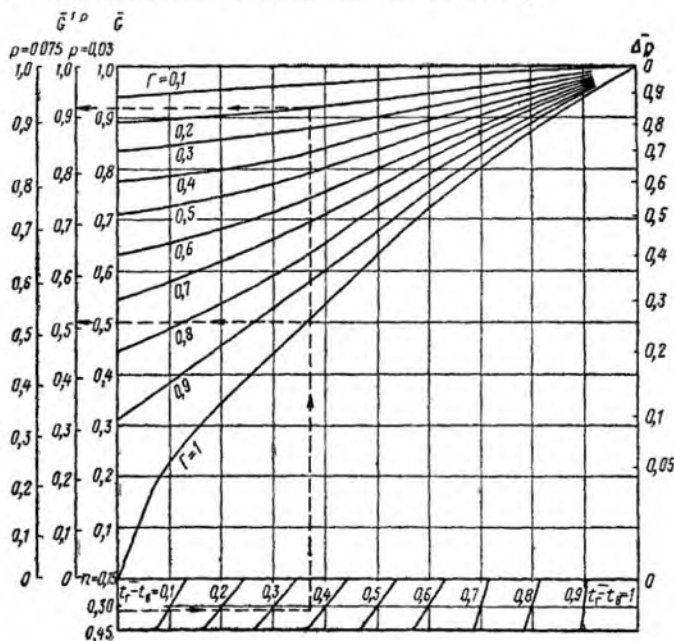


Рис. IX.15. Определение гидравлического регулирования системы отопления

тепловой характеристики T

$$T = \frac{\Delta t_{cp} \cdot \Delta t_{cp.отн}^n}{t_r - t_o} = \frac{n}{64,5^n [(t_o - t_B)^{-n} - (t_p - t_B)^{-n}]}, \quad (IX.31)$$

где Δt_{cp} — средний температурный напор приборов по высоте системы;

$$\Delta t_{cp} = \left[\frac{n(t_r - t_o)}{(t_o - t_B)^{-n} - (t_r - t_B)^{-n}} \right]^{\frac{1}{1+n}}; \quad (IX.32)$$

$\Delta t_{cp.отн}$ — средний относительный температурный напор приборов:

$$\Delta t_{cp.отн} = \frac{\Delta t_{cp}}{64,5^\circ}$$

n — показатель степени, характеризующий зависимость теплопередачи приборов от температурного напора [см формулу (III.31)].

Величина T характеризует тепловое состояние отдельных стояков

(или горизонтальных ветвей однотрубных систем или приборов двухтрубных систем) при постоянном расходе протекающей по ним воды ($G = \text{const}$)

$$T' = T \bar{G}^{1-p}, \quad (\text{IX.33})$$

где \bar{G} — относительный расход воды в стояке (или приборе) по отношению к расходу воды при расчетных условиях;

p — показатель степени, характеризующий изменение теплопередачи прибора от расхода воды [см. формулу (III.31)].

Гидравлическое разрегулирование систем оценивается по графику величиной \bar{G} , определяемой на основании известной характеристики Γ и относительного начального температурного напора в системе ($\bar{t}_r - t_b$), причем

$$(\bar{t}_r - t_b) = \frac{t'_r - t_b}{t_r - t_b}. \quad (\text{IX.34})$$

Тепловое разрегулирование оценивается по графику на рис. IX.14 величиной $\left(\frac{\bar{q}_K}{q_H}\right)$ в зависимости от характеристик T и T' , величин ($t_r - t_b$) и ($t'_r - t_b$) и показателя n , причем

$$\left(\frac{\bar{q}_K}{q_H}\right) = \frac{q'_K / q'_H}{q_K / q_H}.$$

Поясним на примере возможность определения разрегулирования систем с помощью графиков.

Пример IX.7. Определить степень вертикального разрегулирования в эксплуатационных условиях двух стояков, действующих в различных однотрубных системах: стояк 1 — в системе с естественной циркуляцией $\Gamma = 1$, стояк 2 — в системе с насосной циркуляцией $\Gamma = 0,2$. Обе системы радиаторные с верхней подачей воды [$n = 0,32$; $p = 0,03$ — см формулу (III.38)], обслуживают 12-этажные жилые здания; $t_b = 18^\circ \text{C}$; t_r изменяется от 105 до 70 $^\circ \text{C}$. Подача тепла производится по графику центрального качественного регулирования.

Расчетные данные по каждому стояку и результаты расчета приведены в табл. IX.4.

Таблица IX.4

Расчет вертикального разрегулирования стояков

№ стояка	Расчетные условия					Эксплуатационные условия					
	$t_p - t_b = 105 - 18 = 87^\circ$					$t'_p - t_b = 50 - 18 = 32^\circ$					
	$t_p - t_o$	Δt_{cp}	Γ	T	$\frac{q_K}{q_H}$	$(\bar{t}_r - t_b)$	\bar{G}	\bar{G}^{1-p}	T'	$\frac{q'_K}{q'_H}$	$\left(\frac{\bar{q}_K}{q_H}\right)$
1	105—70	69,5	1	2	0,505	0,365	0,5	0,51	1,02	0,39	0,77
2	105—70	69,5	0,2	2	0,505	0,365	0,915	0,915	1,83	0,57	1,13

В соответствии с зависимостью (IX.31)

$$T = \frac{0,32}{64,5^{0,32} [(70 - 18)^{-0,32} - (105 - 18)^{-0,32}]} = 2.$$

Ход определения $\frac{q_k}{q_n}$ и $\frac{t_o - t_b}{t_r - t_b}$ при $t_r - t_b = 87^\circ$, $T = 2$ и $n = 0,32$ представлен на рис. IX.14; ход определения \bar{G} и \bar{G}^{1-p} при $(t_r - t_b) = \frac{50 - 18}{105 - 18} = 0,365$, $n = 0,32$, $p = 0,03$ — на рис. IX.15.

По полученным данным можно сделать вывод, что в стояке системы с естественной циркуляцией ($\Gamma = 1$) при $t_r = 50^\circ \text{C}$ относительная (по отношению к приборам верхнего этажа) теплопередача приборов нижнего этажа уменьшится на 23%, а в стояке с принудительной циркуляцией ($\Gamma = 0,2$), напротив, возрастет на 13%.

Таблица IX.5

Значения рекомендуемых гидравлических характеристик $\Gamma_{\text{рек}}$ для однотрубных систем водяного отопления при верхней подаче воды

Расчетная температура подаваемой в систему воды $t_r, ^\circ\text{C}$	n	$\Gamma_{\text{рек}}$
95—110	0,15—0,25	0,35
95—110	0,3—0,35	0,6
115—120	0,15—0,25	0,4
115—120	0,3—0,35	0,75
125—130	0,15—0,25	0,5
95—130	0,4—0,45	0,8

Для любой системы и для любых ее параметров можно подобрать такое значение характеристики Γ , при котором относительная теплопередача последних по ходу воды приборов при центральном качественном регулировании будет неизменной или будет изменяться в нужном направлении.

Расчеты показывают, что $\frac{q_k}{q_n}$ для вертикальных однотрубных систем при центральном качественном регулировании неизменно при значениях $\Gamma_{\text{рек}}$, определяемых по табл. IX.5.

В некоторых случаях в процессе качественного регулирования желательно иметь не постоянные, а изменяющиеся определенным образом значения $\frac{q_k}{q_n}$, например при отоплении жилых зданий, не имеющих организованного притока воздуха. В этом случае в связи с особенностями распределения инфильтрации наружного воздуха по этажам в различные периоды отопительного сезона изменяется соотношение теплопотребности нижних и верхних этажей с изменением температуры наружного воздуха. С учетом этого в таких зданиях при верхней подаче воды желательно иметь уменьшающееся при понижении t_r значение $\frac{q_k}{q_n}$. Следовательно, значения характеристики Γ , приведенные в табл. IX.5 для верхней подачи воды, должны возрасти.

Зная рекомендуемые значения Γ , высоту системы и температуру подаваемой воды t_r , можно выбрать оптимальное циркуляционное давление в системе Δp по рис. IX.16.

Так, для системы высотой 60 м при расчетной температуре подаваемой и обратной воды $105-70^\circ \text{C}$, $n = 0,2$ и верхней подаче воды (средняя температура воды в восходящем стояке 105°C , нисходящем $\frac{105+70}{2} = 87,5^\circ \text{C}$) находим по табл. IX.5 $\Gamma_{\text{рек}} = 0,35$ и по номограмме на рис. IX.16 определяем, что рекомендуемое циркуляционное давление равно 20 000 Па (2000 кгс/м²) и насосное давление 20 000—7000 = 13 000 Па (1300 кгс/м²).

Насосное циркуляционное давление для вертикальных однотрубных систем с опрокинутой циркуляцией воды обычно зависит от условий прогрева стояков при запуске системы, определяемых следующей зависимостью:

$$\Delta p_{ст} > (\rho_x - \rho_r) g h_{ст}, \quad (IX.35)$$

где $\Delta p_{ст}$ — потеря давления в стояке, Па;

ρ_r — плотность воды в отопительном стояке при расчетной температуре, кг/м³;

ρ_x — плотность холодной воды, кг/м³;

$h_{ст}$ — высота стояка, м.

На основании уравнения (IX.35) определяется минимально допустимая потеря давления в стояках и с учетом этой величины назнача-

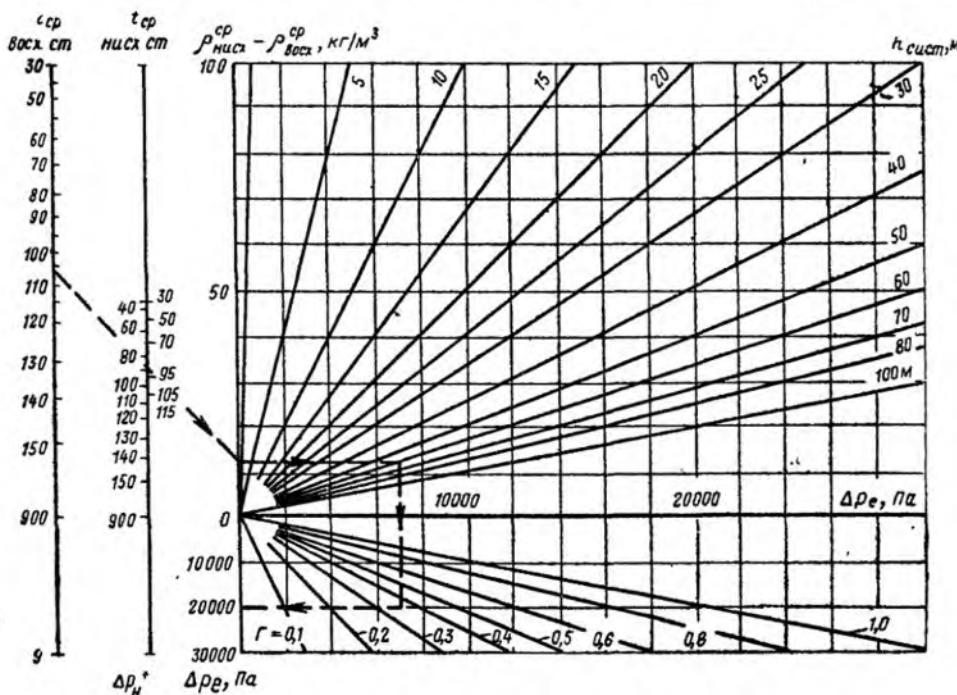


Рис. IX.16. Определение оптимального значения циркуляционного давления в системе отопления

ется минимально допустимое насосное циркуляционное давление в системе. Рассчитанное таким образом насосное циркуляционное давление является, как правило, оптимальным по условию надежности системы при центральном качественном регулировании.

4. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ И ТЕПЛОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ДВУХТРУБНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Система с верхней разводкой. Потеря давления при естественной циркуляции воды через отопительный прибор нижнего этажа (рис. IX.17, а) стояка двухтрубной системы отопления указана в табл. IX.6.

$$\Sigma(RI + Z) = 100,4 \text{ Па} (10,13 \text{ кгс/м}^2).$$

Таблица IX.6

Потеря давления при циркуляции воды через прибор первого этажа
в двухтрубной системе водяного отопления

№ участка	Q		G, кг/ч	d, мм	l, м	Σ ζ	w, м/с	p _д , Па	R, Па/м	RI, Па	Z, Па	R _г + Z		
	Вт	ккал/ч										Па	кгс/м ²	
1	725	625	25	20	1,3	5,5	0,02	0,2	0,54	0,7	1,1	1,8	0,18	
2	2900	2500	100	20	5,8	5	0,077	2,94	5,4	31,3	14,7	46	4,69	
3	2900	2500	100	20	4	2	0,077	2,94	5,4	21,6	5,9	27,5	2,8	
4	1450	1250	50	15	1,3	2	0,072	2,65	7,35	9,6	5,3	14,9	1,52	
5	755	652	25	15	1,3	12,5	0,03	0,618	2,2	2,45	7,75	10,2	0,94	
												(RI + Z) = 100,4		10,13

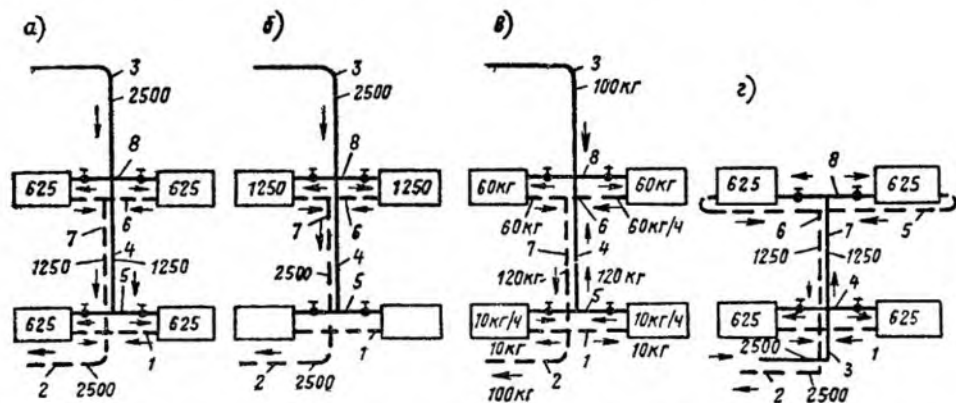


Рис. IX 17. Схема к определению потерь давления в стояках двухтрубной системы водяного отопления с верхней и нижней разводками при различных режимах действия системы

а — при расчетном режиме, б — при циркуляции воды только через приборы верхнего этажа; в — при обратной циркуляции воды в приборах нижнего этажа, г — при нижней разводке

Для циркуляции воды через расчетные участки прибора второго этажа располагаемое циркуляционное давление равно увеличению естественного циркуляционного давления по сравнению с прибором первого этажа

$$\Delta p_e = 2,8 \cdot 156 = 437 \text{ Па (44,5 кгс/м}^2\text{)}.$$

Плюс потери давления в участках 1, 4 и 5, т е

$$\Delta p_p^{\text{II}} = 437 + 1,8 + 14,9 + 10,2 = 462,9 \text{ Па (47,14 кгс/м}^2\text{)}.$$

Новыми являются три расчетных участка (6, 7 и 8) Потеря давления в них согласно табл IX 7 составляет:

$$(RI + Z) = 48,7 < 462,9 \text{ Па}$$

или

$$(RI + Z) = 4,98 < 47,14 \text{ кгс/м}^2$$

Разницу давлений 414,2 Па (42,16 кгс/м²) следует погасить кранами двойной регулировки, установленными на подводках к отопительным приборам второго этажа В противном случае увеличится количество воды, циркулирующей не только через приборы данного этажа, но и во всей системе отопления

Предположим, что все стояки системы нагружены отопительными приборами такой

Таблица IX.7

**Потеря давления при циркуляции воды через прибор второго этажа
в двухтрубной системе водяного отопления**

№ участ-ка	Q		G, кг/ч	d _в , мм	l, м	Σ ζ	w, м/с	ρ _д , Па	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl + Z	
	Вт	ккал/ч										Па	кгс/м ²
6	725	625	25	15	1,3	5,5	0,036	0,618	2,16	2,8	3,4	6,2	0,64
7	1450	1250	50	15	2,8	5	0,072	2,65	7,35	20,6	13,2	33,8	3,45
8	725	625	25	15	1,3	9,5	0,036	0,618	2,16	2,8	5,9	8,7	0,89
Σ (Rl + Z) = 48,7												4,98	

же мощности, как и в рассчитанном дальнем стояке системы отопления, а на приборах верхних этажей открыты все краны двойной регулировки

Так как для приборов второго этажа осталась неиспользованная разница давлений, то через эти приборы будет перемещаться большее количество воды

Случай, когда весь расход воды по стояку $G_{ст} = 100$ кг/ч будет циркулировать только через приборы верхнего этажа, будет самым неблагоприятным, так как вызовет максимальное понижение температуры воздуха в помещениях нижнего этажа.

Рассмотрим случай, когда в приборах нижних этажей имеется «опрокинутая» циркуляция, т. е. когда вода из обратной линии поступает в нижние радиаторные пробки (рис IX.17, в) и, охлаждаясь в радиаторах, поступает вверх по участку 4.

Если в участке 3 расход воды $G_3 = 100$ кг/ч, а в участке 4 циркулирует расход $G_4 = 20$ кг/ч, тогда в участках 6 и 8 расходы будут по 60 кг/ч, а в участке 7 будет циркулировать 120 кг/ч воды.

Потеря давления 263 Па (26,8 кгс/м²) при этом будет значительно меньше располагаемого давления 462,9 Па (47,14 кгс/м²).

Следовательно, приходим к заключению, что в двухтрубных системах с верхней разводкой в отопительных приборах нижних этажей может происходить опрокидывание циркуляции воды.

Таблица IX.8

**Потеря давления при циркуляции воды через прибор первого этажа
в двухтрубной системе водяного отопления с нижней разводкой**

№ участ-ка	Q		G, кг/ч	d _в , мм	l, м	Σ ζ	w, м/с	ρ _д , Па	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl + Z	
	Вт	ккал/ч										Па	кгс/м ²
1	725	625	25	15	1,3	5,5	0,036	0,618	2,16	2,8	3,4	6,2	0,64
2	2900	2500	100	20	5,8	6,7	0,077	2,94	5,4	31,3	19,6	50,9	5,19
3	2900	2500	100	20	6,3	3,7	0,077	2,94	5,4	34,0	10,8	44,8	4,56
4	725	625	25	15	1,3	11	0,036	0,618	2,16	2,8	6,8	9,6	0,89
Σ (Rl + Z) = 111,5												11,28	

Система с нижней разводкой При той же тепловой нагрузке отопительных приборов, как и при верхней разводке (рис. IX.17, в) получим $\Sigma(Rl + Z) = 111,5$ Па (11,28 кгс/м²) (табл. IX.8).

Для циркуляции воды через отопительные приборы второго этажа по сравнению с давлением для приборов первого этажа имеем большее располагаемое давление:

$$\Delta p_p^{\text{II}} = 2,8 (\rho_{70^\circ} - \rho_{95^\circ}) g + \Sigma(Rl + Z)_{1,4} = 452 \text{ Па (46 кгс/м}^2\text{)},$$

которое должно быть затрачено в четырех новых расчетных участках. Потери давления в этих участках составят:

$$\Sigma(Rl + Z) = 83,7 \text{ Па (8,5 кгс/м}^2\text{)},$$

т. е. значительно больше потерь в системе с верхней разводкой ($83,7 > 48,7$ Па).

Как видно из рис. IX.17, а, з. при расчете теплопровода к приборам вторых этажей происходит гашение дополнительного располагаемого давления:

а) при верхней разводке в трех участках (в вертикальном длиной, равной высоте этажа, и в двух горизонтальных подводках);

б) при нижней разводке в четырех участках (в двух вертикальных каждый длиной, равной высоте этажа, и также в двух горизонтальных подводках).

На основании изложенного приходим к важному выводу: при нижней разводке для приборов верхних этажей требуется меньшее дросселирование кранами на величину потерь в вертикальном участке длиной, равной высоте этажа, т. е. при эксплуатации систем водяного отопления с нижней разводкой уменьшается степень дросселирования кранами двойной регулировки.

Следовательно, двухтрубные системы водяного отопления с нижней разводкой имеют большую надежность действия, чем с верхней разводкой.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Константинова В. Е. Выбор располагаемого давления для однотрубных систем водяного отопления при центральном качественном регулировании. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1971, № 11.

Куранов И. Н. Качественное и количественно-качественное регулирование систем отопления. М., Госстройиздат, 1960.

§ 92. ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Печным отоплением могут быть оборудованы здания высотой не более двух этажей, предназначенные под жилые дома, общежития, поликлиники, амбулатории, аптеки, больницы, торговые и бытовые помещения промышленных предприятий, клубы, кинотеатры со зрительным залом до 200 мест, столовые, рассчитанные на 200 мест, а также бани с пропускной способностью до 50 человек в час.

Достоинства печного отопления: меньшая стоимость устройства по сравнению с другими видами отопления; малая затрата металла (на колосниковую решетку, дверцы, вьюшки, задвижки и каркас); возмож-

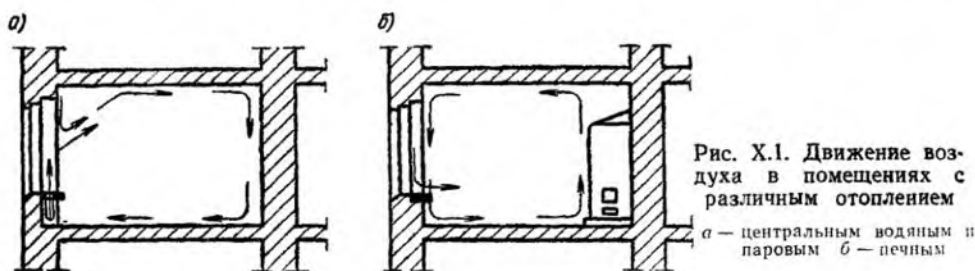


Рис. X.1. Движение воздуха в помещениях с различным отоплением
а — центральным водяным и паровым б — печным

ность использования местного топлива любого вида; сравнительно высокий коэффициент полезного действия.

Недостатки печного отопления: пожарная опасность; значительная затрата труда на топку печей; большие площади для хранения топлива и затруднительная его доставка, особенно в помещения верхних этажей; необходимость периодической чистки печи от золы и шлаков с неизбежным выделением при этом пыли; значительная площадь, занимаемая печью в помещении; неравномерность температуры воздуха в отапливаемом помещении в течение суток; опасность отравления окисью углерода (угарания) при неправильном уходе за печью и преждевременном закрытии задвижек у дымовой трубы.

Равномерная температура воздуха в течение суток обеспечивается правильным выбором типа печей и расположением их в плане здания или отдельной квартиры.

Конструкция печи должна обеспечивать большой прогрев нижней ее части для лучшего обогрева нижней зоны отапливаемого помещения.

На рис. X.1, а показано движение воздуха у наружных стен при центральном отоплении (в местах установки приборов). Теплые конвективные токи перемешиваются с холодными, идущими от окон.

При печном отоплении (рис. X.1, б) теплые конвективные токи под-

нимаются у поверхности печи, а охлажденные опускаются у противоположных наружных стен, поэтому происходит нежелательное понижение температуры воздуха у поверхности наружных стен. Однако это явление несколько сглаживается вследствие интенсивной циркуляции воздуха и за счет лучистого тепла, передаваемого от печи к наружным стенам.

§ 93. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЕЧЕЙ И ДЫМОВЫХ ТРУБ

По теплоемкости печи разделяются на *теплоемкие* (активный объем¹ не менее 0,2 м³, толщина внешних стенок топливника не менее 6 см и остальных частей — не менее 4 см) и *нетеплоемкие*, в основном металлические (иногда снабжаемые футеровкой).

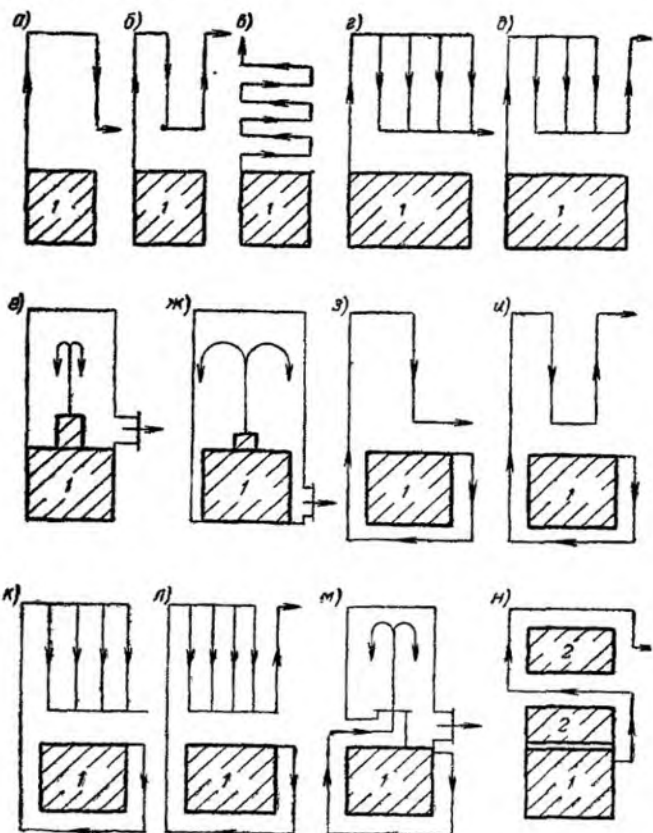


Рис. X.2. Схемы движения газов в комнатных печах

1 — топливник; 2 — воздушная камера

При умеренном прогреве максимальная температура внешней поверхности стенок печи в отдельных точках достигает 90° С; при повышенном прогреве — 120° С при средней температуре поверхности 90° С.

¹ Под активным объемом понимается объем нагревающегося массива печи (включая пустоты). Активная (расчетная) высота печи принимается от уровня колосниковой решетки или дна нижележащего дымового канала до верха перекрытия печи при толщине последнего 14 см и до низа перекрытия при толщине более 14 см.

В печах высокого прогрева температура их поверхности более высокая (до 160°C).

По движению газов печи подразделяются:

с движением газов по каналам, соединенным последовательно: однооборотные (рис. X.2, а), двухоборотные (рис. X.2, б), многооборотные с восходящим движением газов и с короткими вертикальными каналами (рис. X.2, в);

с движением газов по каналам, соединенным параллельно: однооборотные (рис. X.2, г), двухоборотные (рис. X.2, д);

со свободным движением газов — бесканальные, так называемые колпаковые печи (рис. X.2, е и ж);

с движением газов по комбинированной системе каналов (последовательных, параллельных и по бесканальной схеме), а также с нижним прогревом (рис. X.2, з—м) и с воздухонагревательной камерой (рис. X.2, н).

По толщине стенок печи бывают толстостенные (толщина стенок 12 см и более) и тонкостенные (толщина стенок топливника до 12 см, толщина остальных стенок до 7 см). **По форме в плане** они могут быть прямоугольные, квадратные, круглые и угловые.

Печи могут быть **одноэтажные** и **двухъярусные** (с топливником на каждом этаже).

Дымовые трубы для печей устраивают трех видов:

насадные, устанавливаемые непосредственно на печи;

внутристенные, прокладываемые в капитальных стенах;

коренные, отдельно стоящие, располагаемые на самостоятельном фундаменте.

Ввиду того что устройство коренных труб отличается большой стоимостью и, кроме того, требуется значительная площадь, более целесообразно их применять при групповом расположении печей, когда в одном трубном стояке устраивают каналы от двух или более печей (или от печи и кухонной плиты). Изготавливают печи из кирпича, жаростойких бетонных блоков и металла.

Печи могут быть кустарного, заводского и полужаводского изготовления.

По назначению печи подразделяются на отопительные, отопительно-варочные, варочные и специального назначения.

§ 94. ТОПЛИВНИКИ ПЕЧЕЙ

Расчет и проектирование топливников следует производить в соответствии с видом сжигаемого топлива. В топливнике старой конструкции имеется глухой горизонтальный под. Топливо, непосредственно соприкасающееся с подом, плохо омывается воздухом, который поступает только через открытую топочную дверцу, поэтому значительная часть воздуха, поступающего в топливник, не участвует в процессе горения и охлаждает топочное пространство печи. Избыток воздуха здесь достигает наибольшей величины, вследствие чего наблюдаются большие потери тепла с уходящими газами.

На рис. X.3, а приведен современный топливник для сжигания дров, в котором колосниковая решетка несколько углублена по отношению к уровню загрузочной дверцы. Дрова укладывают горизонтально. Воздух поступает в поддувало и, пройдя прозоры колосниковой решетки, разделяется на ряд струй, которые сравнительно равномерно омыва-

ют весь слой топлива. Благодаря этому получается меньший избыток воздуха, повышается температура горения и увеличивается коэффициент полезного действия топливника. Воздух, необходимый для горения топлива, поступает только в поддувало, топочная дверца при этом дол-

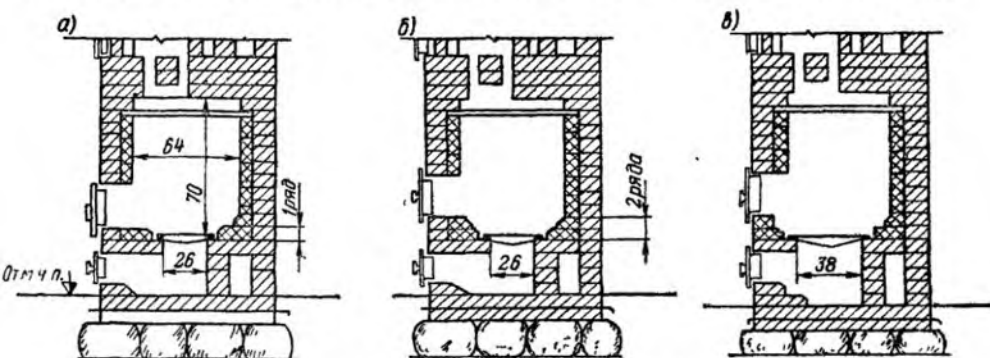


Рис. X.3. Топливники печей, работающих при сжигании различных видов топлива
а — дров; б — антрацита; в — торфа и бурого угля

жна быть закрыта. Подача воздуха регулируется бльшим или меньшим открыванием поддувальной дверцы.

Топка для сжигания антрацита представлена на рис. X.3, б).

Высокая температура, необходимая для горения антрацита (1600—1650° С), может быть достигнута при определенной толщине слоя топлива.

На рис. X.3, в показан топливник для сжигания торфа и бурого угля.

Для предотвращения появления угарного газа в задвижках печи оставляют отверстия диаметром 10—15 мм.

Расчет основных размеров топливника

Расход топлива, кг, за время одной топки печи составляет:

$$G = \frac{Q_p}{Q_H^p \eta_n}, \quad (X.1)$$

где Q_p — требуемая расчетная теплопередача печи при двух топках в сутки, равная $12 Q_n$, т. е. равная теплопотерям отапливаемых помещений за 12 ч, кДж (ккал);

Q_H^p — низшая рабочая теплотворность топлива, кДж/кг (ккал/кг) (приложение 6);

η_n — к. п. д., принимаемый равным для печей с колосниковой решеткой при сжигании антрацита 0,75 и при сжигании топлива других видов 0,7, для печей с глухим подом — 0,4.

Объем топлива, м³, для разовой загрузки в топливник равен:

$$V = \frac{G}{\rho} \div \frac{0,75 G}{\rho}, \quad (X.2)$$

где ρ — плотность топлива, кг/м³ (приложение 6).

Площадь пода печи, m^2 , составляет

$$F_{\text{п}} = \frac{V}{h} \quad (X.3)$$

где h — толщина слоя топлива, m (приложение 6).

Высоту топливника назначают с таким расчетом, чтобы он вмещал слой топлива необходимой толщины и чтобы над этим слоем оставалось свободное пространство. Объем этого пространства должен быть тем больше, чем выше содержание в топливе летучих и горючих веществ.

Объем топливника, полученный по конструктивным размерам, должен быть проверен по допустимому тепловому напряжению объема топочного пространства для топлива данного вида. Расчетный объем топливника, m^3 , определяют по формуле

$$V_{\text{т}} = \frac{GQ_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{т}}}{3,6z \left(\frac{Q_{\text{р}}}{V_{\text{т}}} \right)} \quad (X.4)$$

где $\eta_{\text{т}}$ — к. п. д. топливника с учетом топлива, несгоревшего и провалившегося в поддувало; для колосниковых решеток $\eta_{\text{т}} = 0,9$; при глухом поде $\eta_{\text{т}} = 0,7$;

z — продолжительность топки, ч;

$\frac{Q_{\text{р}}}{V_{\text{т}}}$ — допустимое тепловое напряжение объема топочного пространства, $Вт/м^3$ [$ккал/(ч \cdot м^3)$] (приложение 6).

Не следует допускать превышения теплового напряжения топочного пространства более 15% по сравнению с расчетным, так как при этом будет уменьшаться температура горения топлива.

Площадь колосниковой решетки, m^2 , определяют по формуле

$$F_{\text{р}} = \frac{G}{zB_{\text{р}}} \quad (X.5)$$

где $B_{\text{р}}$ — допустимое напряжение колосниковой решетки, $кг/(m^2 \cdot ч)$ (приложение 6).

Площадь поддувального отверстия, m^2 :

$$F_{\text{п}} = \frac{GL_0 \left(1 + \frac{t_{\text{в}}}{273} \right)}{zv \cdot 3600} \quad (X.6)$$

где L_0 — объем воздуха, при температуре $0^\circ C$ и атмосферном давлении, практически необходимый для горения 1 $кг$ топлива, $m^3/кг$ (см приложение 6);

$t_{\text{в}}$ — температура воздуха в помещении, $^\circ C$;

v — скорость движения воздуха в живом сечении поддувального отверстия, равная 1—2 $м/с$.

§ 95. ТЕПЛОЕМКИЕ ПЕЧИ

1. ПЕЧИ УМЕРЕННОГО ПРОГРЕВА

Тип печи следует выбирать исходя из условия обеспечения полного сгорания топлива и недопущения большого количества сажи. Необходи-

димо также, чтобы печь хорошо прогревалась в нижней части для нагревания нижней зоны помещения, что особенно важно для первого этажа зданий.

Максимальная теплоотдача нижней части печи при одновременном повышении температуры горения топлива за счет устройства первых газоходов рядом с топливником достигнута в печи конструкции

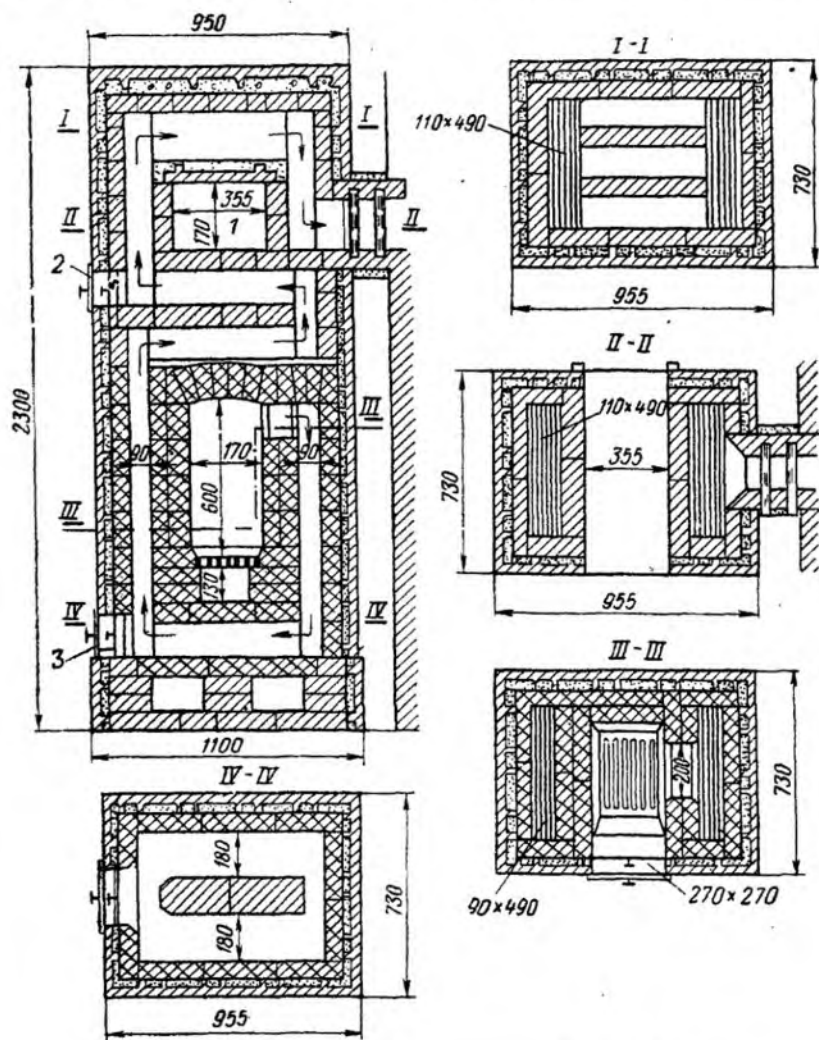


Рис. X.4. Печь конструкции П. Н. Смухнина

П. Н. Смухнина (рис. X.4), предусматривающей последовательное движение газов по каналам.

Для увеличения теплоотдающей поверхности в верхней части печи устроена сквозная камера 1. Для прочистки горизонтальных газоходов предусмотрены дверки 2 и 3. Наряду с эксплуатационными достоинствами следует отметить сложность кладки этой печи.

На рис. X.5 показана печь с нижним прогревом и движением газов по комбинированной системе последовательных и параллельных каналов. Размер $0,89 \times 0,64 \times 1,96$ м, теплопередача $Q = 3100$ Вт (2700 ккал/ч). По своей форме в плане она пригодна для отопления двух смежных комнат с топкой из коридора.

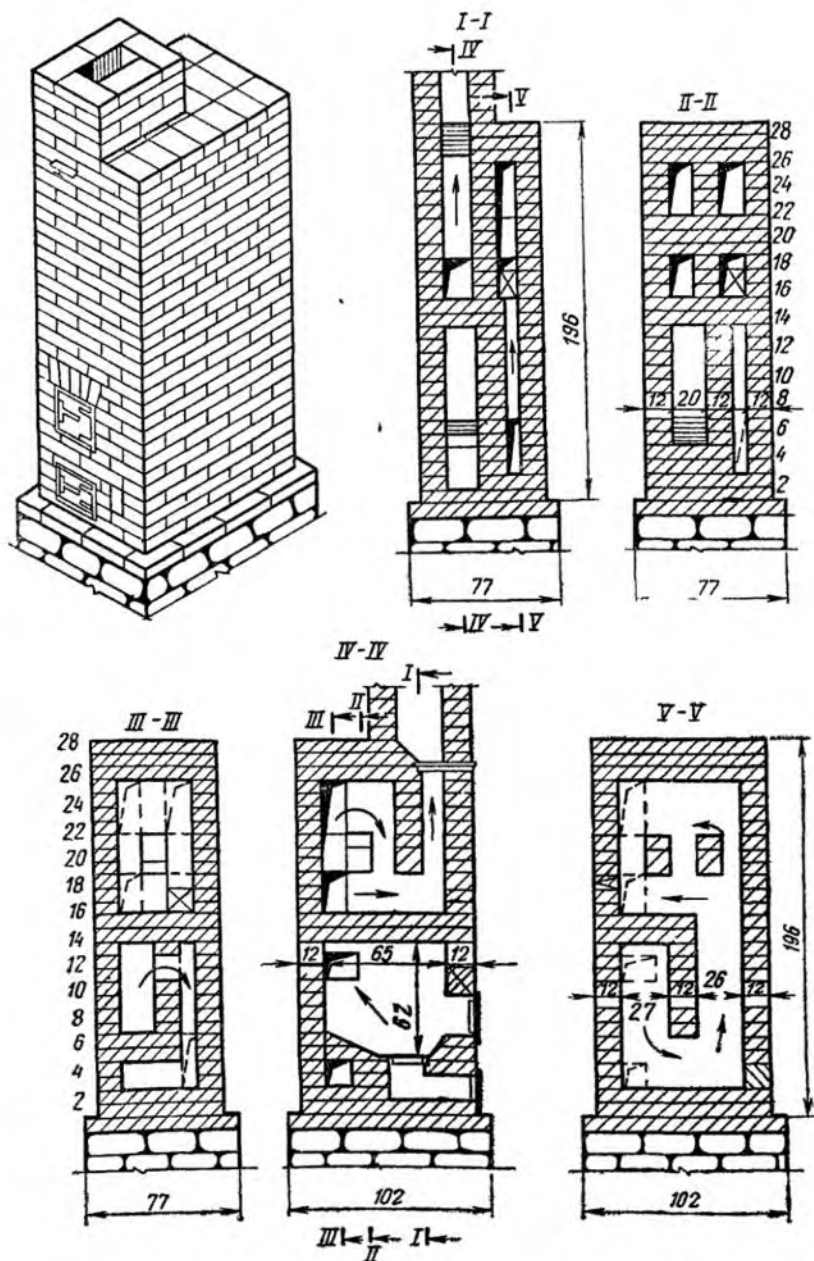


Рис. X.5. Печь с нижним прогревом

Недостатками являются узкий топливник (шириной 0,2 м) и обуженный газоход, расположенный сбоку топливника. При сжигании дров следует предусмотреть вторую задвижку.

Двухъярусная бесканальная печь (рис. X.6) имеет размер в плане 1,66×0,51 м. Теплопередача первого яруса печи $Q_1=3700$ Вт (3200 ккал/ч), второго — $Q_2=3000$ Вт (2600 ккал/ч).

Газы из нижнего топливника поступают в верхний колпак, затем опускаются до самого низа печи и направляются в дымовую трубу.

Во втором этаже печи колпак над топливником имеет большую высоту, потому что в задней ее части размещается еще дымоход от печи нижнего этажа.

Опускные каналы, расположенные позади топливников, можно опустить еще на два ряда, т. е. начинать кладку их после первого ряда. Печь отличается весьма простой конструкцией и рекомендуется для применения только при сжигании тощих углей и антрацита.

Существенным недостатком бесканальных печей является перегрев

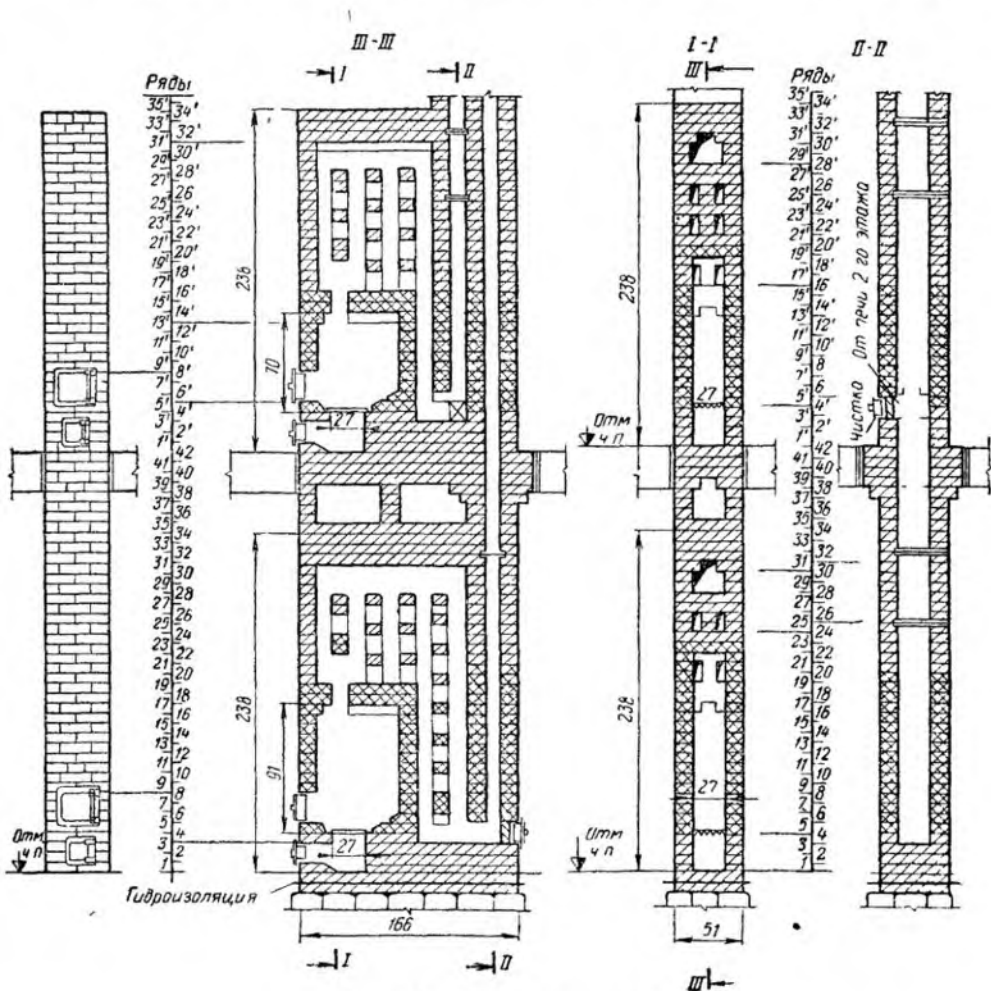


Рис. X.6. Двухъярусная печь

верхней части печи и относительно слабое прогревание среднего и нижнего поясов, особенно у больших бесканальных печей с внутренним топливником, стенки которого не являются внешними стенками печи, а скрыты внутри нее. По этим соображениям не все типы бесканальных печей можно рекомендовать для применения.

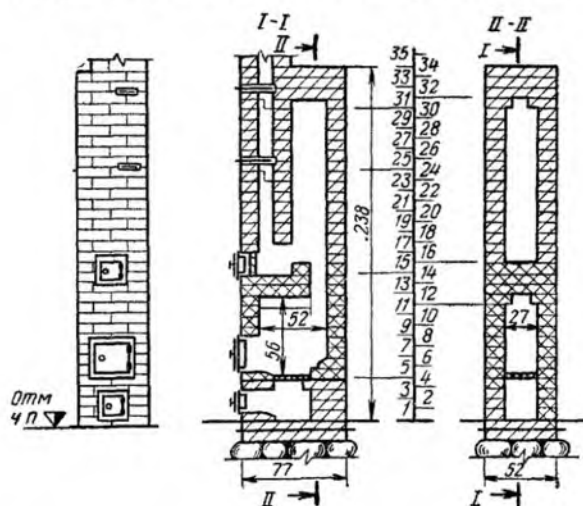


Рис. X.7. Печь умеренно прогрева с теплопередачей 2300 Вт (2000 ккал/ч) и $M=0,4$

Печь, представленная на рис. X.7, имеет размер $0,77 \times 0,51 \times 2,38$ м. Теплопередача $Q=2300$ Вт (2000 ккал/ч). Один и тот же вертикальный газоход служит для подъема и опускания газов, поэтому данная печь относится к типу бесканальных.

Объединение подъемного и опускного каналов в общий канал-колпак, хотя и сравнительно малого сечения ($0,26 \times 0,26$ м), позволило уменьшить длину печи. Печь рекомендуется применять для сжигания тощих углей и антрацита.

2. ПЕЧИ ПОВЫШЕННОГО ПРОГРЕВА

При печном отоплении рекомендуется предусматривать преимущественно сборно-блочные печи длительного горения с нижним прогревом и другие печи заводского изготовления.

При промышленном изготовлении печей особо важное значение приобретают вопросы уменьшения размеров и массы, а также повышения теплопередачи. Конструирование печей повышенного прогрева связано также с требованием обеспечения минимального коэффициента неравномерности теплоотдачи. Только при этом условии может быть решен вопрос об удовлетворительной амплитуде колебаний температуры воздуха в помещении.

Сборная печь МВМС-306 из изразцовых блоков размером $0,55 \times 0,77 \times 1,95$ м изображена на рис. X.8. Печь устанавливают на двух подставках, на которые укладывают два стальных уголка; между ними помещают стальной лист толщиной 1—2 мм. Теплопередача печи $Q=3500$ Вт (3000 ккал/ч), коэффициент неравномерности теплопередачи $M=0,32$.

Топливник выложен из кирпича на ребро, поверх топливника внутри

печи укладывается насадка из кирпича на ребро. Наружные стенки печи составляют из блоков толщиной 0,09 м, укладываемых на глиняном растворе. Печь канальная однооборотная. Газы из топливника поступают вверх по центральному каналу, в котором установлены рассечки, затем они опускаются вниз у наружных стенок и на уровне верха топливника направляются в дымовую трубу (в любую из боковых стенок печи).

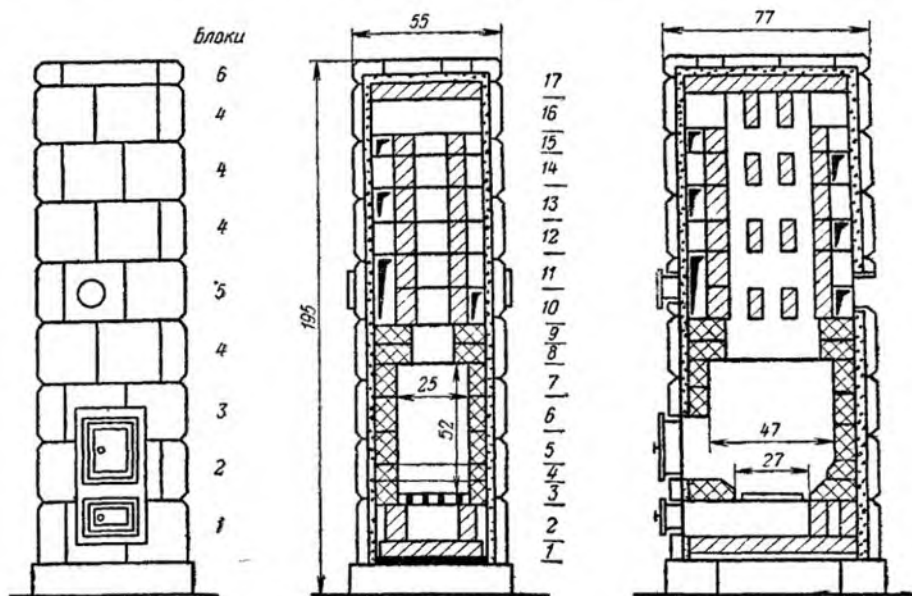


Рис. X.8. Печь МВМС-306 с теплопередачей $Q=3500$ Вт (3000 ккал/ч) и $M=0,32$

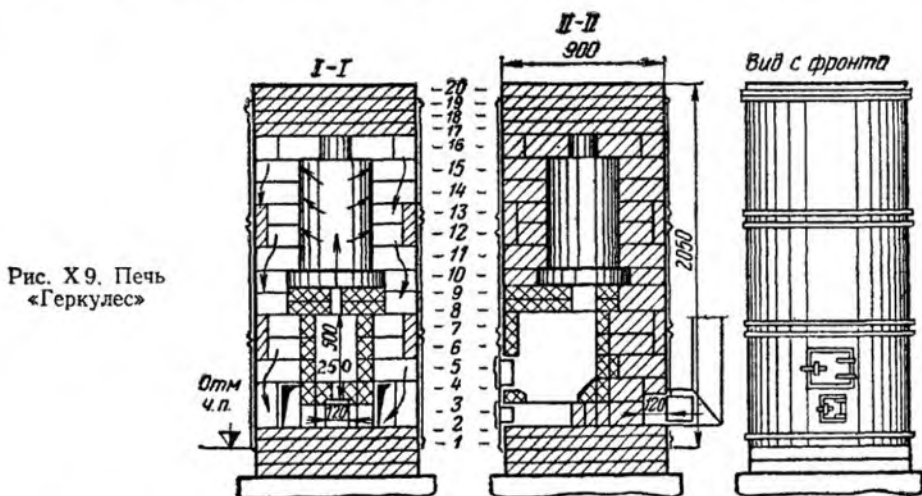


Рис. X.9. Печь «Геркулес»

Для сборно-блочных бетонных печей отдельные блоки транспортируются в заранее заготовленном каркасе, который состоит из двух рам (передней и задней), соединяемых между собой полосами на бол-

тах. Облицовывают печь листами асбофанеры, нарезанными по шаблонам.

Печь высокого прогрева «Геркулес» имеет теплопередачу при двух топках в сутки 7000 Вт (6000 ккал/ч). Коэффициент неравномерности теплопередачи $M=0,5$. Печь бесканальная, стенки футеруются не сплошь, а отдельными поясами в местах соединения звеньев футляра (рис. X.9).

Газы из топливника выходят в цилиндрическую камеру, затем проходят через вертикальные щели, образуемые ребрами кладки, отводятся в нижнюю часть печи и далее направляются в дымоход.

Газы соприкасаются с незащищенной металлической стенкой футляра только после того, как они обогреют внутреннюю кладку печи. Благодаря этому устраняется перегрев наружных стальных стенок печи выше 180—200 °С. Средняя температура поверхности печи во время максимального нагревания не превышает 160 °С. Достоинством ее является быстрое прогревание.

Печь рекомендуется применять для временного отопления мастерских и торговых помещений.

§ 96. НЕТЕПЛОЕМКИЕ ПЕЧИ

К нетеплоемким относятся тонкостенные печи, изготавливаемые из кровельной или листовой стали, а также отливаемые из чугуна. Нетеплоемкие печи применяют для отопления временных сооружений и помещений с периодическим пребыванием людей. Печи обычно состоят из одного топливника без внутренних газоходов, поэтому температура отходящих газов высокая, и если газы сразу отводятся в дымовую трубу, то они уносят до 50% тепла, содержащегося в топливе.

Более высокая температура достигается в топочном пространстве в металлических печах с футеровкой.

Учитывая недостатки печей периодического действия (неравномерность теплопередачи во времени, а следовательно, большая амплитуда колебания температуры воздуха в помещении между топками; значительный массив кладки, необходимый для увеличения аккумуляции тепла во время топки), более распространенными являются нетеплоемкие печи непрерывного горения.

К нетеплоемким печам можно отнести также и камины (рис. X.10). Камин представляет собой кирпичную нишу для открытого сжигания топлива (в виде костра).

Показанный на рис. X.10 камин снабжен чугунной топочной решеткой 1, устанавливаемой на чугунном или стальном таганчике 2, который огражден спереди перилами 3, препятствующими выпаданию топлива на пол. Дымовые газы уходят в дымоход 4. Процесс горения топлива в камине вследствие большого избытка воздуха и отсутствия регулирования протекает с малым тепловым коэффициентом полезного действия (15—20%). Кроме того, тепло передается помещению только излучением слоя горящего топлива и от разогретых стенок ниши, а тепло уходящих ды-

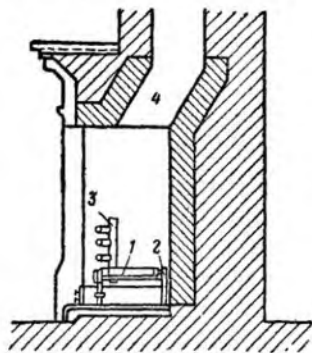


Рис. X.10. Камин

новых газов не используется. Вследствие этого камины в настоящее время применяют редко, в основном только из эстетических соображений.

§ 97. ОТОПИТЕЛЬНО-ВАРОЧНЫЕ ПЕЧИ

К отопительно-варочным печам относится модифицированная русская печь с обогревательным щитком. Наряду с отоплением 30—40 м² жилой площади печь служит также для варки пищи. Обогревательный щиток (для зимы) выкладывается в $\frac{1}{2}$ кирпича, в летнее время дымовые газы выпускаются мимо щитка, прямо в дымовую трубу (рис. X.11). Размер печи в плане 1,66×1,53 м.

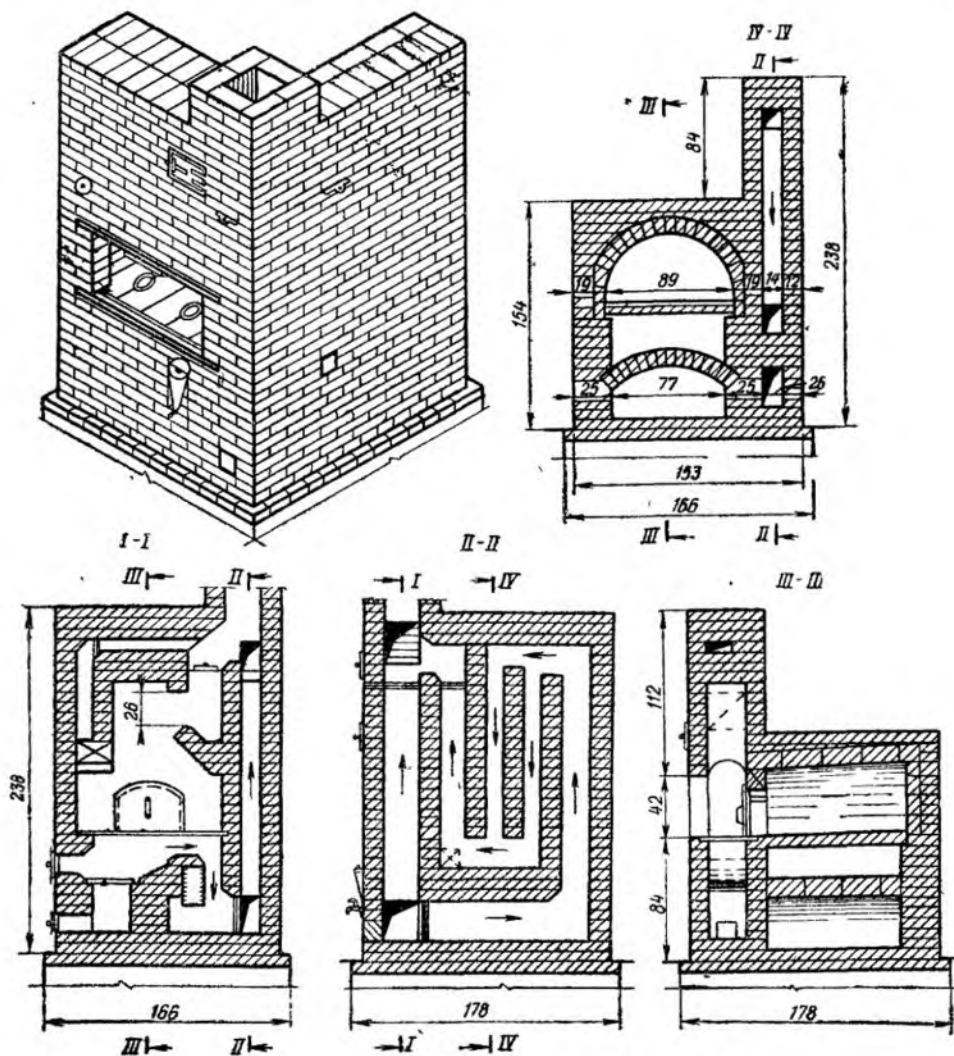


Рис. X.11. Русская печь с плитой и обогревательным щитком

Печь необходимо размещать таким образом, чтобы стенка щитка выходила в ту комнату, которая должна отапливаться. Топливник для щитка и для плиты общий, располагается ниже шестка (под открытой камерой с фронта печи). В передней стенке имеется задвижка, которую закрывают по окончании топки плиты. Задвижка в боковой стенке щитка служит для закрывания дымовой трубы после окончания топки.

§ 98 ПРАВИЛА КЛАДКИ ПЕЧЕЙ И ДЫМОВЫХ ТРУБ

Для обеспечения наиболее равномерной температуры в помещении печь лучше располагать у наружных стен. Однако в этом случае возникают большие неудобства при устройстве дымовой трубы. При размещении ее в наружной стене происходит неизбежное охлаждение дымовых газов и ухудшается тяга. Кроме того, при таком расположении печи затрудняются подача топлива и удаление золы. Поэтому печи обычно размещают у внутренних стен помещения.

Если в здании имеется коридор (например, в общежитиях, гостиницах), печи следует располагать таким образом, чтобы топочные дверки

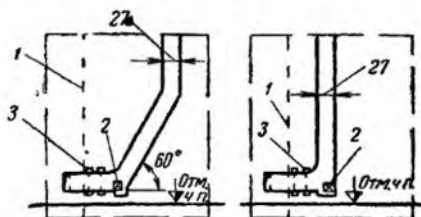


Рис X 12 Относ дымохода в сторону от печи (увод) при выводе дыма вниз печи

1 — грань печи, 2 — прочистная дверца;
3 — задвижка

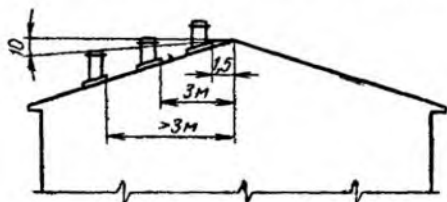


Рис X 13 Расположение верха дымовой трубы относительно конька крыши

были обращены в коридор. Так же размещаются печи в детских зрелищных и школьных зданиях.

Фундаменты под печи выполняют из кирпича или бутового камня на известковом растворе, а при влажном грунте — на цементном растворе. Для устройства фундаментов рекомендуется применять бетонные блоки.

Насадные и коренные трубы устраивают в зданиях в тех случаях, если по каким-либо причинам невозможно сделать дымовые каналы в стенах. Минимальная толщина стенок дымоходов из жаростойкого бетона или кирпича от комнатных печей и кухонных очагов индивидуальных квартир принимается 0,12 м.

Дымовые каналы, как правило, должны быть вертикальными. По местным условиям в отдельных случаях допускается отклонение канала от вертикали в сторону (увод) на расстояние не более 1 м и под углом не более 30° к вертикали (рис. X.12).

Для каждой печи следует предусматривать, как правило, отдельный дымоотводящий канал высотой не менее 5 м в коренной или насадной трубе или в каменной стене с непосредственным выводом выше кровли.

Дымоходы выводятся выше конька крыши здания на 0,5 м, если труба расположена на расстоянии не более 1,5 м от конька крыши. Если труба удалена на расстояние 1,5—3 м, дымоход выводится до уровня конька крыши.

Если труба отстоит от конька крыши на расстоянии более 3 м, то верх трубы может находиться на таком уровне, чтобы прямая, соединяющая верх трубы с коньком крыши, составляла с горизонтом угол не более 10° (рис. X.13).

Сечение дымовой трубы определяется по скорости движения отходящих газов (около 1,5 м/с). Температура газов в дымовой трубе при сжигании дров принимается 130°C , бурого угля 120°C , антрацита 110°C .

Для кладки печей используют следующие основные материалы: жаростойкий бетон, кирпич глиняный обыкновенный тугоплавкий и огнеупорный, обыкновенную тугоплавкую и огнеупорную глину, песок, шамотный порошок.

Кирпичные печи кладут из хорошо обожженного обыкновенного глиняного кирпича, силикатный кирпич не применяют, так как он разрушается при высоких температурах. Кирпич кладут на глиняном растворе, представляющем собой жидкую смесь песка и глины. При кладке огнеупорного кирпича применяют шамотный порошок.

Обыкновенный (полнотелый) глиняный кирпич должен иметь правильную форму и быть полномерным; нормальный обжиг — красный.

Тугоплавкий кирпич (типа гжельского) применяют при сжигании дров; огнеупорный кирпич (шамотный) — при сжигании антрацита. Толщина швов при кладке обыкновенного кирпича должна быть не более 5 мм, а при кладке огнеупорного кирпича — не более 3 мм. Стенки или футеровку топливника следует выполнять из тугоплавкого или огнеупорного кирпича на тугоплавкой глине.

При кладке печи должна обязательно соблюдаться перевязка швов. Одновременно с кладкой печи устанавливают печные приборы, которые состоят из топочной, поддувальной, прочистных и вьюшечных дверок, колосниковых решеток и задвижек. Лучшим материалом для печных приборов является чугун. Топочные и другие дверцы из чугуна не коробятся и дают уплотненный притвор.

При проектировании печного отопления следует соблюдать основные противопожарные правила.

В тех местах, где сгораемые части зданий (например, стены, перегородки, перекрытия, балки и т. п.) примыкают к дымовым каналам от отопительных печей, необходимо устраивать разделки (т. е. утолщения в кирпичной кладке труб и стен, граничащих с дымовыми каналами).

Между печью или дымовой трубой, с одной стороны, и сгораемой стеной или перегородкой, с другой стороны, требуется предусматривать воздушный промежуток (отступку) на всю высоту печи или дымовой трубы.

Сгораемые стены и перегородки в отступках должны быть защищены теплоизоляционными несгораемыми материалами (известковой, известково-гипсовой или известково-цементной штукатуркой толщиной 25 мм, асбестовермикулитовыми плитами толщиной не менее 25 мм, кирпичной облицовкой на глиняном растворе толщиной 60 мм и пр.).

Отступка нетеплоемкой печи должна быть открытой с двух сторон, пол выложен кирпичом в один ряд. При размещении печи в проеме деревянной стены следует оставлять кирпичные разделки. Если печь установлена у деревянной перегородки, то оставляется кирпичная разделка размером $0,13 \times 0,13$ м.

На рис. X.14, а показана разделка труб и дымоходов в деревянных чердачных перекрытиях, а на рис. X.14, б — в междуэтажных перекрытиях.

Расстояние от верхней плоскости перекрытия печи до защищенного

от возгорания потолка помещения должно быть не менее 0,25 м при теплоемких и 0,7 м при нетеплоемких печах.

Отвод дыма от отопительных установок в вентиляционные каналы не допускается.

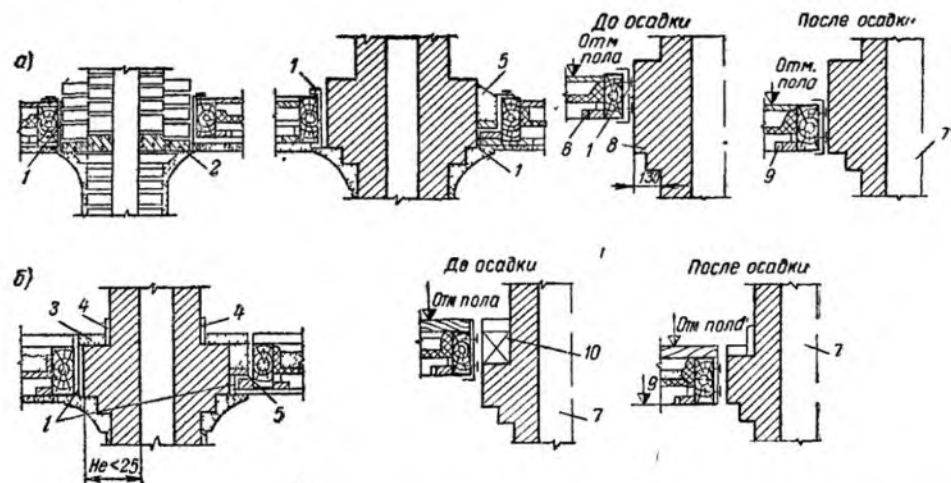


Рис X 14 Разделки труб и дымоходов в деревянных перекрытиях

а — чердачных, б — междуэтажных, 1 — два слоя войлока, пропитанного глиняным раствором; 2 — железобетонная плита, 3 — заделка из негорючих материалов, 4 — цементный плинтус, 5 — шлак или песок, 6 — низ перекрытия до осадки, 7 — дымоход, 8 — разделка 13 см (принимается с учетом запаса на осадку стен в размере 4% высоты стены), 9 — низ перекрытия после осадки, 10 — ряды разделки, которые с остальной кладкой не перевязываются и после осадки здания удаляются

При кладке толстостенных печей и кухонных плит квартирного типа необходимо предусматривать следующие минимальные расстояния от уровня пола:

а) при сгораемом основании до дна зольника 0,14 м; до дна газооборотов 0,21 м;

б) при негоряемом основании и сгораемом полу дно зольника — на уровне пола, до дна последнего газооборота — 0,14 м; до дна остальных газооборотов — 0,21 м;

в) при негоряемом основании и негоряемом полу дно зольника и все газоходы можно выкладывать с уровня пола помещения.

Сгораемый пол под каркасными тонкостенными печами и кухонными плитами с металлическими ножками следует изолировать асбестовым картоном толщиной 12 мм, обивая сверху кровельной сталью.

§ 99. ТЯГА В КАНАЛАХ ПЕЧЕЙ И ДЫМОВЫХ ТРУБ

Отопительные печи работают за счет естественной тяги, образующейся вследствие разницы аэростатического давления относительно холодного наружного воздуха и горячих дымовых газов в печи и в дымовой трубе. Чем больше разность температуры дымовых газов и наружного воздуха, тем больше разность давления, которая и вызывает тягу. При этом, однако, следует учитывать, что чем выше температура отходящих газов, тем больше тепла непроизводительно уносится в атмосферу.

Приняв вертикальное расстояние от колосниковой решетки до верха

газоходов печи h_1 и от верха газоходов до верха дымовой трубы h_2 м, среднюю плотность продуктов сгорания по высоте печи ρ_1 и в дымовой трубе ρ_2 кг/м³, плотность наружного воздуха ρ_n кг/м³, разность давления наружного воздуха и газов, обуславливающая тягу, создаваемую по высоте печи и дымовой трубы, будет равна:

$$\Delta p = gh_1(\rho_n - \rho_1) + gh_2(\rho_n - \rho_2) \text{ Па.} \quad (\text{X.7})$$

Температура наружного воздуха, при которой печь еще эксплуатируется и дымовая труба должна обеспечивать нормальную тягу, принимается равной 0°.

Указанная разность давлений Δp затрачивается на преодоление сопротивления при входе воздуха под колосниковую решетку, сопротивления слоя топлива, на трение и местные сопротивления при движении газов в самой печи и в дымовой трубе и, наконец, при выходе газов из дымовой трубы. Аэродинамический расчет газоходов производится так же, как и для газоходов в котельных установках.

§ 100. РАСЧЕТ ПЕЧНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Среднечасовая теплопередача печей должна быть равна теплотеперям помещения при расчетной температуре наружного воздуха для отопления; допускаемое отклонение $\pm 15\%$. Расчетная теплопередача печей с периодической топкой принимается, как правило, исходя из топки их 2 раза в сутки, а печей непрерывного горения — с коэффициентом, учитывающим перерывы в работе на время чистки и загрузки топливника.

Колебания температуры внутреннего воздуха в отапливаемых печами помещениях жилых домов и общественных зданий не должны превышать $\pm 3^\circ$ в течение суток.

Желательно, чтобы теплопередача в помещение была наиболее равномерной и обеспечивала наименьший перепад температуры как по высоте, так и в плане помещения. Аккумулирующая способность печи должна быть достаточной для обеспечения необходимой теплопередачи в помещение во время перерыва между топками. Печь должна быть удобна для обслуживания и иметь гладкую поверхность. Данные для расчета топливников и газоходов печей указаны в приложениях 6 и 7.

Пример X.1. В качестве примера расчета печного отопления с использованием печей с периодической топкой рассчитаем теплоемкую печь повышенного прогрева (МВМС-65, рис. X.15, а) для следующих данных: теплотепер помещения $Q_n = 2320$ Вт (2000 ккал/ч); топливо — дрова с влажностью 25%, низшая рабочая теплотворность топлива $Q_{н}^p = 12600$ кДж (3000 ккал/кг); печь топится 2 раза в сутки.

Для расчета печи используются данные, указанные в приложениях. Для печей умеренного прогрева мощностью 1750—3500 Вт (1500—3000 ккал/ч) следует принимать продолжительность топки $z = 1,25$ ч.

Для печей повышенного прогрева рекомендуется увеличивать продолжительность топки, принимая поправочный коэффициент 1,5. Получим $z = 1,25 \cdot 1,5 = 1,9$ ч. При двух топках в сутки промежутков между топками $12 - 1,9 = 10,1$ ч.

Расчет печи

Нагревательная поверхность данной печи составит:
боковых стенок

$$F_1 = (0,775 + 0,52) 2 \cdot 1,35 = 3,5 \text{ м}^2,$$

где 1,35 м — активная высота печи;
перекрытия

$$F = 0,775 \cdot 0,52 = 0,403 \text{ м}^2.$$

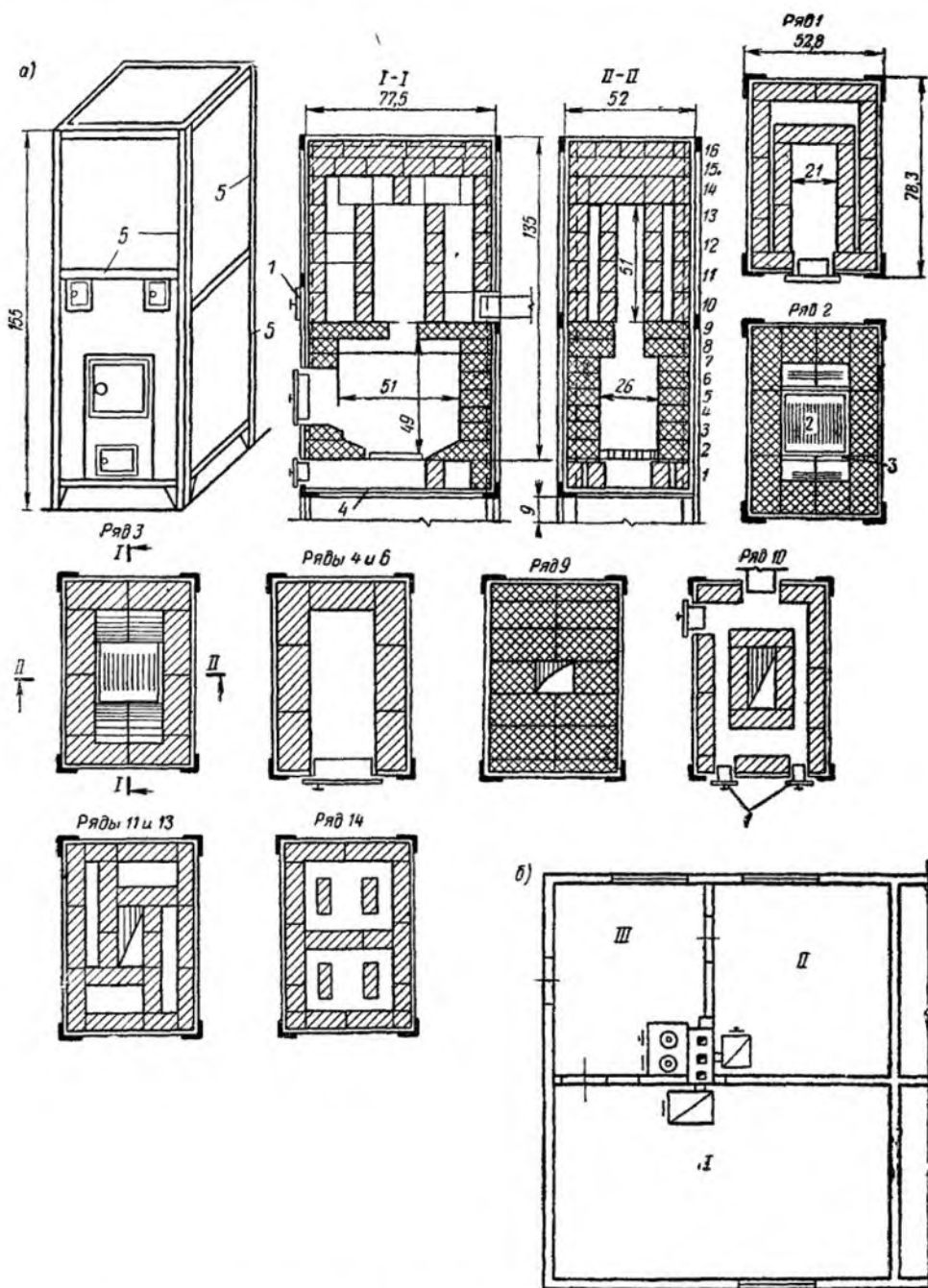


Рис X 15 Конструкция теплоемкой печи повышенного прогрева МВМС-65 и расположение печей в плане зданий

1 — чистка, 2 — колосниковая решетка, 3 — полосовая сталь 35×4 мм, $l=32$, 4 — лист стали $\delta=1$ мм, 5 — каркас печи, I—III — номера помещений

Теплопередача перекрытия печи принимается с коэффициентом 0,75, «Приведенная» нагревательная поверхность печи

$$F_{\text{пр}} = 3,5 + 0,75 \cdot 0,403 = 3,8 \text{ м}^2.$$

Теплопередача 1, м² «приведенной» поверхности печи

$$q = \frac{2320}{3,8} = 610 \text{ Вт/м}^2 [526 \text{ ккал/(ч}\cdot\text{м}^2)],$$

т. е. находится в пределах нормы (по табл. 19.10 Справочника проектировщика — см. ссылку в § 26).

Активный объем печи

$$V_{\text{ак}} = 0,775 \cdot 0,52 \cdot 1,35 = 0,544 \text{ м}^3.$$

Объем пустот в печи:

в топочном пространстве

$$0,51 \cdot 0,26 \cdot 0,49 = 0,065 \text{ м}^3;$$

в вертикальных каналах

$$0,26 \cdot 0,515 \cdot 0,51 = 0,0683 \text{ м}^3;$$

в каналах 14-го ряда

$$0,34 \cdot 0,39 \cdot 0,13 \cdot 2 - 0,21 \cdot 0,065 \cdot 0,13 \cdot 4 = 0,028 \text{ м}^3,$$

где 0,065 м — толщина стенок дымовых каналов:

у загрузочной дверцы вместе с отверстиями дымовой трубы

$$0,2 \cdot 0,4 \cdot 0,13 + 0,12 \cdot 0,12 \cdot 0,065 = 0,011 \text{ м}^3,$$

где 0,13 м — толщина стенок топливника.

Общий объем пустот равен:

$$V_{\text{п}} = 0,065 + 0,0683 + 0,028 + 0,011 = 0,181 \text{ м}^3.$$

Объем кирпичной кладки составит:

$$V_{\text{к}} = 0,544 - 0,181 = 0,394 \text{ м}^3.$$

При плотности кирпичной кладки $\rho = 1650 \text{ кг/м}^3$ масса активного объема печи будет равна: $0,394 \cdot 1650 = 650 \text{ кг}$.

Перепад между температурой массива печи в разогретом состоянии и массива печи к началу следующей топки принимаем по ГОСТ 2127—47 «Печи отопительные теплоемкие» для тонкостенных печей массой до 1000 кг $\Delta t = 160^\circ \text{C}$. Тогда количество тепла, аккумулируемое печью, будет равно:

$$Q_{\text{ак}} = 0,88 \cdot 160 \cdot 650 = 91\,500 \text{ кДж (21\,800 ккал)},$$

где 0,88 — теплоемкость кладки, кДж/(кг·К).

Этого количества тепла должно быть достаточно для промежуточного времени между топками 10,1 ч. Аккумулируемое тепло, отнесенное к 1 ч, составляет:

$$Q_{\text{ср}} = \frac{91\,500}{3,6 \cdot 10,1} = 2500 \text{ Вт (2144 ккал/ч)},$$

что несколько больше заданных теплопотерь помещения.

За каждую топку продолжительностью z газоходы печи могут принять тепла

$$Q = \Sigma F_{\text{вн}} \alpha z, \quad (\text{X. } 8)$$

где α — удельное тепловосприятие стенками печи, Вт/м² [ккал/(ч·м²)].

$F_{\text{вн}}$ — площадь поверхности внутренних газоходов печи, м².

Определяем площадь поверхности внутренних газоходов печи и по приложению 7 принимаем удельное тепловосприятие стенками печи:

для топливника $F_{\text{вн.т}} = 0,9 \text{ м}^2$; $\alpha = 7000 \text{ Вт/м}^2 [6000 \text{ ккал/(ч}\cdot\text{м}^2)]$;

для первого газохода с перевалом $F_{\text{вн.1}} = 1,03 \text{ м}^2$; $\alpha = 5200 \text{ Вт/м}^2 [4500 \text{ ккал/(ч}\cdot\text{м}^2)]$;

для второго газохода $F_{вн11} = 1,5 \text{ м}^2$; $\alpha = 2670 \text{ Вт/м}^2$ [2300 ккал/(ч·м²)]

За каждую топку продолжительностью 1,9 ч печь может принять тепла

$$Q_{\text{воспр}} = (0,9 \cdot 7000 + 1,03 \cdot 5200 + 1,5 \cdot 2670) 1,9 \cdot 3,6 = 105\,800 \text{ кДж (25\,620 ккал)}.$$

Заданная теплопередача печи за 12 ч

$$Q = 2320 \cdot 12 \cdot 3,6 = 100\,800 < 105\,800 \text{ кДж}.$$

Расчет топливника Расход дров за одну топку по формуле (X 1) составит.

$$G = \frac{2320 \cdot 12 \cdot 3,6}{12\,600 \cdot 0,7} = 11,4 \text{ кг},$$

где 12 600 кДж/кг — низшая рабочая теплотворность дров по приложению 6;
0,7 — к п д данной печи

Расход дров за 1 ч

$$G_1 = 11,4 : 1,9 = 6 \text{ кг}.$$

Объем топочного пространства печи (см рис. X 15)

$$V_T = 0,51 \cdot 0,26 \cdot 0,49 = 0,065 \text{ м}^3.$$

Напряжение объема топочного пространства

$$\frac{Q_p}{V_T} = \frac{6 \cdot 12\,600 \cdot 0,9}{3,6 \cdot 0,065} = 290\,000 \text{ Вт/м}^3 \text{ [249\,000 ккал/(ч·м}^3\text{)]},$$

где 0,9 — к п д топливника с колосниковой решеткой

Это напряжение меньше нормального для дров с влажностью 25% по приложению 6 допускается $\frac{Q_p}{V_T} = 405\,000 \text{ Вт/м}^3$ [350\,000 ккал/(ч·м³)] и высота топливника должна быть уменьшена по крайней мере до 0,42 м.

Рабочая площадь колосниковой решетки

$$F_p = 0,25 \cdot 0,15 = 0,0375 \text{ м}^2.$$

Напряжение решетки (по приложению 6)

$$B_p = \frac{6}{0,0375} = 160 < 250 \text{ кг/(ч·м}^2\text{)}.$$

Размеры решетки оказались завышенными, однако уменьшение этой площади нежелательно, так как ухудшатся условия для возможного сжигания на этой решетке торфа и бурого угля

При сжигании дров объем продуктов сгорания при 0° по приложению 6 составляет $L_0 = 10 \text{ м}^3/\text{кг}$.

При температуре газов в первом газоходе $t_1 = 700^\circ \text{C}$ (см. приложение 7) объем продуктов сгорания находим, используя формулу (X 6)

$$L_1 = 6 \cdot 10 \left(1 + \frac{700}{273} \right) = 214 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сечение первого газохода $F_1 = 0,12 \cdot 0,26 = 0,0312 \text{ м}^2$

Скорость движения газов в первом газоходе составит:

$$v_1 = \frac{L_1}{F_1 \cdot 3600} = \frac{214}{0,0312 \cdot 3600} = 1,91 \text{ м/с}.$$

Объем газов во втором газоходе при $t_2 = 500^\circ \text{C}$ (см приложение 7)

$$L_2 = 6 \cdot 10 \left(1 + \frac{500}{273} \right) = 170 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Сечение двух опускающих каналов $F_2 = 0,16 \cdot 0,08 \cdot 2 = 0,0256 \text{ м}^2$.

Скорость движения газов в этих каналах

$$v_2 = \frac{170}{3600 \cdot 0,0256} = 1,84 \text{ м/с}.$$

Допускаемая скорость движения газов для первого газохода находится в пределах 1,5—4 м/с и для второго газохода — 0,5—2 м/с.

Площадь поддувального отверстия для сжигания дров принимается равной:

$$F_{\text{п}} = 20G_1 = 20 \cdot 6 = 120 \text{ см}^2.$$

По конструктивным соображениям принимаем $F_{\text{п}} = 12 \cdot 12 = 144 \text{ см}^2$.

При активном объеме печи $V_{\text{ак}} = 0,544 \text{ м}^3$ толщина стенок топливника 0,12 м и остальных стенок 0,07 м; по данным лабораторных испытаний, коэффициент неравномерности теплопередачи $M = 0,45$.

Проверка теплоустойчивости помещения. Допустим, что данная печь установлена в комнате I размером в плане $5,25 \times 3,55 \text{ м}$ (см. рис. X.15, б).

Определим произведение коэффициента теплопоглощения B на площадь наружных и внутренних ограждений, используя данные главы «Печное отопление» Справочника проектировщика (см. ссылку в § 26):

для окон

$$F_{\text{о}} = 1,2 \cdot 2 \cdot 2 = 4,8 \text{ м}^2; \quad BF_{\text{о}} = 2,66 \cdot 4,8 = 12,7 \text{ Вт/К} [11 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot ^\circ\text{C})];$$

для наружных стен — ограждений из дощатых щитов с досками толщиной 25 мм с воздушными прослойками, разделенными бумажными перегородками, заполненными утеплителем:

$$F_{\text{в.с}} = (5,25 + 3,55) 3 - 4,8 = 21,6 \text{ м}^2;$$

$$BF_{\text{в.с}} = 3,3 \cdot 21,6 = 71,3 \text{ Вт/К} [61,6 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot ^\circ\text{C})];$$

для двери

$$F_{\text{д}} = 1,8 \text{ м}^2; \quad BF_{\text{д}} = 2,9 \cdot 1,8 = 5,2 \text{ Вт/К} [4,5 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot ^\circ\text{C})];$$

для внутренних перегородок

$$F_{\text{вс}} (3,55 + 5,25 - 1,4) 3 = 22,2 \text{ м}^2;$$

$$BF_{\text{вс}} = 4,2 \cdot 22,2 = 93 \text{ Вт/К} [80,5 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot ^\circ\text{C})];$$

для пола

$$F_{\text{пл}} = 16,7 \text{ м}^2; \quad BF_{\text{пл}} = 2,98 \cdot 16,7 = 50 \text{ Вт/К} [42,9 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot ^\circ\text{C})];$$

для потолка

$$F_{\text{пт}} = 16,7 \text{ м}^2; \quad BF_{\text{пт}} = 3,62 \cdot 16,7 = 60,5 \text{ Вт/К} [52,1 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot ^\circ\text{C})].$$

$$\text{Всего } \Sigma(BF) = 280 \text{ Вт/К} [241,6 \text{ ккал}/(\text{ч} \cdot ^\circ\text{C})].$$

Амплитуду колебаний температуры воздуха в помещении определяем по формуле

$$A_t = \frac{0,7MQ_{\text{ср}}}{\Sigma(BF)}. \quad (\text{X},9)$$

Подставив данные, получим:

$$A_t = \frac{0,7 \cdot 0,45 \cdot 2320}{280} = 2,76^\circ < 3^\circ.$$

где 0,45 — коэффициент неравномерности теплопередачи данной печи.

Полученная величина A_t не выходит за пределы нормы.

§ 101. ГАЗОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

По сравнению с другими видами топлива газ обладает рядом преимуществ, основными из которых являются: высокая теплотворность; сжигание в строгом соответствии с технологическими требованиями, а также с минимальным химическим недожогом и малым избытком воздуха; отсутствие золы и шлака, периодов разжигания и дожигания топ-

лива; благоприятные условия для автоматизации горения газа и транспортирования его по газопроводам; сравнительно простая подача газа к мелким разбросанным установкам; малая трудоемкость обслуживания газоиспользующих агрегатов.

Газ широко применяется для отопления зданий как при централизованном теплоснабжении, так и при местном отоплении. Газ используется в системах централизованного отопления для обогрева паровых или водогрейных котлов, в системах поквартирного отопления для обогрева генераторов тепла, для обогрева отопительных печей, в газовых отопительных приборах, в газовых отопительно-вентиляционных агрегатах.

Газ можно применять в печах при переводе их на газ и в специально сконструированных отопительных печах для газового топлива. При использовании газа в местных системах преимущества его проявляются в наибольшей степени. Однако максимальный эффект получается при отоплении зданий специально сконструированными нетеплоемкими газовыми приборами и газовоздушными агрегатами.

Газ, как топливо, обладает следующими недостатками. При наличии окиси углерода в продуктах сгорания и проникании их в помещения ухудшаются санитарные условия в здании, а при высоких концентрациях окиси углерода CO и при утечке газа из газопроводов может быть отравление людей. При утечках природного или искусственного газа в помещении может образоваться взрывоопасная концентрация. Наличие открытого огня в газовых приборах повышает их пожарную опасность. Указанные недостатки могут быть полностью или в значительной степени устранены путем создания рациональных конструкций специальных газовых отопительных приборов, оснащенных автоматикой безопасности.

§ 102. ГАЗОВЫЕ ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Газовые отопительные приборы представляют собой печи малой теплоемкости, в которых газ сгорает в топочном устройстве, а продукты сгорания отводятся в газоход. Для предотвращения влияния изменения тяги на работу горелок и для защиты их от опрокидывания тяги на выходе дымовых газов из отопительного прибора устанавливают тягопрерыватель. Газовые горелки оборудуют приборами, обеспечивающими безопасное сжигание газа.

Теплопередача от газовых отопительных приборов в окружающую среду осуществляется как излучением, так и конвекцией. У отдельных типов газовых приборов преобладает тот или другой способ теплообмена, поэтому газовые отопительные приборы часто различают по доминирующему способу теплопередачи.

У газовых приборов конвективного типа тепло передается в помещение при нагревании воздуха, циркулирующего вдоль теплоотдающих поверхностей с высокой температурой, достигающей в нижней их части 450°С.

Для значительного снижения температуры поверхности применяют косвенный теплообмен. Прибор состоит из секций, изготовленных из штампованной листовой стали. Тепломощность секции около 520 Вт (450 ккал/ч), к. п. д. прибора 75—80%. Каждая секция состоит из внутренней и наружной камер. Газ выходит из горелок и сгорает в топочной камере. Проходя через внутреннюю камеру, он поступает в сборник отходящих газов. Отсюда продукты сгорания удаляются через дымоход.

Сборник продуктов сгорания имеет тягопрерыватель. В наружной камере находится воздушная прослойка, которая снижает температуру на поверхности прибора. Внизу прибора температура достигает 170°C , а сверху — около 120°C . Для безопасности работы прибор оборудуют блок-краном основной и зональной горелок.

У газовых приборов с комбинированным теплообменником нижняя часть является теплоизлучающей поверхностью, а верхняя — конвективной. Излучающая поверхность выполняется в виде металлического рефлектора, который отражает лучистый поток светящегося пламени, или в виде косвенных поверхностей нагрева, представляющих собой ряд огнеупорных пластин.

Газовый отопительный прибор «Луч» — прибор лучисто-конвективного типа с полной изоляцией топочного пространства (рис. X.16).

Прибор оборудован горелкой инфракрасного излучения, работающей на природном газе низкого давления. Лучистый поток проходит в помещение через светофильтр из жаростойкого стекла, пропускная способность которого составляет примерно 60%. Для лучшего отражения лучистого потока прибор имеет рефлектор, выполненный из полированного алюминиевого сплава. Горелка оснащена автоматическим устройством, обеспечивающим безопасность действия, которое состоит из электромагнитного клапана и термореле. Тепловая мощность прибора составляет 2550 Вт (2200 ккал/ч).

Для отопления общественных, сельскохозяйственных и производственных зданий можно использовать **горелки инфракрасного излучения**. У этих горелок газозвушная смесь с коэффициентом избытка воздуха 1,05—1,1 готовится в инжекторах и сгорает непосредственно вблизи наружной поверхности насадок — керамических плиток. Керамические плитки изготовляют из огнеупорной легковесной массы. В каждой небольшой плитке размещается множество цилиндрических каналов диаметром 1,5 мм, суммарное живое сечение которых составляет 40% площади плитки. Излучающая поверхность горелки состоит из определенного числа стандартных насадок — плиток. Горелка на рис. X.17 состоит из двух восьмиплиточных блоков.

Температура излучающей поверхности, зависящая от нагрузки горелки, во избежание проскака пламени не должна превышать 900°C . Для поддержания температуры поверхности плиток 2 около 800°C расход природного газа на одну плитку должен составлять $0,05\text{ м}^3/\text{ч}$. Горелки работают на газе низкого давления.

Каждый блок горелки состоит из трех смесителей, размещенных внутри распределительной коробки 3. Газ, выходя из сопел 5, эжектирует воздух из окружающей среды и смешивается с ним в инжекторах 4. Для повышения статического давления и лучшего смесеобразования инжек-

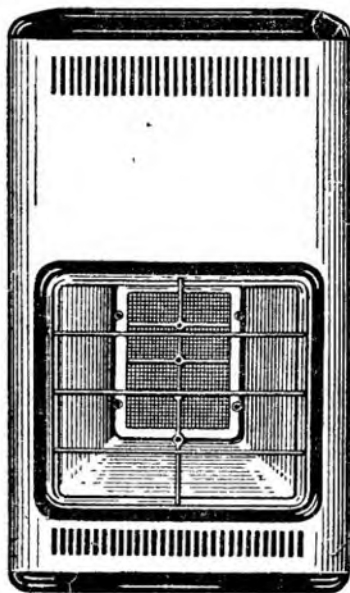


Рис. X.16. Газовый отопительный прибор «Луч»

тор имеет диффузор. Инжекторы 4 располагают в корпусе таким образом, что динамическое давление на выходе из диффузоров не используется, вследствие чего равномерно распределяется газозвушная смесь по излучающей панели и повышается устойчивость горения газа в каналах внутри плиток.

Продукты сгорания газа должны полностью удаляться в атмосферу.

Газовый камин (рис. X.18) имеет горелку инфракрасного излучения тепло мощностью 3500—4500 Вт (3000—4000 ккал/ч). Он работает на

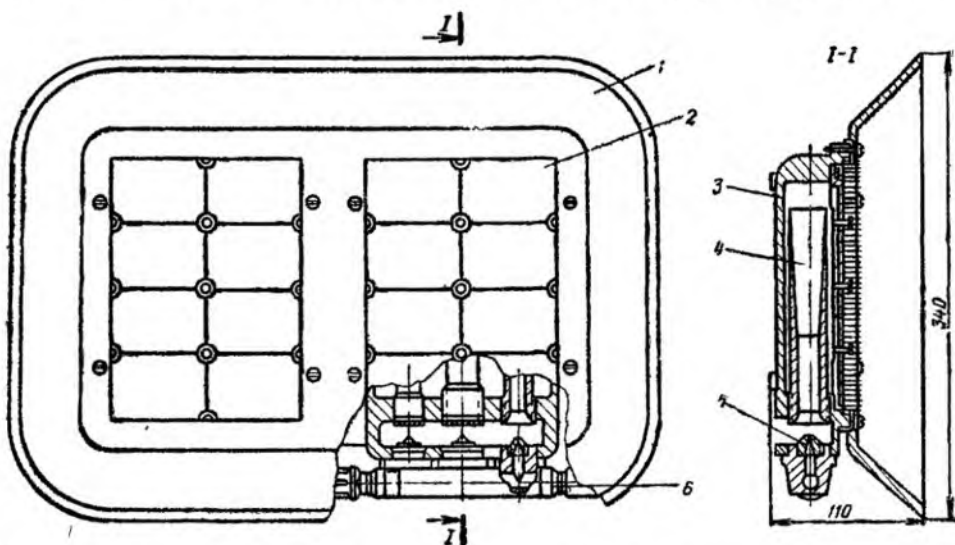


Рис. X.17. Двойная трехинжекторная горелка с рефлектором

1 — рефлектор, 2 — излучающая насадка, 3 — распределительная коробка (корпус), 4 — инжекторы, 5 — сопла, 6 — газовый коллектор

природном или сжиженном газе с отводом продуктов сгорания в атмосферу через дымоход. Камин предназначен для отопления помещений в жилых и общественных зданиях.

Для отопления и приготовления пищи используют **отопительно-варочный аппарат**, состоящий из четырехконфорочной плиты и отопительного прибора (рис. X.19). Отопительный прибор оборудован газовой горелкой тепло мощностью 11600 Вт (10000 ккал/ч). Прибор предназначен для обслуживания квартирных систем отопления и небольших систем водяного отопления в общественных зданиях. Он оснащен автоматическим устройством, контролирующим температуру теплоносителя и обеспечивающим безопасность действия. Продукты сгорания отводятся в атмосферу через дымоход.

На рис. X.20 показан **радиационный диафрагменный нагреватель**. Воздух, нагнетаемый по трубе 1, подсасывает газ из трубы 2 через колесо 3, внизу которого установлен вентиль 4. Полученная в необходимой пропорции газозвушная смесь проходит через пористую огнеупорную диафрагму 5, где при высокой температуре беспламенно сгорает на ее внешней поверхности. Небольшая запальная горелка 6 служит для зажигания газа.

На рис. X.21 приведена схема установки для отопления помещений нагревателями данного типа. Необходимый для горения воздух нагне-

тается вентилятором 1 и по трубе 2 поступает к радиационным нагревателям. Газ проходит через регулятор давления 3 в трубу 4 и клапан 5, автоматически прекращающий подачу газа в случае остановки вентилятора. Наконец, по трубе 6 газ подводится к нагревателям 7, которые выключаются краном 8.

При сгорании газа выделяется значительное количество водяного пара и углекислоты, поэтому газовые приборы следует снабжать специ-

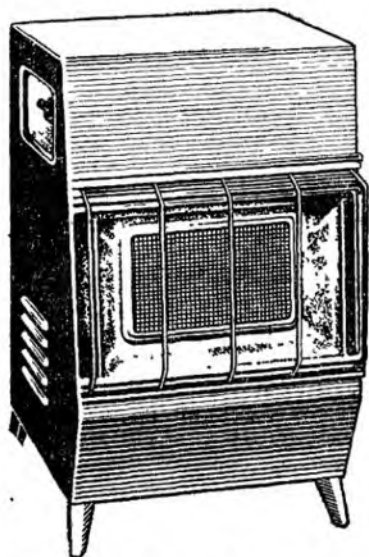


Рис. X.18. Газовый камин

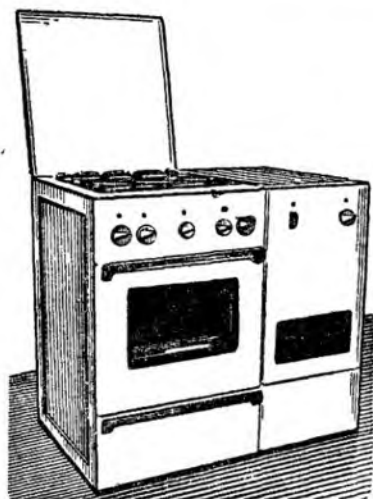


Рис. X.19. Отопительно-варочный аппарат

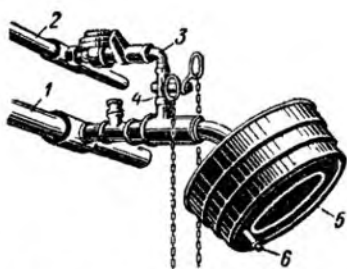


Рис. X.20. Радиационный диафрагменный нагреватель поверхностного горения

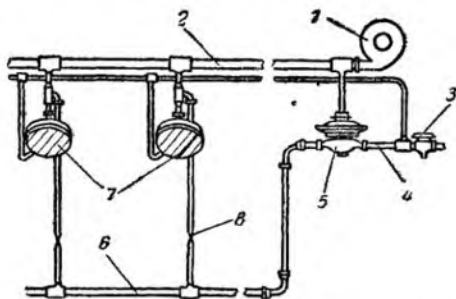


Рис. X.21. Схема установки радиационного диафрагменного нагревателя для отопления помещений

альными патрубками, присоединенными к каналам, для отвода продуктов сгорания в атмосферу и удаления конденсата. Удаление их через дымовые каналы не допускается из-за опасности взрыва.

При высокой температуре отходящих газов создается сильная тяга, которая не должна создавать разрежение у горелки, так как это вызовет излишний подсос воздуха, что значительно снизит к. п. д. прибора.

Каналы следует устраивать во внутренних стенах здания.

Использование газа для печного отопления

Большинство печей различных типов независимо от системы дымоходов может быть переведено с твердого топлива на газ. Как показала длительная работа отопительных печей на газе в ряде городов СССР, при выполнении технических требований при переводе печи на газ и соблюдении правил эксплуатации обеспечивается безопасность действия печей.

При простейшем переоборудовании печи устанавливают газовую горелку в зольнике или топливнике. Для обеспечения безопасности действия газифицированной печи горелки должны иметь автоматические устройства, отключающие газ при отрыве пламени или его погасании. При отсутствии таких автоматических устройств горелки оборудуют блоком, который не позволяет открыть кран на основной горелке до тех пор, пока не будет открыт кран на запальной горелке. Это предотвращает скопление газа в топке при неправильном разжигании и возможность взрывов газовоздушной смеси в печах.

Топки газифицированных печей, как правило, располагают со стороны коридора или другого нежилого помещения.

При переоборудовании печей используют так называемые атмосферные горелки. Количество первичного воздуха, эжектируемого горелкой, обычно составляет 40—50% теоретического необходимого. Вторичный воздух поступает в поддувальную дверку. При хорошей наладке коэффициент избытка воздуха равен 1,6—1,7; если же подача вторичного воздуха не регулируется, тогда этот коэффициент может достигать 6—7. Для вентиляции внутренних газоходов печи в шибере оставляют отверстие диаметром 12—15 мм.

Блок горелок с автоматикой безопасности, предназначенный для перевода отопительных печей на газ, состоит из двух атмосферных горелок с запальником. Тепловая нагрузка горелок 16 000 Вт (13 800 ккал/ч). Диаметр сопла горелки зависит от давления газа: при давлении 1280 Па (130 кгс/м²) диаметр равен 3,3 мм, а при давлении 2300 Па (200 кгс/м²) — 3 мм. Коэффициент полезного действия печей, оборудованных этими горелками, в значительной степени зависит от регулирования подачи вторичного воздуха; при правильном регулировании к. п. д. составляет 90%.

Автоматика безопасности состоит из электромагнитного клапана и термопары.

При разжигании печи нажимают на кнопку электромагнитного клапана в течение 30—40 с и зажигают газ в запальной горелке (в это время газ поступает только к запальной горелке). Когда электродвижущая сила, развиваемая термопарой, будет достаточной и электромагнит будет удерживать якорь, кнопку отпускают и клапан, несколько приподнявшись, занимает такое положение, при котором газ будет проходить к запальной и основным горелкам. В результате от запальной горелки загорится газ в основных горелках. При отрыве пламени или при затухании вследствие опрокидывания тяги или прекращения подачи газа запальная горелка гаснет. После остывания термопары (через 60—80 с) электромагнитный клапан закрывается и прекращает подачу газа к горелкам.

Газифицированные отопительные печи имеют следующие недостатки: неравномерное нагревание печей (верхняя часть нагревается сильнее, чем нижняя, прилегающая к топливникам) и образование больших избытков воздуха при сгорании газа вследствие отсутствия регулирования подачи вторичного воздуха.

Для устранения этих недостатков требуется переделать топливники печей и применить более совершенные конструкции горелок.

При переводе на газ отопительных печей большой теплоемкости (время топки 2—2,5 ч) создаются большие пиковые нагрузки в городских газовых сетях, что снижает экономичность системы газоснабжения. Значительно меньшие расходы газа наблюдаются в отопительных печах длительного горения, специально предназначенных для газового топлива. Такие печи, разработанные АКХ СССР, имеют более высокий к. п. д. и повышенные гигиенические качества.

§ 103. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОТОПЛЕНИЕ

С возрастанием энергетических мощностей и снижением тарифа на электроэнергию, особенно в районах расположения крупных электростанций, электрическое отопление зданий в сравнении с другими видами отопления должно приобретать все большее значение.

Электрическое отопление имеет следующие преимущества:

- а) отсутствие продуктов сгорания;
- б) не требуется устройство каналов или труб для удаления продуктов сгорания в атмосферу;
- в) простота и быстрота монтажа электропроводки к нагревательным приборам;
- г) легкость транспортирования нагревательных приборов (небольшая масса);
- д) меньшие (по сравнению с другими видами отопления) первоначальные затраты на устройство;
- е) высокий коэффициент полезного действия электрических приборов (до 100%);

ж) не требуются склады и транспорт для доставки топлива;

з) отсутствие загрязнения атмосферы городов;

и) легкая автоматизация процессов теплопередачи.

Недостатками электрического отопления являются:

а) высокая температура открытых витков проволоки (до красного каления) у некоторых нагревательных приборов, в связи с чем по гигиеническим показателям они находятся на последнем месте;

б) опасность в пожарном отношении;

в) высокая отпускная стоимость электроэнергии.

В приборах электрического отопления электрическая энергия переходит в тепло. В качестве материала для проводников в приборах преимущественно используются специальные сплавы, например нихром (сплав никеля с хромом) или константан (сплав никеля с медью).

Проводник навивают обычно в виде спирали, диаметр витков которой 6—12 мм. Не рекомендуется прямолинейная накатка проволоки, так как получаются большие габариты приборов, что может привести к короткому замыканию при провисании проволок и расширении их при нагревании. Спирали из проволоки часто изготавливают с переключателем для различных степеней нагрева. Во избежание ожогов спирали помещают в сетчатый корпус.

Электронагревательные приборы подразделяются на высокотемпературные с температурой греющих поверхностей выше 70°С и низкотемпературные 25—70°С.

К высокотемпературным теплоемким приборам относятся электрорадиаторы: металлический с заполнением маслом и фарфоровый с запол-

нением водой. Передача тепла в помещения в этих приборах осуществляется излучением и конвекцией.

К высокотемпературным нетеплоемким приборам относится портативный электроприбор — рефлектор. Он состоит из керамического конуса с желобками, в которых намотаны греющие спирали сопротивления. Конус размещен в оптическом зеркале — отражателе потока тепловых лучей. Зеркало снабжено предохранительной сеткой. Основным способом передачи тепла — излучение.

Низкотемпературные теплоемкие приборы выполняют из огнеупорного материала, в массив которого в специальных трубках закладывают спирали, нагреваемые электрическим током. Приборы выполняют в виде печей либо в виде электропанелей, размещаемых в конструкциях стен и потолка. К низкотемпературным нетеплоемким приборам относятся электроконвекторы.

Проводник в электроотопительном приборе, нагреваясь при прохождении электрического тока, должен отдавать заданное количество тепла Q этой целью, а также для того чтобы температура самого проводника не превышала заданной величины, поперечное сечение и длина проводника должны быть рассчитаны.

Количество тепла, отдаваемое с поверхности проводника в 1 ч, составляет:

$$Q = \frac{\pi d l}{1000} \alpha (t_{\text{пров}} - t_{\text{в}}) \text{ Вт (ккал/ч)}, \quad (\text{X } 10)$$

где d — диаметр проволоки, мм;

l — длина проводника, м;

α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К) [ккал/(ч·м²·°С)];

$t_{\text{пров}}$ — температура проводника;

$t_{\text{в}}$ — температура воздуха, окружающего проводник.

Мощность прибора выражается произведением

$$Q = IU \text{ Вт (0,86 } IU \text{ ккал/ч)}, \quad (\text{X } 11)$$

где I — сила тока, А;

U — напряжение, В

Сила тока равна напряжению, деленному на сопротивление (закон Ома):

$$I = \frac{U}{R}, \quad (\text{X } 12)$$

поэтому

$$Q = \frac{U^2}{R} \text{ Вт}. \quad (\text{X } 13)$$

Сопротивление проводника R равно его удельному сопротивлению, r Ом·мм²/м, умноженному на длину l , м, и деленному на площадь поперечного сечения F , мм².

$$R = \frac{rl}{F} = \frac{4rl}{\pi d^2}. \quad (\text{X } 14)$$

Таким образом:

$$Q = \frac{U^2 \pi d^2}{4rl} \text{ Вт}. \quad (\text{X } 15)$$