

Зная $R_{\text{ср}}$ и расход воды $G_{\text{уч}}$, находят соответствующий им диаметр участка по таблицам для расчета теплопроводов.

При расчете по характеристикам сопротивления определяют удельную характеристику сопротивления, Па/(кг/ч)²:

$$S = \frac{R_{\text{ср}}}{G_{\text{уч}}^2} \quad (\text{V.42})$$

и по приложению 1 находят соответствующий ей диаметр участка.

Увязка потерь давления в циркуляционных кольцах должна производиться с учетом только тех участков, которые не являются общими для сравниваемых колец.

Расхождение (невязка) в расчетных потерях давления на параллельно соединенных участках отдельных колец системы допускается при тупиковом движении воды до 15%, при попутном движении воды в магистралях $\pm 5\%$.

Расчет участков сети. Потери давления на участках сети могут быть определены с использованием табличных значений удельных линейных потерь давления R , Па/м, или характеристик сопротивления S , Па/(кг/ч)². Первый способ дает более точные значения потерь давления на трение и используется, как правило, при расчете систем с естественной циркуляцией, где скорость движения воды относительно небольшая и коэффициент гидравлического трения не пропорционален квадрату скорости. При расчете по характеристикам сопротивления используют осредненные значения коэффициентов гидравлического трения из области значительной скорости, где без заметной погрешности применима квадратичная зависимость, в связи с чем по этому способу рассчитываются насосные однотрубные системы отопления.

Пример V 4. Определить потерю давления на участке теплопровода длиной $l=15$ м, диаметром $d_y=20$ мм при сумме коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta=9$ и массе воды, перемещаемой по участку $G=194$ кг/ч.

Решение. При определении потери давления в сети обычно используется табличная форма записи (табл. V 4 и табл. V 5)

а) Расчет по таблицам для расчета теплопроводов.

Таблица V.4

Потеря давления в теплопроводах

Номер участка	Q , Вт	G , кг/ч	l , м	d_y , мм	R , Па/м	w , м/с	$\Sigma \zeta$	Rl , Па	Z , Па	$Rl+Z$, Па
1	—	194	15	20	21,6	0,15	9	324	100	424

Для расчета воспользуемся таблицами для расчета теплопроводов из Справочника проектировщика промышленных и общественных зданий и сооружений.

В табл. 1 раздела X по графе диаметра трубопровода $d_y=20$ мм найдем заданный расход воды $G=194$ кг/ч. Непосредственно под найденной величиной расхода записана скорость воды в трубопроводе $w=0,15$ м/с; в той же строке в крайней левой графе удельная потеря давления на трение $R=2,2$ кгс/м², или в системе СИ $R=2,2 \cdot 9,81=21,6$ Па. Полученные значения записываем в таблицу.

Потеря давления на трение по всей длине теплопровода получится как произведение удельной потери на длину участка

$$Rl = 21,6 \cdot 15 = 324 \text{ Па.}$$

Потери давления в местных сопротивлениях при известной скорости $w=0,15$ м/с и сумме коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta=9$ могут быть получены из табл. 3 раздела X: $\Delta p = 10,15 \cdot 9,81 = 100$ Па.

Суммарная потеря давления на расчетном участке:

$$(Rl + Z) \Delta P = 324 + 100 = 424 \text{ Па.}$$

б) Расчет по характеристикам сопротивления.

Таблица V.5

Потеря давления в теплопроводах

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	l, м	d _y , мм	A·10 ⁴ , Па/(кг/ч) ²	λ/d, 1/м	Σζ	S·10 ⁴ , Па/(кг/ч) ²	Δp, Па
I	—	194	15	20	3,18	1,8	9	114,5	430

Для расчета по характеристикам сопротивления воспользуемся приложением I и для трубы d_y=20 мм найдем: удельное динамическое давление в теплопроводе A·10⁴=3,18 Па/(кг/ч)² и приведенный коэффициент трения на 1 пог. м длины трубы λ/d=18 1/м. По формуле (V.8) определим значение характеристики сопротивления участка

$$S = A(\lambda dl + \Sigma\zeta) = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 15 + 9) = 114,5 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Суммарная потеря давления на расчетном участке

$$\Delta p = SG^2 = 114,5 \cdot 10^{-4} \cdot 194^2 = 430 \text{ Па.}$$

§ 54. ВЕРТИКАЛЬНАЯ ОДНОТРУБНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С ВЕРХНЕЙ РАЗВОДКОЙ

Прежде чем приступить к расчету системы отопления, необходимо сконструировать стояки (см. рис. IV.25), вычертить расчетную схему в аксонометрической проекции, пронумеровать стояки и расчетные участки теплопроводов. Стояки обозначаются цифрами, которые записываются на схеме в кружках над каждым стояком. Участкам между стояками присваиваются двойные номера, соответствующие номерам стояков (например, участку между стояками 3 и 4 присваивается номер 3—4 по подающей магистрали и 4'—3' по обратной магистрали); номера этих участков на схеме не записываются. Остальные участки сети нумеруются порядковыми номерами и обозначаются по схеме.

На вычерченную схему отопления наносят тепловые нагрузки каждого отопительного прибора, а затем путем последовательного суммирования определяют тепловые нагрузки каждого стояка и каждого участка подающей и обратной магистралей. На расчетной схеме около каждого участка записывают тепловую нагрузку и длину участка. Определение тепловых нагрузок сети выполняется с точностью до 10 Вт. Общая тепловая мощность системы, полученная последовательным суммированием тепловых нагрузок параллельных участков сети, должна совпадать с суммарной величиной теплопотерь здания.

По тепловым нагрузкам выполняется гидравлический расчет отопительной системы, в результате чего определяются расход теплоносителя, диаметр теплопроводов и потери давления в системе.

Расчет вертикальных однотрубных систем отопления следует проводить методом характеристик сопротивления при переменном перепаде температуры воды в стояках.

В промышленных системах отопления стояки, как правило, должны быть одного диаметра по всей высоте здания, и только в тех случаях,

когда невозможно их гидравлически увязать, делают один переход с одного диаметра этажестояка на другой.

При расчете однотрубных систем отопления стояк рассматривают как самостоятельную расчетную единицу.

Используя расчетную схему, определяют характеристики сопротивления этажестояков и узлов присоединения стояков к подающей и обратной магистралям для диаметров 15, 20 и 25 мм.

Выбирают наименее нагруженный стояк, назначают для него наименьший диаметр, т. е. 15 мм, вычисляют характеристику сопротивления стояка по сумме характеристик составляющих его этажестояков и подводов и определяют потери давления в нем при расходе воды, который принимают по разности температуры воды во всей системе отопления. Сопоставляют потери давления с располагаемым циркуляционным давлением и проверяют скорость движения воды, которая не должна превышать допустимых пределов.

В попутной системе водяного отопления перепады давления во всех стояках, при надлежащей увязке, достаточно близки по величине. Поэтому представляется возможным предварительно определить значения характеристик сопротивления всех стояков S_n по характеристике сопротивления наименее нагруженного стояка (S_0):

$$S_n = S_0 \left(\frac{Q_0}{Q_n} \right)^2.$$

По полученным значениям характеристик сопротивления S_n следует сконструировать стояки из типовых узлов этажестояков и определить действительные характеристики сопротивления. При этом они не должны отличаться от расчетных более чем на 20%, так как при расчете системы отопления по переменному перепаду температуры воды в стояках допускается отклонение от расчетного перепада температур $\pm 15\%$.

В тупиковой системе отопления, где расчетные перепады давления во всех стояках различны, потери давления в однотипных стояках одной ветви системы (полагая, что такие стояки могут быть в начале и в конце рассчитываемой ветви) могут отличаться приблизительно на 20%. Поэтому практически для надежной гидравлической увязки тупиковой системы примерно 30% потери давления в стояке может быть израсходовано на участках между крайними стояками рассчитываемой ветви системы, а остальная часть располагаемого давления может быть израсходована в магистралях между рассчитываемой ветвью и тепловым узлом. Такая рекомендация не может охватить всего разнообразия сочетаний тепловых нагрузок, но зачастую позволяет лучше ориентироваться при распределении располагаемого давления.

Пример V 5. Рассчитать ветвь насосной однотрубной проточно-регулируемой системы отопления с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях для 9-этажного жилого дома, представленную на рис. V 12

Для индустриализации монтажа системы отопления стояки 1, 2 и 5, которые имеют большую тепловую нагрузку, прием диаметром 20 мм, а стояки 3, 4 и 6 диаметром 15 мм.

Определим потери давления, количество затекающей воды в стояки и перепады температуры воды в стояках

Решение. До начала гидравлического расчета необходимо для всех стояков вычислить величины $Q_{ст}$, ΣQh [см. формулу (IV.36)] и $h_0 = \frac{\Sigma Qh}{Q_{ст}}$.

Определим характеристики сопротивления этажестояков¹.

Коэффициенты местных сопротивлений этажестояка

	Для $d_y = 15$ мм	Для $d_y = 20$ мм
Два отвода	$\zeta = 3$	$\zeta = 2$
Трехходовой кран	$\zeta = 2$	$\zeta = 1,5$
Радиатор	$\zeta = 1,6$	$\zeta = 1,2$
Две утки	$\zeta = 1,6$	$\zeta = 1,4$
	$\Sigma \zeta = 8,2$	$\Sigma \zeta = 6,1$

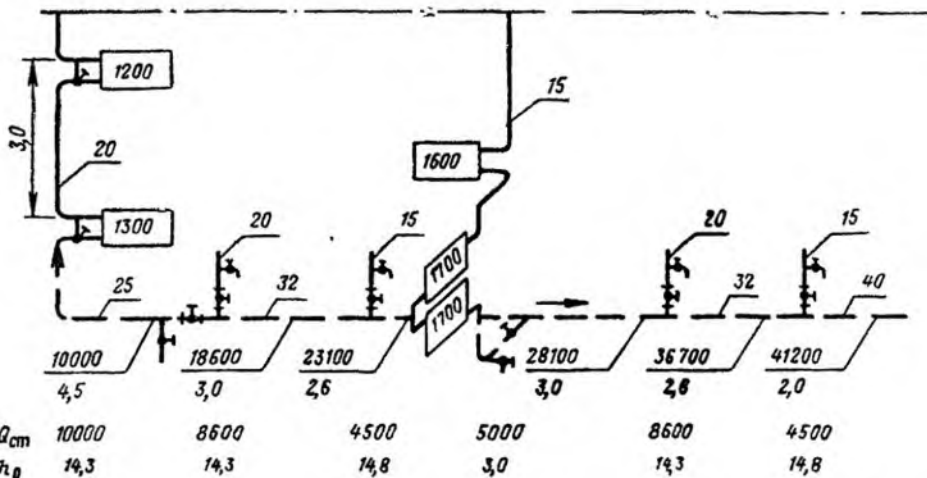
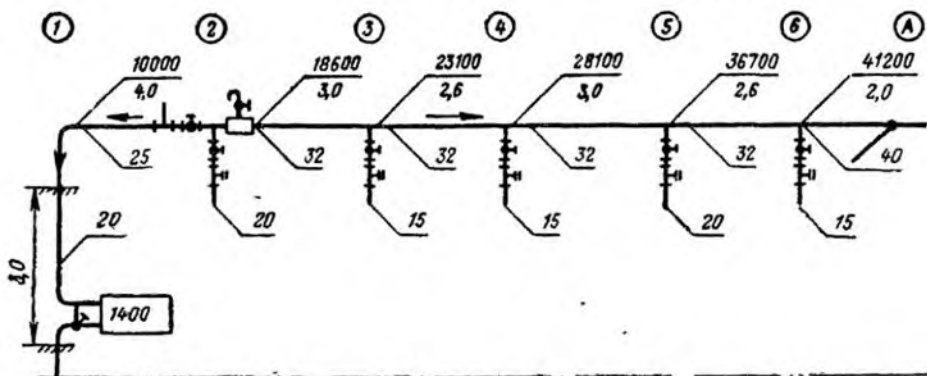


Рис. V.12. Вертикальная однотрубная тупиковая система отопления с верхней разводкой

Характеристики сопротивления этажестояка диаметром 20 и 15 мм при длине труб 3,8 м (см. приложение 1):

$$S_{15} = 10,6 \cdot 10^{-4} (2,7 \cdot 3,8 + 8,2) = 196 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2;$$

$$S_{20} = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 3,8 + 6,1) = 41 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

¹ В расчетах могут быть использованы значения характеристик сопротивления радиаторных узлов, приводимые в справочной литературе, если они отвечают принятым конструктивным решениям.

Коэффициенты местных сопротивлений узлов присоединения стояков к магистрали

	Подающая магистраль		Обратная магистраль	
	$d_y = 15 \text{ мм}$	$d_y = 20 \text{ мм}$	$d_y = 15 \text{ мм}$	$d_y = 20 \text{ мм}$
Тройник . . .	$\zeta = 5$	$\zeta = 5$	$\zeta = 1,5$	$\zeta = 1,5$
Отступ . . .	$\zeta = 0,8$	$\zeta = 0,7$	$\zeta = 0,8$	$\zeta = 0,7$
Пробочный кран . . .	$\zeta = 3,5$	$\zeta = 1,5$	$\zeta = 3,5$	$\zeta = 1,5$
	$\Sigma \zeta = 9,3$	$\Sigma \zeta = 7,2$	$\Sigma \zeta = 5,8$	$\Sigma \zeta = 3,7$

Характеристики сопротивления узлов присоединения стояков к подающим магистралям при длине трубы 1 м:

$$S_{15} = 10,6 \cdot 10^{-4} (2,7 \cdot 1 + 9,3) = 126 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2;$$

$$S_{20} = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 1 + 7,2) = 29 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Характеристики сопротивления узлов присоединения стояков к обратным магистралям при длине трубы 1,5 м:

$$S_{15} = 10,6 \cdot 10^{-4} (2,7 \cdot 1,5 + 5,8) = 103 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2$$

$$S_{20} = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 1,5 + 3,7) = 20,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Расчет начнем со стояков 1 и 2. Так как тепловые нагрузки их значительно отличаются друг от друга, а конструктивно стояки приняты одного диаметра 20 мм, то предварительно определим потокораспределение между стояками 1 и 2.

Участки магистралей 1—2 примем диаметром 25 мм.

Коэффициенты местных сопротивлений участков 1—2

Тройник на проходе подающей магистрали . . .	$\zeta = 0,5$
Тройник на проходе обратной магистрали . . .	$\zeta = 3$
Два проходных крана	$\zeta = 3$
Два отвода	$\zeta = 1$
Два отступа	$\zeta = 1,2$
	$\Sigma \zeta = 8,7$

Характеристика сопротивления участков 1—2 $d_y=25 \text{ мм}$, $l_{1-2}=8,5$:

$$S_{1-2} = 1,23 \cdot 10^{-4} (1,4 \cdot 8,5 + 8,7) = 22,6 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Характеристика сопротивления и проводимость стояка 1 с участками магистралей 1—2:

$$S_{ст1} = (22,6 + 41 \cdot 9) 10^{-4} = 391,6 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2;$$

$$\sigma_{ст1} = 5,05 \text{ кг/(ч} \cdot \text{Па}^{0,5}\text{)}.$$

Характеристика сопротивления и проводимость стояка 2:

$$S_{ст2} = (29 + 41 \cdot 9 + 20,7) 10^{-4} = 418,6 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2;$$

$$\sigma_{ст2} = 4,9 \text{ кг/(ч} \cdot \text{Па}^{0,5}\text{)}.$$

Определим количество воды, затекающей в стояк 1, принимая суммарное количество воды для стояков 1 и 2 по перепаду температуры воды в системе 25°:

$$G_{ст1} = \frac{Q_{ст1} + Q_{ст2}}{\Delta t_c} \cdot \frac{\sigma_{ст1}}{\sigma_{ст1} + \sigma_{ст2}} = \frac{18\,600 \sqrt{3,6}}{25 \cdot 4,187} \cdot \frac{5,05}{5,05 + 4,9} = 325 \text{ кг/ч}.$$

Определим потерю давления в стояке I при расходе воды 325 кг/ч:

$$\Delta p_{\text{сст1}} = S_{\text{сст1}} G_{\text{сст1}}^2 = 391,6 \cdot 10^{-4} \cdot 325^2 = 4150 \text{ Па.}$$

Определим перепад температуры воды в стояке при расходе воды 325 кг/ч, используя формулу (IV.33):

$$\Delta t_{\text{сст1}} = \frac{Q_{\text{сст1}}}{G_{\text{сст1}} c} = \frac{10\,000 \cdot 3,6}{325 \cdot 4,187} = \frac{10\,000}{325 \cdot 1,163} = 26,4^\circ.$$

Определим величину естественного давления в стояке I по формуле (IV.36):

$$\Delta p_{\text{е.сст1}} = \beta g h_0 \Delta t = 0,64 \cdot 9,8 \cdot 14,3 \cdot 26,4 \approx 2360 \text{ Па,}$$

Определяем расчетную разность давлений:

$$\Delta p_{1,2} = \Delta p_{\text{сст1}} - \Delta p_{\text{е.сст1}} = 4150 - 2360 = 1790 \text{ Па.}$$

Количество воды, затекающей в стояк 2, с учетом естественного давления может быть определено интерполяцией. предварительно задавшись перепадом температуры воды в стояке, равном перепаду в системе, определим величину давления, которая может быть израсходована в стояке 2:

$$\Delta p_a = \Delta p_{1,2} + \beta g h_0 \Delta t = 1790 + 0,64 \cdot 9,8 \cdot 14,3 \cdot 25 = 4010 \text{ Па.}$$

Определим количество воды, протекающей через стояк 2 при $\Delta p_a = 4010$ Па:

$$G_a = \sqrt{\frac{\Delta p_a}{S_{\text{сст2}}}} = \sqrt{\frac{4010}{418,6 \cdot 10^{-4}}} = 310 \text{ кг/ч.}$$

По полученному расходу воды в стояке определим новое значение располагаемого давления Δp_6 :

$$\Delta p_6 = \Delta p_{1,2} + \frac{\beta g Q_{\text{сст2}} h_0}{G_a c} = 1790 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 122\,980}{310 \cdot 1,163} = 3910 \text{ Па.}$$

Теперь определим новый расход воды по стояку G_6 и соответствующее ему располагаемое давление Δp_b :

$$G_6 = \sqrt{\frac{3910}{418,6 \cdot 10^{-4}}} = 305 \text{ кг/ч;}$$

$$\Delta p_b = 1790 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 122\,980}{305 \cdot 1,163} = 3950 \text{ Па.}$$

Действительный расход воды по стояку 2 определим линейной интерполяцией между значениями $G_a = 310$ кг/ч при давлениях Δp_a , Δp_6 и $G_6 = 305$ кг/ч при давлениях Δp_6 , Δp_b или по соотношению

$$G_{\text{сст2}} = G_a - (G_a - G_6) \frac{\Delta p_a - \Delta p_6}{\Delta p_a + \Delta p_b - 2\Delta p_6} =$$

$$= 310 - (310 - 305) \frac{4010 - 3910}{4010 + 3950 - 7820} = 306 \text{ кг/ч.}$$

Расчетный перепад температуры по стояку 2 составит:

$$\Delta t_{\text{сст2}} = \frac{8600}{306 \cdot 1,163} = 24,1^\circ.$$

Результаты расчета записываем в табл. V 6.

Расход воды по участкам 2—3 будет равен сумме расходов воды по стоякам I и 2:

$$G_{2-3} = 325 + 306 = 631 \text{ кг/ч.}$$

Таблица V6

Гидравлический расчет однотрубной системы отопления

Номер участка и стояков	Тепловая нагрузка Q, Вт	h _г , м	Диаметр трубы d _т , мм	Длина участка l, м	Приведенный коэффициент трения $\frac{d}{\lambda}$	Приведенный коэффициент трения участка $\frac{d}{\lambda} l$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$	Приведенный коэффициент сопротивления участка $\frac{d}{\lambda} l + \sum \xi$	Удельное динамическое давление в тепловом пункте $\Delta p_{\text{уд}}$, Па/(кг/ч) ²	Характеристика сопротивления S · 10 ⁴ , Па/(кг/ч) ²	Расход G, кг/ч	Первая температура t _в Δ, град	Потери давления на участке стояка, Па	Привалочное давление Δ p _в , Па	Необходимая разность давления Δ p _н , Па
1	10 000	14,3	—	—	—	—	—	—	—	391,6	325	26,4	4150	2360	1790
2	8 600	14,3	—	—	—	—	—	—	—	418,6	306	24,1	3930	2140	1790
2—3	18 600	—	32	6	1	6	5	11	0,392	4,31	631	—	172	—	—
3	4 500	14,8	—	—	—	—	—	—	—	1993	147	26,3	4382	2420	1962
3—4	23 100	—	32	5,2	1	5,2	3,5	8,7	0,392	3,4	778	—	206	—	—
4	5 000	3	15	32	2,7	86,4	28,3	114,7	10,6	1210	149	28,8	2708	540	2168
4—5	28 100	—	32	6	1	6	3,5	9,5	0,392	3,73	927	—	322	—	—
5	8 600	14,3	—	—	—	—	—	—	—	418,6	332	22,3	4540	2050	2490
5—6	36 700	—	32	5,2	1	5,2	3,5	8,7	0,392	3,4	1259	—	540	—	—
6	4 500	14,8	—	—	—	—	—	—	—	1993	166	23,2	5180	2150	3030
6—A	41 200	—	40	4	0,8	3,2	5,5	8,7	0,23	2	1425	—	405	—	—

Δ p_A = 3435

Примем диаметр для участков 2—3 равным 32 мм. Вычислим характеристику сопротивления участков и потерю давления в них.

Коэффициенты местного сопротивления на участках 2—3

Тройник на проходе подающей магистрали . . .	$\zeta = 0,5$
Тройник на проходе обратной магистрали . . .	$\zeta = 3$
Воздухосборник	$\zeta = 1,5$
	$\Sigma \zeta = 5$

Характеристика сопротивления участков 2—3:

$$S_{2-3} = 0,392 \cdot 10^{-4} (1,0 \cdot 6 + 5) = 4,31 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Потеря давления на участках 2—3:

$$\Delta p_{2-3} = 4,31 \cdot 10^{-4} \cdot 631^2 = 172 \text{ Па}.$$

Располагаемая разность давлений для стояка 3 составит:

$$\Delta p_3 = 1790 + 172 = 1962 \text{ Па}.$$

Характеристика сопротивления стояка 3:

$$S_{\text{ст.3}} = (126 + 9 \cdot 196 + 103) 10^{-4} = 1993 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Количество воды, затекающей в стояк 3, с учетом естественного давления определяется так же, как для стояка 2. Предварительно задавшись перепадом температуры воды в стояке, равным перепаду в системе, определим величину давления Δp_a и соответствующий ему расход G_a , а затем по расходу G_a определим давление Δp_b и соответствующий ему расход G_b и давление Δp_b . Действительный расход определим interpolацией:

$$\Delta p_a = 1962 + 0,64 \cdot 9,8 \cdot 14,3 \cdot 25 = 4282 \text{ Па};$$

$$G_a = \sqrt{\frac{4282}{1993 \cdot 10^{-4}}} = 146 \text{ кг}/\text{ч};$$

$$\Delta p_b = 1962 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 66600}{146 \cdot 1,163} = 4402 \text{ Па};$$

$$G_b = \sqrt{\frac{4402}{1993 \cdot 10^{-4}}} = 149 \text{ кг}/\text{ч};$$

$$\Delta p_b = 1962 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 66600}{149 \cdot 1,163} = 4360 \text{ Па};$$

$$G_{\text{ст.3}} = 146 - (146 - 149) \frac{4282 - 4360}{4282 + 4360 - 8804} = 147 \text{ кг}/\text{ч}.$$

Расчетный перепад температуры воды в стояке 3

$$\Delta t_{\text{ст.3}} = \frac{4500}{147 \cdot 1,163} = 26,3^\circ.$$

Расход воды по участкам 3—4 будет равен:

$$G_{3-4} = 631 + 147 = 778 \text{ кг}/\text{ч}.$$

Диаметр труб на участках 3—4 примем равным 32 мм и вычислим их характеристику сопротивления и потерю давления в них.

Коэффициенты местных сопротивлений на участках 3—4

Тройник на проходе подающей магистрали . . .	$\zeta = 0,5$
Тройник на проходе обратной магистрали . . .	$\zeta = 3$
	$\Sigma \zeta = 3,5$

Характеристика сопротивлений участков 3—4:

$$S_{3-4} = 0,392 \cdot 10^{-4} (1,0 \cdot 5,2 + 3,5) = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Потеря давления на участках 3—4:

$$\Delta p_{3-4} = 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot 778^2 = 206 \text{ Па}.$$

Располагаемая разность давлений для стояка 4 будет равна:

$$\Delta p_4 = 1962 + 206 = 2168 \text{ Па}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений стояка 4 при диаметре 15 мм

Тройник на ответвлении от подающей магистрали . . .	$\zeta = 5$
Тройник на ответвлении от обратной магистрали . . .	$\zeta = 1$
Два пробочных крана	$\zeta = 7$
Шесть отводов	$\zeta = 9$
Два отступа	$\zeta = 1,6$
Скоба	$\zeta = 1,5$
Радиаторы	$\zeta = 3,2$
	$\Sigma \zeta = 28,3$

Характеристика сопротивления стояка 4 при общей длине 32 м:

$$S_{ст4} = 10,6 \cdot 10^{-4} (2,7 \cdot 32 + 28,3) = 1210 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Количество затекающей воды в стояк 4 определяем интерполяцией; для этого вычисляем:

$$\Delta p_a = 2168 + 0,64 \cdot 9,8 \cdot 3 \cdot 25 = 2638 \text{ Па};$$

$$G_a = \sqrt{\frac{2638}{1210 \cdot 10^{-4}}} = 148 \text{ кг}/\text{ч};$$

$$\Delta p_b = 2168 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 15 \cdot 000}{148 \cdot 1,163} = 2708 \text{ Па};$$

$$G_b = \sqrt{\frac{2708}{1210 \cdot 10^{-4}}} = 150 \text{ кг}/\text{ч};$$

$$\Delta p_B = 2168 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 15 \cdot 000}{150 \cdot 1,163} = 2693 \text{ Па};$$

$$G_{ст4} = 148 - (148 - 150) \frac{2638 - 2693}{2638 + 2693 - 5416} = 149 \text{ кг}/\text{ч}.$$

Расчетный перепад температуры воды в стояке 4

$$\Delta t_{ст4} = \frac{5000}{149 \cdot 1,163} = 28,8^\circ.$$

Расход воды по участкам 4—5 составит:

$$G_{4-5} = 778 + 149 = 927 \text{ кг/ч.}$$

Диаметр участков 4—5 примем равным 32 мм, при этом характеристика сопротивления участков 4—5 будет равна:

$$S_{4-5} = 0,392 \cdot 10^{-4} (1,6 + 3,5) = 3,73 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Потеря давления на участках 4—5

$$\Delta p_{4-5} = 3,73 \cdot 10^{-4} \cdot 927^2 = 322 \text{ Па.}$$

Располагаемая разность давлений для стояка 5 будет равна:

$$\Delta p_5 = 2168 + 322 = 2490 \text{ Па.}$$

Характеристика сопротивления стояка 5 та же, что и стояка 2:

$$S_{ст5} = 418,6 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Определяем количество затекающей воды в стояк 5; для этого вычисляем:

$$\Delta p_a = 2490 + 0,64 \cdot 9,8 \cdot 14,3 \cdot 25 = 4730 \text{ Па;}$$

$$G_a = \sqrt{\frac{4730}{418,6 \cdot 10^{-4}}} = 337 \text{ кг/ч.}$$

$$\Delta p_6 = 2490 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 122 \cdot 980}{337 \cdot 1,163} = 4450 \text{ Па;}$$

$$G_6 = \sqrt{\frac{4450}{418,6 \cdot 10^{-4}}} = 327 \text{ кг/ч.}$$

$$\Delta p_b = 2490 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 122 \cdot 980}{327 \cdot 1,163} = 4530 \text{ Па;}$$

$$G_{ст5} = 337 - (337 - 327) \frac{4730 + 4530}{4730 + 4530 - 8900} = 332 \text{ кг/ч.}$$

Расчетный перепад температуры воды в стояке 5

$$\Delta t_{ст5} = \frac{8600}{332 \cdot 1,163} = 22,2^\circ.$$

Расход воды по участкам 5—6 будет равен:

$$G_{5-6} = 927 + 332 = 1259 \text{ кг/ч.}$$

Диаметры участков 5—6 принимаем равными 32 мм, при этом характеристика сопротивления будет та же, что и участков 3—4:

$$S_{5-6} = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Потеря давления на участках 5—6

$$\Delta p_{5-6} = 3,4 \cdot 10^{-4} \cdot 1259^2 = 540 \text{ Па.}$$

Располагаемая разность давлений для стояка *б* будет равна:

$$\Delta p_b = 2490 + 540 = 3030 \text{ Па.}$$

Характеристика сопротивления стояка *б* та же, что и стояка *з*:

$$S_{\text{ств}} = 1993 \cdot 10^{-4}.$$

Определяем количество затекающей воды в стояк *б*:

$$\Delta p_a = 3030 + 0,64 \cdot 9,8 \cdot 14,8 \cdot 25 = 5450 \text{ Па;}$$

$$G_a = \sqrt{\frac{5450}{1993 \cdot 10^{-4}}} = 166 \text{ кг/ч;}$$

$$\Delta p_b = 3030 + \frac{0,64 \cdot 9,8 \cdot 66 \cdot 600}{166 \cdot 1,163} = 5410 \text{ Па;}$$

$$G_b = \sqrt{\frac{5410}{1993 \cdot 10^{-4}}} = 165 \text{ кг/ч.}$$

Практически $G_a = G_b$, следовательно, расход по стояку *б* будет равен:

$$G_{\text{ств}} = 166 \text{ кг/ч.}$$

Расчетный перепад температуры воды в стояке будет равен:

$$\Delta t_{\text{ств}} = \frac{4500}{166 \cdot 1,163} = 23,2^\circ.$$

Суммарный расход воды по рассчитываемой ветви, т. е. участкам *б—А* будет равен:

$$G_{б-А} = 1259 + 166 = 1425 \text{ кг/ч.}$$

Принимая диаметр участков магистрали 40 мм, получим характеристику сопротивления участков *б—А*:

$$S_{б-А} = 0,23 \cdot 10^{-4} (0,8 \cdot 4 + 5,5) = 2 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

Потеря давления на участках *б—А* будет равна.

$$\Delta p_{б-А} = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1425^2 = 405 \text{ Па.}$$

Располагаемая разность давления в точках *А—А* должна быть:

$$\Delta p_A = 3030 + 405 = 3435 \text{ Па.}$$

Определим перепад температуры воды во всей рассчитываемой ветви

$$\Delta t = \frac{41200}{1450 \cdot 1,163} = 24,9^\circ \approx 25^\circ.$$

На этом расчет ветви заканчиваем, так как общий перепад температуры воды соответствует заданному 25° , а отклонения перепадов температуры воды по стоякам отвечают нормативным требованиям и не превышают 15%.

§ 55. ВЕРТИКАЛЬНАЯ ОДНОТРУБНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С НИЖНЕЙ РАЗВОДКОЙ

Широкое распространение в жилищном строительстве получили однотрубные системы отопления с нижней прокладкой подающей и обратной магистралей, причем наиболее экономичной и индустриальной является система с односторонним присоединением отопительных приборов к приконным стоякам (см. рис. IV.26).

Устройство системы:

а) приконные стояки располагаются на расстоянии 150 мм от края оконного проема;

б) стояки и подводки к приборам имеют один и тот же диаметр (15 или 20 мм), независимо от этажности здания;

в) подводки к приборам постоянной длины (до 500 мм); приборы смещены от оси окна в сторону стояка (допускается в квартирах, комнатах общежитий и вспомогательных зданиях);

г) нижние разводящие магистрали выполняются по тупиковой схеме;

д) воздух из системы удаляется через воздушные краны приборов верхних этажей;

е) регулирование теплопередачи отопительных приборов в проточно-регулируемых системах осуществляется трехходовыми кранами с эксплуатационным перепуском воды по обходному участку (рис. V.13, а, III.15 и III.17), а в случае их отсутствия система проектируется со смещенными замыкающими участками и прямооточными регулирующими кранами (рис. V.13, б); замыкающие участки рекомендуются принимать на один калибр меньше диаметра стояка.

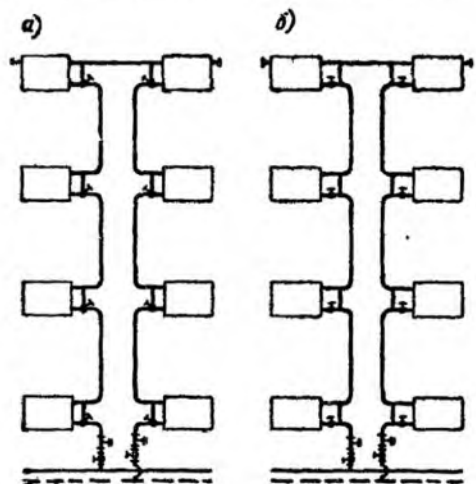


Рис. V.13. Схема стояков вертикальной однотрубной системы с нижней разводкой

а — с обходными участками; б — с замыкающими участками

Гидравлический и тепловой расчет системы аналогичен расчету однотрубных проточных систем отопления. При наличии замыкающих участков несколько усложняется определение числа элементов отопительных приборов, так как необходимо учитывать коэффициент затекания воды в приборы.

В системах с замыкающими участками расход воды в восходящих частях стояков должен быть достаточным для того, чтобы естественные давления в малых циркуляционных кольцах приборов, присоединенных к стояку по схеме снизу — вверх (см. рис. III.17, б), не препятствовали их нормальной работе и восстановлению циркуляции после выключения.

Для восстановления циркуляции после отключения отопительных приборов на подъемных ветвях стояков с замыкающими участками расход теплоносителя в этих подъемных ветвях должен быть не менее минимального ($G_{\text{мин}}$, кг/ч), определяемого по формуле (или по табл. V.7):

$$G_{\text{мин}} = 0,0125 d_{\text{з.у}}^2 \sqrt{\frac{h_{\text{пр}} (\rho_x - \rho_r) \rho_r}{\zeta_{\text{откл}}}}$$

где $d_{\text{з.у}}$ — внутренний диаметр замыкающего участка, мм;

$h_{\text{пр}}$ — высота отопительного прибора по оси подводов, м;

ρ_x, ρ_r — плотность соответственно остывшей до 25°C воды в отопительном приборе и горячей в стояке, кг/м^3 ;

$\zeta'_{\text{откл}}$ — приведенный коэффициент сопротивления замыкающего участка при отключенном отопительном приборе (табл. V.8).

Таблица V.7
Минимальный расход воды $G_{\text{мин}}$ и необходимая тепловая нагрузка стояков при $h_{\text{пр}} = 0,5$ м

Условный диаметр труб, мм			Температурный график, °С	Минимальный расход теплоносителя $G_{\text{мин}}$, кг/ч	Требуемая тепловая нагрузка стояка $Q_{\text{ст}}$, Вт
стояка	замыкающего участка	подводки			
15	15	15	95—70	200	5 800
			100—70	210	7 300
			105—70	220	9 600
20	15	20	95—70	150	4 350
			100—70	160	5 600
			105—70	170	6 900
25	20	25	95—70	330	9 600
			100—70	340	11 900
			105—70	360	14 600

Подробно расчет изложен в СН 419-70 «Указания по проектированию и расчету радиаторных однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей» (М., Стройиздат, 1972).

§ 56. ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ ОДНОТРУБНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ

Системы отопления с горизонтальными однотрубными ветвями (см. рис. IV.30) при гидравлическом расчете должны рассматриваться как комбинированные, ибо по схеме присоединения горизонтальных ветвей они являются двухтрубными системами отопления с присущими им различными естественными циркуляционными давлениями по этажам и наряду с этими однотрубными системами при рассмотрении каждой горизонтальной ветви в отдельности.

При постоянном перепаде температуры воды по ветвям, когда температура воды в восходящем и нисходящем стояках (t_t и t_o) может рассматриваться постоянной, расчет практически не отличается от расчета вертикальных тупиковых однотрубных систем отопления; для каждой ветви h_0 имеет свое значение, численно равное высоте расположения центров охлаждения в горизонтальной ветви относительно центра нагревания h_1, h_2, h_3 (см. рис. IV.37 и V.14).

При расчете с переменным перепадом температуры воды по ветвям, когда температура воды в обратных стояках различна по этажам, величину естественного циркуляционного давления необходимо определять поэтажно.

Таблица V.8

Значения $\zeta'_{\text{откл}}$ для вертикальных радиаторных узлов ($h_{\text{пр}} = 0,5$ м) со смещенными замыкающими участками

Условный диаметр труб узла, мм			$\zeta'_{\text{откл}}$
стояка $d_{\text{ст}}$	замыкающего участка $d_{\text{з.у}}$	подводки $d_{\text{под}}$	
15	15	15	4
20	15	20	7
25	20	25	5

При расчете малых циркуляционных колец центр нагревания принимается на оси горизонтальной ветви, а центр охлаждения по оси нижнего ниппеля радиатора при нижнем присоединении радиатора (см. рис. IV.37) и по центру прибора при верхнем присоединении горячей подводки (см. рис. IV.30).

Следует отметить, что в противоположность вертикальным стоякам, где высота замыкающего участка стандартна (например, для радиатора

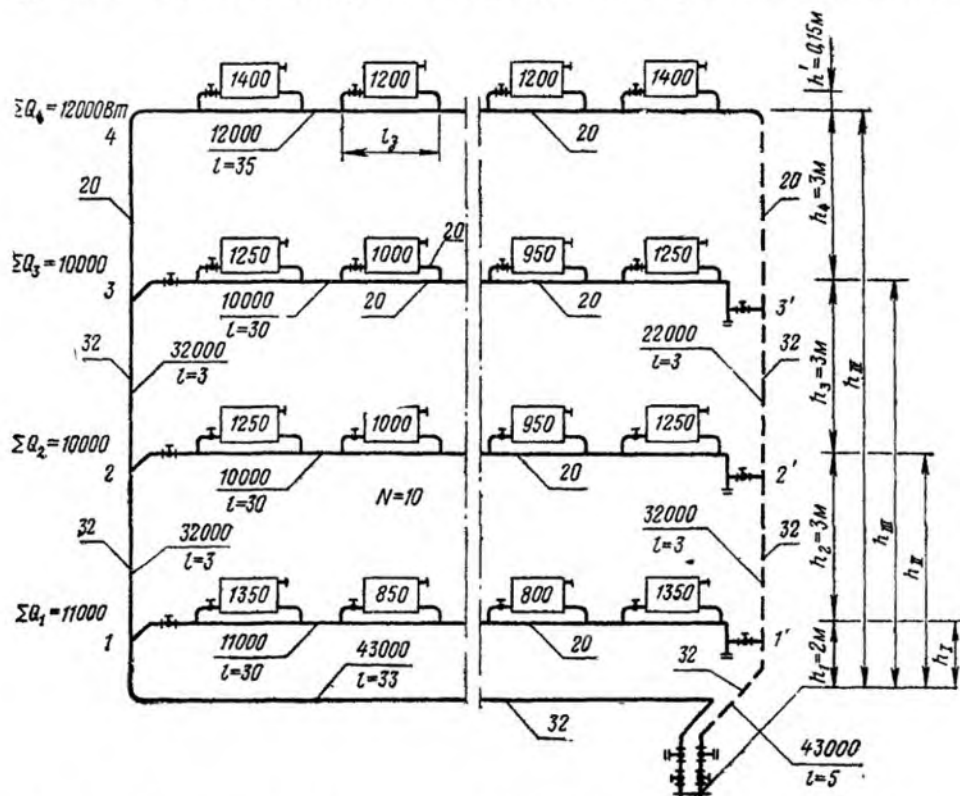


Рис. V.14. Схема системы отопления с горизонтальными однотрубными ветвями

М-140 $h_{3,y} = 0,5 \text{ м}$), длина замыкающих участков в данной системе различна. Это несколько усложняет расчет, так как требуется предварительный ориентировочный расчет приборов. Однако при расчете по характеристикам сопротивления, когда ветвь рассматривается как один участок, представляется возможным без большой погрешности гидравлический расчет ветви радиаторной системы вести с усредненной длиной замыкающего участка, определяемой по формуле

$$l_s = \frac{b \Sigma Q}{q_3 \bar{f}_3 N} + l_n,$$

где b — ширина секции, м;

ΣQ — тепловая нагрузка ветви, Вт;

q_3 — средняя плотность теплового потока прибора при принятых параметрах теплоносителя, Вт/экм;

- f_3 — площадь нагревательной поверхности одной секции, экм;
 N — число приборов на ветви;
 l_n — горизонтальная проекция подводок к прибору (0,4—0,6 м).

Длина теплопровода горизонтальной ветви за вычетом замыкающих участков составит:

$$l_p = l - l_3 N,$$

где l — общая протяженность горизонтальной ветви от стояка до стояка, м.

Последовательность расчета рассмотрим на примере.

Пример V.6. Произвести гидравлический расчет горизонтальной однотрубной системы отопления четырехэтажного здания, представленной на рис. V.14.

Для облегчения монтажа все горизонтальные ветви примем одного диаметра, включая и замыкающие участки; $d_v = 20$ мм

Определим гидравлические потери давления, количество затекающей воды в рассчитываемые ветви и перепады температуры воды в ветвях при расчетных параметрах теплоносителя 95—70 °С.

Расчет начинаем с верхней ветви, на которой установлено 10 приборов при общей тепловой нагрузке $\Sigma Q = 12\,000$ Вт:

Определим усредненную длину замыкающего участка и характеристику сопротивления радиаторного узла

$$l_3 = \frac{0,1 \cdot 12\,000}{506 \cdot 0,31 \cdot 10} + 0,6 = 1,37 \text{ м.}$$

Коэффициенты местных сопротивлений замыкающего участка

Тройник на проходе при делении потоков . . . $\zeta = 0,5$

Тройник на проходе при слиянии потоков . . . $\zeta = 3$

Коэффициенты местных сопротивлений подводок к прибору

Тройник на ответвлении при делении потоков . . $\zeta = 5$

Тройник на ответвлении при слиянии потоков . . $\zeta = 1,5$

Два отвода 90° $\zeta = 2$

Кран двойной регулировки $\zeta = 2$

Радиатор двухколонный $\zeta = 1,2$

$$\Sigma \zeta = 9,7$$

Характеристику сопротивления и проводимость замыкающего участка вычисляем по формулам (V.8) и (V.10):

$$S_3 = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 1,37 + 3,5) = 18,8 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2;$$

$$\sigma_3 = 23,1 \text{ кг} \cdot (\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Характеристика сопротивления подводок и их проводимость

$$S = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 0,9 + 9,7) = 36 \cdot 10^{-4};$$

$$\sigma_n = 16,7 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Характеристика сопротивления радиаторного узла и его проводимость составит:

$$S_{y4} = 6,35 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2;$$

$$\sigma_{y4} = 23,1 + 16,7 = 39,8 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Определим характеристику сопротивления ветви четвертого этажа при $d_v = 20$ мм и общей длине ветви 36 м.

Расчетная длина теплопровода за вычетом замыкающих участков составит:

$$l_p = 36 - 10 \cdot 1,37 = 22,3 \text{ м.}$$

Коэффициенты местных сопротивлений

Тройник в проходе при делении потока	$\zeta = 0,5$
Тройник в проходе при слиянии потока	$\zeta = 3$
Два отвода 90°	$\zeta = 2$
Два пробочных крана	$\zeta = 3$
	<hr/>
	$\Sigma \zeta = 8,5$

$$S_4 = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 22,3 + 8,5) + 10 \cdot 6,35 \cdot 10^{-4} = 218,5 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Предварительно примем, что перепад температуры воды в верхней ветви $\Delta t = 28^\circ \text{C}$, тогда расход воды в ветви

$$G_4 = \frac{12\,000 \cdot 3,6}{28 \cdot 4,187} = \frac{12\,000}{1,163 \cdot 28} = 368 \text{ кг}/\text{ч}.$$

Определим потерю давления в ветви четвертого этажа при расходе воды $G_4 = 368 \text{ кг}/\text{ч}$:

$$\Delta p_4 = S_4 G_4^2 = 218,5 \cdot 10^{-4} \cdot 368^2 = 2950 \text{ Па}.$$

Расчетная величина естественного давления между ветвями третьего и четвертого этажей может быть определена с использованием формул (IV.36) и (IV.52):

$$\Delta p_{4-e} = 0,4 \cdot 0,64 \cdot 9,8 \cdot 3 \cdot 28 = 210 \text{ Па}.$$

Определим расчетный перепад давлений для ветви третьего этажа:

$$\Delta p_3 = 2950 - 210 = 2740 \text{ Па}.$$

Усредненная длина замыкающих участков приборов третьего этажа при общей тепловой нагрузке $10\,000 \text{ Вт}$ и числе приборов $N = 10$ составит:

$$l_3 = \frac{0,1 \cdot 10\,000}{505 \cdot 0,31 \cdot 10} + 0,6 = 1,24 \text{ м}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений узла те же, что и для радиаторного узла четвертого этажа.

Характеристика сопротивления и проводимость замыкающего участка:

$$S_3 = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 1,24 + 3,5) = 18,2 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

$$\sigma_3 = 23,5 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

То же, радиаторного узла:

$$S_{y3} = 6,2 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2;$$

$$\sigma_{y3} = 23,5 + 16,7 = 40,2 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5}).$$

Определим характеристику сопротивления ветви третьего этажа при $d_y = 20 \text{ мм}$ и общей длине ветви 30 м .

Расчетная длина теплопровода за вычетом замыкающих участков

$$l_p = 30 - 1,24 \cdot 10 = 17,6 \text{ м}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений

Тройник на ответвлении при делении потока	$\zeta = 5$
Тройник на ответвлении при слиянии потока	$\zeta = 1,5$
Два пробочных крана	$\zeta = 3$
Четыре отвода 90°	$\zeta = 4$
	<hr/>
	$\Sigma \zeta = 13,5$

$$S_2 = 3,18 \cdot 10^{-4} (1,8 \cdot 17,6 + 13,5) + 10 \cdot 6,2 \cdot 10^{-4} = 205,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг}/\text{ч})^2.$$

Определяем количество воды, поступающей в ветвь третьего этажа:

$$G_3 = \sqrt{\frac{2740}{205,7 \cdot 10^{-4}}} = 364 \text{ кг/ч.}$$

Перепад температуры воды на участках стояков между вторым и третьим этажами составит:

$$\Delta t_{2-3} = \frac{12\,000 + 10\,000}{1,163(368 + 364)} = 25,8^\circ.$$

Определим потерю давления на участках стояков между вторым и третьим этажами при длине участков 6 м, диаметре 32 мм и сумме коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi = 3,5$.

Характеристика сопротивления стоков:

$$S_{2-3} = 0,392 \cdot 10^{-4} (1,0 \cdot 6 + 3,5) = 3,72 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2;$$

$$\Delta p_{2-3} = 3,72 \cdot 10^{-4} (368 + 364)^2 = 200 \text{ Па.}$$

Определим величину естественного давления между ветвями второго и третьего этажей:

$$\Delta p_{3-e} = 0,4 \cdot 0,64 \cdot 9,8 \cdot 3 \cdot 25,8 = 195 \text{ Па.}$$

Конструктивно ветвь второго этажа выполнена аналогично ветви третьего этажа и имеет ту же тепловую нагрузку, следовательно, примем те же характеристики сопротивления.

Расчетный перепад давления для ветви второго этажа составит:

$$\Delta p_2 = 2740 + 200 - 195 = 2745 \text{ Па.}$$

Количество воды, затекающей в ветвь второго этажа:

$$G_2 = \sqrt{\frac{2745}{205,7 \cdot 10^{-4}}} = 365 \text{ кг/ч.}$$

количество воды, проходящей по стояку на участке между первым и вторыми этажами:

$$G_{1-2} = 368 + 364 + 365 = 1097 \text{ кг/ч.}$$

Диаметр стояка на участках I—2 сохраняем 32 мм.

Определим потерю давления на участках стояка I—2:

$$\Delta p_{1-2} = 3,72 \cdot 10^{-4} \cdot 1097^2 = 450 \text{ Па.}$$

Перепад температуры воды между стояками на участках I—2

$$\Delta t = \frac{32\,000}{1,163 \cdot 1097} = 25^\circ.$$

Определяем величину расчетного естественного давления между ветвями первого и второго этажей:

$$\Delta p_{2-e} = 0,4 \cdot 0,64 \cdot 9,8 \cdot 3 \cdot 25 = 188 \text{ Па.}$$

Расчетный перепад давления для ветви первого этажа

$$\Delta p_1 = 2745 + 450 - 188 = 3007 \text{ Па.}$$

Конструктивно ветвь первого этажа выполнена аналогично ветвям второго и третьего этажей, но тепловая нагрузка несколько больше и составляет 11 000 Вт. Так как характеристики сопротивления узлов радиаторов при нагрузках ветвей в 12 000 и 10 000 Вт отличаются всего лишь на 0,15 Па/(кг/ч)², то примем характеристику сопротивления ветви первого этажа равной характеристике сопротивления ветвей второго и третьего этажей.

Определим количество воды, затекающей в ветвь первого этажа:

$$G_1 = \sqrt{\frac{3007}{205,7 \cdot 10^{-4}}} = 384 \text{ кг/ч.}$$

Суммарный расход воды в системе

$$\Sigma G = 1097 + 384 = 1481 \text{ кг/ч.}$$

Температурный перепад в системе отопления при суммарной тепловой нагрузке 43 000 Вт

$$\Delta t = \frac{43\,000}{1,163 \cdot 1481} = 25^\circ.$$

Определим величину естественного давления на участках A—I при высоте расположения оси ветви первого этажа над центром нагревания, $h_1 = 2$ м

$$\Delta p_{1-e} = 0,4 \cdot 0,64 \cdot 9,8 \cdot 2 \cdot 25 = 125 \text{ Па}$$

Определим расчетное циркуляционное давление, которое должно быть обеспечено насосом в точках присоединения рассчитываемой системы отопления к узлу управления, при длине участков I—A 38 м, сумме коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta = 19,8$ и диаметре 32 мм

Характеристика сопротивления участков I—A:

$$S_{1-A} = 0,392 \cdot 10^{-4} (1 \cdot 38 + 19,8) = 22,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг/ч})^2;$$

потеря давления на участках I—A

$$\Delta p_{1-A} = 22,7 \cdot 10^{-4} \cdot 1481^2 = 5000 \text{ Па.}$$

Расчетное насосное давление в точках присоединения

$$\Delta p_A = 3007 - 125 + 5000 = 7882 \text{ Па.}$$

Результаты гидравлического расчета сведены в табл. V.9

Рассмотрим расчет малого циркуляционного кольца отопительного прибора четвертого этажа с тепловой нагрузкой 1400 Вт, первого по ходу теплоносителя с начальной температурой 95°C

Проводимость замыкающего участка $\sigma_3 = 31,1 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5})$;

проводимость подводок $\sigma_{np} = 16,7 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5})$;

характеристика сопротивления $S_y = 6,35 \cdot 10^{-4} \text{ Па}/(\text{кг/ч})^2$.

Коэффициент затекания в прибор без учета естественного давления

$$\alpha_{np} = \frac{\sigma_{np}}{\sigma_{np} + \sigma_3} = \frac{16,7}{16,7 + 23,1} = 0,42.$$

Количество воды, затекающей в прибор:

$$G_{np} = \alpha_{np} G_4 = 0,42 \cdot 368 = 155 \text{ кг/ч.}$$

Перепад температуры воды в отопительном приборе:

$$\Delta t_{np} = \frac{Q_{np}}{c G_{np}} = \frac{1400}{1,163 \cdot 155} = 7,75^\circ.$$

Определим величину естественного циркуляционного давления в контуре отопительного прибора при высоте от оси замыкающего участка до нижнего ниппеля $h' = 0,15$ м по формуле (IV 46)

$$\Delta p_e = \beta g h' \cdot \Delta t = 0,64 \cdot 9,8 \cdot 0,15 \cdot 7,75 = 7,26 \text{ Па.}$$

Потеря давления в подводках

$$\Delta p_{np} = S_{np} G_{np}^2 - \Delta p_e = 36 \cdot 10^{-4} \cdot 155^2 - 7,26 = 77,74 \text{ Па.}$$

Таблица V.9

Гидравлический расчет системы отопления с горизонтальными однотрубными ветвями

Номер участка и ветвей	Тепловая нагрузка ка Q, Вт	h _в , м	Диаметр трубо- провода d _т , мм	Длина участка l, м	Приведенный коэф- фициент трения $\frac{d}{\lambda}$	Приведенный коэф- фициент трения участка $\frac{d}{\lambda l}$	Суммарный коэф- фициент местных сопротивлений	Приведенный коэф- фициент сопротивления участка $\Sigma \xi$	Приведенный коэффициент сопротивления участка $\frac{d}{\lambda l + \Sigma \xi}$	Удельное давление в трубопроводе A · 10 ⁴ Па/(кг/ч) ²	Характеристика сопротивления S · 10 ⁴ , Па/(кг/ч) ²	Расход G, кг/ч	Передаточный коэффициент k _п , град	Потери давления на участке, Па	Гравитационное давление Δp _г , Па	Насосная разность давления Δp, Па	
4 эт.	12 000	3	20	—	—	—	—	—	—	—	216,5	368	28	2950	210	2740	
3 эт.	10 000	—	20	—	—	—	—	—	—	—	205,7	364	23,6	2740	—	2740	
2-3 } 3-2 }	22 000	3	32	6	1,0	6	3,5	9,5	0,392	0,392	3,72	732	25,8	200	195	—	
2 эт.	10 000	—	20	—	—	—	—	—	—	—	205,7	365	23,4	2745	—	2745	
1-2 } 2-1 }	32 000	3	32	6	1,0	6	3,9	9,5	0,392	0,392	3,72	1097	25	450	188	—	
1 эт.	11 000	—	20	—	—	—	—	—	—	—	205,7	384	25	3007	—	3007	
A-1 } 1-A }	43 000	2	32	38	1	38	19,8	57,8	0,392	0,392	22,7	1481	—	5000	125	—	
																Δг	7882

Потеря давления в замыкающем участке

$$\Delta p_{\Sigma} = S_{\Sigma} G_{\Sigma} = 18,8 \cdot 10^{-4} \cdot 213^2 = 85 \text{ Па.}$$

Потеря давления больше в замыкающем участке (расхождение на величину естественного давления), а так как в общих точках деления и слияния потоков не может быть различных давлений, то, следовательно, должно произойти перераспределение потоков

Примем новое значение расхода воды по ветвям: через замыкающий участок 205 кг/ч, а через прибор 163 кг/ч

Тогда перепад температуры в приборе будет:

$$\Delta t' = \frac{1400}{1,163 \cdot 163} = 7,35^{\circ};$$

естественное циркуляционное давление в контуре отопительного прибора

$$\Delta p'_e = 0,64 \cdot 9,7 \cdot 0,15 \cdot 7,35 = 6,35 \text{ Па.}$$

Потеря давления в подводках

$$\Delta p'_{np} = 36 \cdot 10^{-4} \cdot 163^2 - 6,36 = 95,5 - 6,35 = 89,15 \text{ Па;}$$

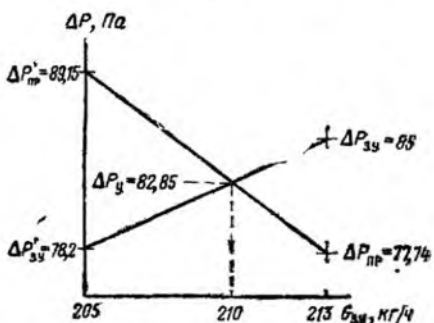


Рис. V.15. Нахождение действительного расхода воды в замыкающем участке

потеря давления в замыкающем участке

$$\Delta p'_{\Sigma, y} = 18,8 \cdot 10^{-4} \cdot 205^2 = 78,2 \text{ Па.}$$

Действительное распределение давлений определим интерполяцией (рис. V.15). Расход воды через замыкающий участок составит 210 кг/ч, а через прибор 158 кг/ч.

Действительный перепад температуры воды в приборе будет.

$$\Delta t_{np} = \frac{1400}{1,163 \cdot 158} = 7,6^{\circ}.$$

Естественное циркуляционное давление в контуре прибора

$$\Delta p_e = 0,64 \cdot 9,8 \cdot 0,15 \cdot 7,6 = 7,15 \text{ Па;}$$

потеря давления в подводках

$$\Delta p_{np} = 36 \cdot 10^{-4} \cdot 158^2 - 7,15 = 90 - 7,15 = 82,85 \text{ Па;}$$

потеря давления в замыкающем участке

$$\Delta p_{\Sigma, y} = 18,8 \cdot 10^{-4} \cdot 210^2 = 82,85 \text{ Па.}$$

Действительный коэффициент затекания воды в прибор

$$\alpha_{np} = \frac{G_{np}}{G_1} = \frac{158}{368} = 0,43.$$

Действительная характеристика сопротивления радиаторного узла с учетом естественного давления, возникающего в малом контуре циркуляции при расчетных параметрах теплоносителя, составит по формуле (V.9):

$$S_y = \frac{\Delta p}{G_1^2} = \frac{82,85}{368^2} = 6,1 \cdot 10^{-4} \text{ Па/(кг/ч)}^2.$$

В данном примере, где мы имеем большой расход теплоносителя и незначительную разность высот между центрами нагревания и охлаждения, влияние естественного циркуляционного давления на разность температуры воды в приборе и на ве-

личину характеристики сопротивления радиаторного узла незначительно, поэтому возможно выполненный гидравлический расчет считать окончательным, а коэффициенты затекания в приборы принимать исходя из проводимостей σ_a и $\sigma_{пр}$, полученных при гидравлическом расчете.

§ 57. ДВУХТРУБНАЯ НАСОСНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С ВЕРХНЕЙ РАЗВОДКОЙ

Потери давления в водяных системах отопления с механическим побуждением определяются предельной скоростью движения воды, возможностью увязки гидравлических потерь давления по отдельным кольцам и ветвям, технико-экономическими соображениями и расчетами.

Величину давления, создаваемого циркуляционным насосом, следует определять с учетом естественного циркуляционного давления от охлаждения воды в отопительных приборах и теплопроводе.

Выбор экономически наиболее выгодного давления, создаваемого насосом, производится только при проектировании отопления для крупных зданий.

При расчете двухтрубных систем водяного отопления принимают, что 50—60% располагаемого давления тратится на трение, поэтому для предварительного выбора диаметров теплопроводов ориентируются на величину удельной линейной потери давления 50—60 Па/м.

Расчет системы отопления начинают с наиболее невыгодно расположенного прибора. Наиболее невыгодным считается тот прибор, для кольца циркуляции которого получается наименьшая удельная потеря на трение на 1 пог. м. Циркуляционное кольцо через этот прибор называется основным циркуляционным кольцом.

Пример V.7. Рассчитать теплопровод части двухтрубной насосной системы водяного отопления с верхней разводкой (рис. V.16); прокладка стояков открытая; тепловая нагрузка каждого отопительного прибора указана на рисунке; расчетный перепад температуры воды в системе $95-70=25^\circ$.

Решение. Прежде чем приступить к расчету теплопроводов, необходимо знать массу воды, циркулирующей по всем участкам системы отопления. Масса этой воды зависит от тепловой нагрузки отопительных приборов. Например, на участке 2 и на участке 16 циркулирует одинаковое количество воды $G=6740: (1,163 \cdot 25) = 232$ кг/ч.

На стояках 2 и 3 получим $Q_2=8260$ Вт и $Q_3=7040$ Вт [на стояке 4 указана только общая тепловая нагрузка всех приборов на стояке (11 300 Вт)].

Суммируя тепловую нагрузку, получим как на горячей, так и на обратной общих магистралях у котла $Q_c=129\,000$ Вт и $G_c=129\,000: (1,163 \cdot 25) = 4440$ кг/ч.

Далее нумеруем все участки основного циркуляционного кольца. Обратную подводу для прибора первого этажа обозначим участком 1. Затем записываем номера участков обратной магистрали, начиная от дальнего стояка к котлам, затем от котлов к подающей магистрали и, наконец, подающую подводу к прибору нижнего этажа (участок 19). Затем записываем новые участки для циркуляционного кольца через прибор первого этажа на стояке 2, начиная также с обратной подводки (участок 20) и заканчивая нумерацию подающей подводки (участок 25) и т. д.

Запишем нумерацию новых участков для циркуляционных колец через приборы второго этажа. Например, для правого прибора второго этажа на стояке 1 ($Q=930$ Вт) имеем обратную подводу (участок 32), затем обратный стояк (участок 33) и подводу к горячей воде (участок 34).

Наконец, для приборов третьего этажа на этом же стояке имеем участки 35, 36 и 37 и т. д.

Отметим, что для циркуляции воды через приборы верхних этажей на каждый последующий этаж добавляется только по три новых участка: обратная подводка, часть вертикального стояка и подводка на горячей воде к прибору.

Таким образом, сверху и снизу стояка 1 запишем по 6740 Вт; отсюда следует, что по участкам 2 и 16 должна циркулировать одинаковая масса воды $G=6740(1,163 \times 25) = 232$ кг/ч.

Производя суммирование по всему теплопроводу, получим общее количество воды, циркулирующей через котлы: $G=129\,000: (1,163 \cdot 25) = 4440$ кг/ч.

Таблица V,10

Расчет основного циркуляционного кольца двухтрубной насосной системы водяного отопления с верхней разводкой

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _y , мм	l, м	Σζ	ш, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
1	1 280	44	15	1,3	5,5	0,063	6	7,8	10,8	18,6
2	6 740	232	20	7	2,5	0,18	31	217	39,9	256,9
3	15 000	516	25	7	1	0,25	47,5	332	31	363
4	22 040	758	32	7	1	0,215	23	161	23	184
5	33 340	1146	32	3,5	3	0,318	50	175	152	327
6	65 140	2238	40	6,7	3	0,47	85	570	332	902
7	129 000	4440	50	4	3	0,56	85	340	465	805
8	64 500	2220	50	5	3,5	0,284	22,5	112,5	141	253,5
9	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,9	5,9
9'	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,9	5,9
10	64 500	2220	40	2	4	0,47	85	170	443	613
11	129 000	4440	50	15	0,5	0,56	85	1275	77,1	1352
12	65 140	2238	40	6,7	1,5	0,47	85	570	165	735
13	33 340	1146	32	3,5	1,5	0,318	50	175	75	250
14	22 040	758	32	7	1	0,215	23	161	23	184
15	15 000	516	25	7	1	0,25	47,5	332	31	363
16	6 740	232	20	10	3,5	0,18	31	310	56	366
17	4 420	152	20	2,8	4	0,117	14	39,2	27,2	66,4
18	2 560	88	15	2,8	4	0,13	23	72,8	33,9	106,7
19	1 280	44	15	1,3	8	0,063	6	7,8	15,7	23,5
				Σl=99,6						Σ(Rl + Z) = 7181,4

На участках 3 и 4:

Тройники на проходе при соединении потоков

$$\zeta_{3,4} = 1$$

(в каждом тройнике)

На участках 5 и 6.

Тройник на противотоке

$$\zeta_{5,6} = 3$$

На участке 7:

Две задвижки

$$\zeta = 1$$

Четыре отвода

$$\zeta = 2$$

$$\Sigma \zeta_7 = 3$$

На участке 8:

Тройник на ответвлении

$$\zeta = 1,5$$

Задвижка

$$\zeta = 0,5$$

Переход

$$\zeta = 1$$

Отвод

$$\zeta = 0,5$$

$$\Sigma \zeta_8 = 3,5$$

С фронта и сзади котла имеется по одному тройнику размером 80×100×80 мм. Каждый такой тройник соединяется с котлом при помощи двух колен 89×3,5. Потери давления в тройниках и коленах можно учитывать, принимая общий коэффициент Σζ=6,8, выраженный в долях динамического давления в колене перед котлом. На участках 9 и 9':

Половина котла (6,8:2)

$$\zeta_9 = 3,4$$

На участке 10:

Тройник на противотоке

$$\zeta = 3$$

Отвод

$$\zeta = 0,5$$

Задвижка

$$\zeta = 0,5$$

$$\Sigma \zeta_{10} = 4$$

На участке 11:

Отвод $\zeta_{11} = 0,5$

На участках 12 и 13:

Тройник на ответвлении $\zeta_{12,13} = 1,5$

На участках 14 и 15:

Тройник на проходе при делении потока
(в каждом тройнике) $\zeta_{14,15} = 1$

На участке 16:

Тройник на проходе $\zeta = 1$
Отвод 90° , $d=20$ мм $\zeta = 1$
Воздухосборник $\zeta = 1,5$

 $\Sigma \zeta_{16} = 3,5$

На участках 17 и 18:

Скоба $\zeta = 2$
Крестовина на проходе $\zeta = 2$

 $\Sigma \zeta_{17,18} = 4$

На участке 19:

Тройник на ответвлении $\zeta = 1,5$
Утка $\zeta = 1,5$
Кран двойной регулировки $\zeta = 4$
Половина прибора $\zeta = 1$

 $\Sigma \zeta_{19} = 8$

Общая потеря давления в основном циркуляционном кольце составит:

$$\Delta p_c = \Sigma (Rl + Z) = 7181,4 \text{ Па.}$$

Естественное циркуляционное давление от охлаждения воды в приборах первого этажа определим по формуле (IV.43)

$$\Delta p_{e.пр} = \beta g h_1 \Delta t_c = 0,64 \cdot 9,81 \cdot 3 \cdot 25 = 470 \text{ Па.}$$

По приложению 2 находим величину дополнительного гравитационного давления от охлаждения воды в теплопроводе для приборов первого этажа стояка 1 при горизонтальном расстоянии от главного стояка до расчетного 31,2 м.

$$\Delta p_{e.тр} = 24l^{\Gamma} n^{1,6} = 24 \cdot 31,2^{0,16} \cdot 3^{1,6} = 242 \text{ Па.}$$

Расчетная величина естественного давления для приборов первого этажа основного циркуляционного кольца, определенная с использованием формул (IV.50) и (IV.52):

$$\Delta p_e = B (\Delta p_{e.пр} + \Delta p_{e.тр}) = 0,4 (470 + 242) = 284 \text{ Па.}$$

Следовательно, необходимое давление, развиваемое насосом, найдем с 10%-ным запасом по формуле (IV.4)

$$\Delta p_n = 1,1 (7181,4 - 284) \approx 7600 \text{ Па.}$$

Затем рассчитываем теплопроводы стояков, входящих в другие циркуляционные кольца.

Стояк 2. Прибор первого этажа; $Q=1570$ Вт (табл. V.11). Циркуляция воды в правом приборе первого этажа стояка 2 осуществляется следующим образом: обратная вода из радиатора поступает в подводку 20, смешивается с обратной водой со всего стояка 2 и поступает в участок 21. Затем перемещается по участкам 3, 4 и т. д. основного циркуляционного кольца до участка 15 включительно. Далее вода циркулирует по участкам 22, 23, 24 и, наконец, поступает в подводку 25.

На указанных участках стояка 2 следует израсходовать то же давление, что и для стояка 1 с участками 1 и 2 на обратной линии и с 16 по 19 включительно на подающей линии:

$$\Delta p_p = \Sigma (Rl + Z)_{1,2 \text{ и } 16-19} = 838,1 \text{ Па.}$$

Таблица V.11

Циркуляционные кольца отдельных стояков

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _у , мм	l, м	Σξ	w, м/с	R, Па/м	RI, Па	Z, Па	RI + Z, Па
<i>Стояк 2. Прибор первого этажа; Q = 1570 Вт</i>										
20	1570	54	15	1,3	5,5	0,08	7,7	10	17,4	27,4
21	8260	284	15	0,6	1,5	0,418	235	141	130	271
22	8260	284	20	3,7	3	0,219	45	167	70	237
23	5460	188	20	2,8	4	0,144	21	59	58	117
24	3140	108	15	2,8	5	0,16	50	140	64	204
25	1570	54	15	1,3	6	0,08	7,8	10	19	29
									$\Sigma(RI+Z) = 885,4$	

Стояк 3. Прибор первого этажа; Q = 1460 Вт

26	1460	50	15	1,3	5,5	0,072	7,5	9,8	14,3	24,1
27	7040	242	20	0,6	1,5	0,187	33,5	20	29	49
28	7040	242	15	3,7	3	0,358	180	665	324	989
29	4720	162	15	2,8	5	0,238	75	210	141	351
30	2620	90	15	2,8	5	0,135	28	78,4	36,5	114,9
31	1460	50	15	1,3	6	0,072	7,5	9,8	15,6	25,4
									$\Sigma(RI+Z) = 1554,4$	

Стояк 1. Прибор второго этажа; Q = 930 Вт

32	930	32	15	1,3	5,5	0,045	3,4	4,4	5,5	9,9
33	4180	144	15	2,8	5	0,21	63	177	110	287
34	930	32	15	1,3	6	0,045	3,4	4,4	6	10,4
									$\Sigma(RI+Z) = 307,3$	

Стояк 1. Прибор третьего этажа; Q = 1160 Вт

35	1160	40	15	1,3	5,5	0,057	5	6,5	9	15,5
36	2320	70	15	2,8	5	0,114	22	61,5	33,5	95
37	1160	40	15	1,3	6	0,057	5	6,5	9,8	16,3
									$\Sigma(RI+Z) = 126,8$	

Сумма длин расчетных участков (20—25) $\Sigma l = 12,5$ м.
Средняя потеря давления на трение на 1 пог. м

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,65 \cdot 838,1}{12,5} = 40 \text{ Па,}$$

Потеря давления на расчетных участках

$$\Delta(RI + Z)_{20-25} = 885,4 \text{ Па} > 838,1 \text{ Па.}$$

Невязка составляет:

$$\frac{885,4 - 838,1}{838,1} 100 = 5,6\%$$

что меньше допустимой для двухтрубных систем водяного отопления с тупиковой разводкой.

Стояк 3. Прибор первого этажа, $Q=1460$ Вт. На участках 26, 27, 28, 29, 30, 31 стояка 3 должно быть израсходовано давление, равное потере давления в участках 1—3 и 15—19 включительно

$$\Sigma(Rl + Z)_{1-3 \text{ и } 15-19} = 1564,1 \text{ Па.}$$

Затрачено давление (табл V 11) 1554,4 Па, т. е. невязка меньше 1%.

Перейдем к расчету теплопровода к приборам второго этажа.

Стояк 1. Прибор второго этажа; $Q=930$ Вт. Прибор стоит на 2,8 м выше прибора первого этажа, следовательно, в сравнении с первым этажом расчетное естественное давление увеличивается.

Найдем участки циркуляционного кольца через данный прибор. Обратная вода движется в подводке (участок 32), затем по обратному стояку (участок 33), далее по уже рассчитанным участкам основного циркуляционного кольца (участки 2—17) и, наконец, по верхней подводке у прибора второго этажа (участок 34).

Большая часть участков этого кольца уже рассчитана, и результаты записаны в табл. V.10.

Для циркуляции воды через приборы первого и второго этажей имеются общие участки, за исключением участков между первым и вторым этажами, т. е. участков от точки *a* до точки *b* на рис. (V.16). Для первого этажа — участки 1, 18 и 19, для второго этажа — участки 32, 33 и 34. На трех последних участках надо затратить давление, большее, чем на участках 1, 18 и 19, на величину $\Delta p_e = 0,4 \cdot 2,8 \cdot 9,81 \cdot 15,89 = 175$ Па.

Таким образом

$$\Sigma(Rl + Z)_{32,33,34} = 18,6 + 106,7 + 23,5 + 175 = 323,8 \text{ Па.}$$

Следовательно, для определения располагаемого давления на трех участках у приборов, например, второго этажа при верхней разводке, т. е. для части обратного стояка и двух подводок (участки 32, 33 и 34), необходимо:

а) определить увеличение расчетной величины естественного давления сравнительно с приборами нижележащего этажа; в данном случае $\Delta p_e = 175$ Па;

б) прибавить к нему потери в вертикальном нижнем участке подающего стояка и двух подводок к прибору нижележащего этажа (участки 1, 18 и 19).

Из изложенного видно, что при одной и той же длине трех участков к прибору первого этажа (участки 1, 18 и 19) затрачено 145,1 Па, а примерно на такую же длину трех участков к прибору второго этажа затрачено 323,8 Па $> 145,1$ Па.

Примем предварительно диаметр каждого из трех новых участков $d=15$ мм, тогда получим:

$$\Sigma(Rl + Z)_{32,33,34} = 307,3 \text{ Па.}$$

Оставшееся давление 16,5 Па дросселируется краном двойной регулировки

Третий этаж. Стояк 1. Тепловая нагрузка прибора $Q=1160$ Вт

Пользуясь указанным выше способом, находим точки *b* и *v*.

По сравнению с приборами второго этажа расчетное естественное давление увеличится

$$\Sigma \Delta p_e = 0,4 \cdot 2,8 \cdot 9,81 \cdot 15,89 = 175 \text{ Па.}$$

Прибавляя сюда потери в участках 17, 32 и 34 и дросселирование краном 16,5 Па, получим расчетную потерю давления на новых участках 35, 36 и 37

$$\Sigma(Rl + Z) = 66,4 + 10,4 + 9,9 + 16,5 + 175 = 278,4 \text{ Па.}$$

Принимая для всех участков одинаковые диаметры ($d=15$ мм), согласно таблице V 11 получим общие потери, равные 126,8 Па. Остальные 151,6 Па необходимо погасить краном двойной регулировки на участке 37.

В той же последовательности рассчитываются все остальные циркуляционные кольца системы отопления.

§ 58. ДВУХТРУБНАЯ НАСОСНАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С НИЖНЕЙ РАЗВОДКОЙ

При расчете двухтрубной системы отопления с насосной циркуляцией воды и нижней разводкой естественное давление от охлаждения воды в теплопроводе не учитывается.

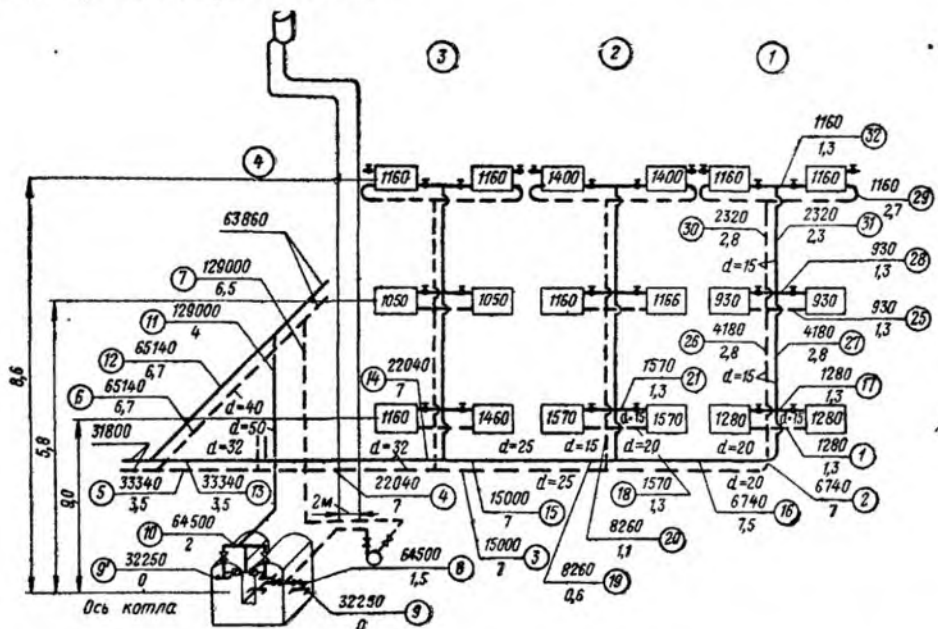


Рис. V.17. Схема двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и насосной циркуляцией воды

Пример V.8. Рассчитать теплопровод системы водяного отопления с нижней разводкой и насосной циркуляцией (рис. V.17). Расчетный перепад температуры воды в системе $95-70=25^\circ$. Нагрузка отопительных приборов указана на рисунке.

Решение. Принимаем ориентировочную удельную линейную потерю давления в основном циркуляционном кольце: $R_{ср}=50$ Па/м.

В результате расчета (табл. V.12) получим потерю давления в основном циркуляционном кольце (прибор первого этажа стояка 1):

$$\Delta p_c = \Sigma(Rl + Z) = 5684 \text{ Па.}$$

Стояк 2. Прибор первого этажа; $Q=1570$ Вт. На участках 18, 19 (обратная магистраль) и 20, 21 (подающая магистраль) для циркуляции воды в приборе следует израсходовать то же давление, что и для циркуляции воды через дальний прибор первого этажа (участки 1, 2, 16 и 17).

Потеря давления во всех последних участках составляет:

$$\Sigma(Rl + Z) = 576,7 \text{ Па.}$$

В табл. V.13 указана потеря давления в расчетных участках:

$$\Sigma(Rl + Z)_{18,19,20,21} = 457,9 \text{ Па.}$$

Избыток давления 118,8 Па погашается краном двойной регулировки.

Переходим к расчету прибора второго этажа.

Стояк 1. Прибор второго этажа; $Q=930$ Вт.

В этой системе циркуляция воды через приборы верхних этажей в значительной мере происходит за счет естественного давления.

Таблица V.12

Расчет основного циркуляционного кольца
двухтрубной насосной системы водяного отопления
с нижней разводкой

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _{цр.} , мм	l, м	Σζ	ω, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
1	1 280	44	15	1,3	5,5	0,063	6	7,8	10,8	18,6
2	6 740	232	20	7	2,5	0,18	31	217	39,9	256,9
3	15 000	516	25	7	1	0,25	47	330	31	361
4	22 040	758	32	7	1	0,21	20	161	23	184
5	33 340	1146	32	3,5	3	0,318	50	175	152	327
6	65 140	2238	40	6,7	3	0,47	85	570	332	902
7	129 000	4440	50	6,5	3	0,56	85	552,5	465	1017,5
8	64 500	2220	50	1,5	3,5	0,28	22	33	141	174
9	32 250	1110	82	0	3,4	0,059	—	—	5,9	5,9
9'	32 250	1110	82	0	3,4	0,059	—	—	5,9	5,9
10	64 500	2220	50	2	4	0,28	22	44	160	204
11	129 000	4440	50	4	0,5	0,56	85	340	77	417
12	65 140	2238	40	6,7	1,5	0,47	85	570	165	735
13	33 340	1146	32	3,5	1,5	0,318	50	175	75	250
14	22 040	758	32	7	1	0,21	20	140	23	163
15	15 000	516	25	7	1	0,25	47	330	31	361
16	6 740	232	20	7,5	2,5	0,18	31	233	39,9	272,9
17	1 280	44	15	1,3	9,5	0,063	6	7,8	18,6	28,3
				Σl=79,5						Σ(Rl+Z)= =5684

Приборы второго этажа находятся на 2,8 м выше приборов первого этажа, следовательно, расчетное естественное давление для них будет больше на величину

$$\Delta p_e = 0,4 \cdot 2,8 \cdot 9,81 \cdot 15,89 = 175 \text{ Па.}$$

Прибавляя сюда потери в подводках и кране первого этажа (участки 1 и 17), получим располагаемое давление:

$$\Delta p = 18,6 + 28,3 + 175 = 221,9 \text{ Па.}$$

Расчетные потери давления при диаметре подводок 15 мм (участки 25 и 28) и диаметре стояков 20 мм (участки 26 и 27) $(Rl+Z)_{25-28} = 145,8 \text{ Па}$. Остальное давление, равное 76,1 Па, погашается краном двойной регулировки на участке 28.

Стояк I. Прибор третьего этажа; Q=1160 Вт.

По сравнению с прибором первого этажа здесь происходит увеличение расчетного естественного давления

$$\Delta p_e = 0,4 \cdot 5,6 \cdot 0,64 \cdot 9,81 (95 - 70) = 350 \text{ Па.}$$

Прибавляя сюда потери давления в подводках и кране к прибору первого этажа (участки 1 и 17), т. е. 46,9 Па, получим располагаемое давление, равное 396,9 Па.

Принимая диаметр каждого из участков 29, 30, 31 и 32 равным 15 мм, общие потери давления на участках от первого до третьего этажа (участки 26, 27, 29, 30, 31, 32) составят:

$$\Sigma (Rl + Z)_{26,27,29,30,31,32} = 232 + 61 + 61 = 354 \text{ Па.}$$

Остальное давление 42,9 Па погашается краном двойной регулировки.

Отсюда следует, что в двухтрубных системах водяного отопления с нижней разводкой для расчета циркуляции воды через приборы, расположенные в вышележащих этажах, надо рассчитывать по четыре новых участка.

Таблица V.13

Расчет циркуляционных колец отдельных стояков

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _у , мм	l, м	Σζ	ω, м/с	R, Па/м	RI, Па	Z, Па	RI+Z, Па
<i>Стояк 2. Прибор первого этажа; Q=1570 Вт</i>										
18	1570	54	15	1,3	5,5	0,08	7,8	10	17,4	27,4
19	8230	284	15	0,6	1,5	0,418	235	141	130	271
20	8260	284	20	1,1	3	0,219	45	49,5	70	119,5
21	1570	54	15	1,3	9,5	0,08	7,8	10	30	40
										Σ(RI+Z)= =457,9
<i>Стояк 1. Прибор второго этажа; Q=930 Вт</i>										
25	930	32	15	1,3	5,5	0,045	3,4	4,4	5,5	9,9
26	4180	144	20	2,8	5	0,112	13	36,5	24,5	61
27	4180	144	20	2,8	5	0,112	13	36,5	24,5	61
28	930	32	15	1,3	9,5	0,045	3,4	4,4	9,5	13,9
										Σ(RI+Z)= =145,8
<i>Стояк 1. Прибор третьего этажа; Q=1160 Вт</i>										
29	1160	40	15	2,7	5,5	0,057	5	13,5	9	22,5
30	2320	80	15	2,8	5	0,114	22	61,5	33,5	95
31	2320	80	15	2,8	5	0,114	22	61,5	33,5	95
32	1160	40	15	1,3	8	0,057	5	6,5	13	19,5
										Σ(RI+Z)= =232
<i>Стояк 1. Прибор второго этажа; Q=930 Вт; участка 26 и 27 с измененными диаметрами</i>										
25	930	144	15	1,3	5,5	0,045	3,4	4,4	5,5	9,9
26	4180	144	15	2,8	5	0,215	64	180	116	296
27	4180	144	15	2,8	5	0,215	64	180	116	296
28	930	32	15	1,3	9,5	0,045	3,4	4,4	9,5	13,9
										Σ(RI+Z)= =615,8

В насосных двухтрубных системах отопления, где общий расход циркулирующей воды в малой степени зависит от изменения естественного давления, для большей устойчивости их работы следует устанавливать краны повышенного сопротивления на подводках к приборам. При этом возможно уменьшение и диаметра стояков.

Так, в рассмотренном примере расчета системы отопления с нижней разводкой при установке кранов повышенного сопротивления диаметр труб на участках 26, 27 стояка 1 следует заменить на 15 мм вместо 20 мм.

Принимая, что на подводке прибора первого этажа установлен кран, обладающий сопротивлением 1000 Па, получим располагаемое давление для приборов второго этажа $\Delta p = 221,9 + 1000 = 1221,9$ Па, а для третьего этажа $\Delta p = 396,9 + 1000 = 1396,9$ Па.

После замены диаметров участков 26, 27 расчетная потеря давления на них возрастает на величину $592 - 122 = 470$ Па. Общая потеря давления на расчетных участках прибора второго этажа составит:

$$\Sigma(Rl + Z)_{25-28} = 9,9 + 296 + 296 + 13,9 = 615,8 \text{ Па,}$$

при этом сопротивление крана должно составить:

$$\Delta p_{кр} = 1221,9 - 615,8 = 606,1 \text{ Па.}$$

Общая потеря давления на расчетных участках прибора третьего этажа

$$\Sigma(Rl + Z)_{26,27,29-32} = 231 + 296 + 296 = 823 \text{ Па,}$$

при этом сопротивление крана должно составить:

$$\Delta p_{кр} = 1396,9 - 823 = 573,9 \text{ Па.}$$

Сопротивление крана у прибора первого этажа на стояке 2 также должно быть увеличено на 1000 Па.

Расчетное естественное давление при высоте расположения нагревательного прибора первого этажа над центром котла 3 м составит:

$$\Delta p_e = 0,4 \cdot 3 \cdot 9,81 \cdot 15,89 = 186 \text{ Па.}$$

Давление, развиваемое насосом, найдем с 10%-ным запасом по формуле (IV.4)

$$\Delta p_H = (5584 + 1000 - 186) 1,1 = 7150 \text{ Па,}$$

§ 59. ДВУХТРУБНАЯ ГРАВИТАЦИОННАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С ВЕРХНЕЙ РАЗВОДКОЙ

Потеря давления в системах отопления с естественной циркуляцией воды определяется располагаемым естественным циркуляционным давлением от охлаждения воды в отопительных приборах и теплопроводах.

При расчете теплопровода двухтрубных систем с естественной циркуляцией воды принимается, что 50% располагаемого давления тратится на трение и 50% на местные сопротивления.

Пример V.9. Рассчитать теплопровод части двухтрубной гравитационной системы водяного отопления с верхней разводкой (рис. V.18); прокладка стояков открытая, без изоляции; тепловая нагрузка каждого отопительного прибора указана на рисунке; перепад температуры воды в системе отопления $95 - 70 = 25^\circ$.

Решение. Определяем располагаемое давление для циркуляции воды через нижний прибор стояка 1. Так как центр нижнего отопительного прибора выше центра котла на 3 м, то естественное циркуляционное давление воды, определяемое по формуле (IV.43), равно:

$$p_{e,пр} = h_1 g (\rho_o - \rho_r) = 3 \cdot 9,81 \cdot (977,81 - 961,92) = 468 \text{ Па.}$$

Находим дополнительное гравитационное давление от охлаждения воды в трубах. Горизонтальное протяжение системы около 35 м, горизонтальное расстояние от главного стояка до дальнего (стояк 1) 31,2 м. Для трехэтажного здания по приложению 2 находим:

$$\Delta p_{e,тр} = 44,5 l^{0,16} n^{1,5} = 44,5 \cdot 31,2^{0,16} \cdot 3^{1,5} = 405 \text{ Па.}$$

Общее естественное давление для циркуляции воды через отопительные приборы нижнего этажа*определяем по формуле (IV.31)

$$\Delta p_e = 468 + 405 = 873 \text{ Па.}$$

Для всех участков основного циркуляционного кольца принимаем те же коэффициенты местных сопротивлений, что и для соответствующих участков двухтрубной насосной системы водяного отопления с верхней разводкой (см. рис. V.16), за исключением теплопроводов участков 7, 16, 19, для которых $\Sigma \xi$ изменилось.

Расчет нового циркуляционного кольца. Стояк 1. Прибор первого этажа; $Q = 1280$ Вт (см. рис. V.18). Полная длина кольца $\Sigma l = 96,6$ м (табл. V.14).

Таблица V.14

**Расчет основного циркуляционного кольца
двухтрубной гравитационной системы водяного отопления
с верхней разводкой**

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _y , мм	l, м	Σζ	ω, м/с	R, Па/м	RI, Па	Z, Па	RI+Z, Па	
<i>Стойк 1. Прибор первого этажа, Q=1280 Вт</i>											
1	1 280	44	20	1,3	5,5	0,034	1,38	1,79	3,34	5,13	
2	6 740	232	32	7	2,5	0,064	2,55	17,8	5,25	24,05	
3	15 000	516	40	7	1	0,109	5,10	35,7	6	41,7	
4	22 040	758	50	7	1	0,1	2,94	20,5	4,9	25,4	
5	33 340	1146	50	3,5	3	0,149	6,4	22,3	33	55,3	
6	65 140	2238	76×3	6,7	3	0,171	5,9	39,53	43	82,53	
7	129 000	4440	89×3,5	4	0,5	0,23	8,8	35,2	13	48,2	
8	64 500	2220	76×3	5	3,5	0,163	5,4	27	45,5	72,5	
9	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,8	5,8	
9'	32 250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,8	5,8	
10	64 500	2220	76×3	2	4	0,163	5,4	10,8	52	62,8	
11	129 000	4440	89×3,5	12	0,5	0,23	8,8	106	13	119	
12	6 540	2238	76×3	6,7	1,5	0,171	5,9	39,53	21,5	61,03	
13	33 340	1146	50	3,5	1,5	0,149	5,4	22,3	16,5	38,8	
14	22 040	758	50	7	1	0,1	2,94	20,5	4,9	25,4	
15	15 000	516	40	7	1	0,109	5,10	35,7	6	41,7	
16	6 740	262	32	10	2	0,064	2,55	25,5	4,12	29,62	
17	4 420	152	25	2,8	4	0,074	4,41	12,4	11,1	23,5	
18	2 560	88	20	2,8	4	0,068	4,12	11,55	9,15	20,7	
19	1 280	44	20	1,3	6	0,034	1,38	1,79	3,61	5,4	
				Σl=96,6					Σ(RI+Z)= =794,25		

Таблица V.15

Расчет циркуляционного кольца отдельных стояков

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _y , мм	l, м	Σζ	ω, м/с	R, Па/м	RI, Па	Z, Па	RI+Z, Па	
<i>Стойк 2. Прибор первого этажа; Q=1570 Вт</i>											
20	1570	54	15	1,3	5,5	0,08	7,8	10	17,4	27,4	
21	8260	284	32	0,6	2,5	0,078	3,53	2,11	7,85	9,96	
22	8260	284	32	3,7	2,5	0,078	3,53	13,06	7,85	20,91	
23	5460	188	25	2,8	4	0,092	6,85	19,18	16,34	35,52	
24	3140	103	20	2,8	4	0,084	660	18,48	14,10	32,58	
25	1570	54	15	1,3	9,5	0,08	7,8	10	30	40	
				Σl=12,5					Σ(RI+Z)= =166,37		

Продолжение табл. V.15

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _у , мм	l, м	Σζ	w, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
Стойка 3. Прибор первого этажа; Q=1460 Вт										
26	1460	50	15	1,3	5,5	0,072	7,35	9,55	13,95	23,5
27	7040	242	25	0,6	2,5	0,118	11,2	6,72	17,6	24,32
28	7040	242	25	3,7	2,5	0,118	11,2	41,5	17,6	59,1
29	4720	162	25	2,8	4	0,078	5,4	15,12	12,6	27,72
30	2620	90	20	2,8	4	0,071	4,4	12,3	9,8	22,1
31	1460	50	15	1,3	9,5	0,072	7,35	9,55	24	33,55
Σl=12,5									Σ(Rl+Z)= =190,29	
Стойка 1. Прибор третьего этажа; Q=1160 Вт										
32	930	32	15	1,3	5,5	0,045	3,3	4,29	5,5	9,79
33	4180	144	15	2,8	5	0,215	63,8	178	114	292
34	930	32	15	1,3	9,5	0,045	3,3	4,29	9,5	13,79
Σl=5,4									Σ(Rl+Z)= =315,58	
Стойка 1. Прибор третьего этажа; Q=1160 Вт										
35	1160	40	15	1,3	5,5	0,059	4,9	6,37	8,6	14,97
36	2320	80	15	2,8	5	0,119	21,6	60,9	34,6	95,5
37	1160	40	15	1,3	9,5	0,059	4,9	6,37	15	21,37
Σl=5,4									Σ(Rl+Z)= =131,84	

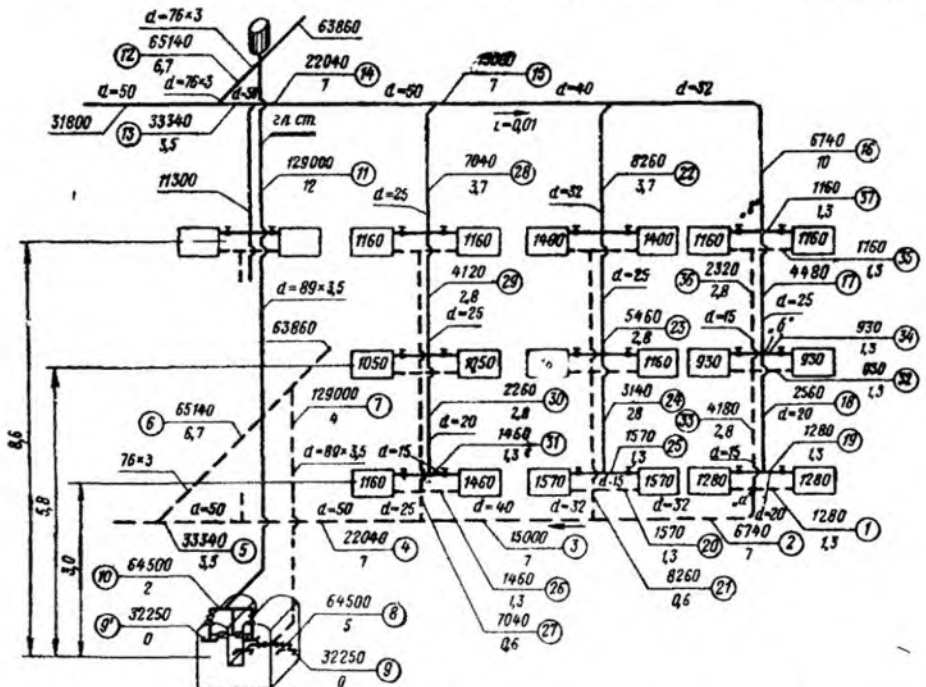


Рис. V.18. Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и естественной циркуляцией

Принимаем ориентировочно 50% естественного циркуляционного давления на потери от трения и получим среднюю удельную потерю давления на трение

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,5 \cdot 873}{96,6} = 4,5 \text{ Па/м.}$$

Общая потеря в основном циркуляционном кольце равна:

$$\Sigma (Rl + Z) = 794,25 \text{ Па,}$$

запас составляет:

$$\frac{873 - 794,25}{794,25} 100 = 9,9\%$$

(на случайные, не предусмотренные расчетом гидравлические потери дается запас $\sim 10\%$).

После расчета основного циркуляционного кольца рассчитывают стояки на том же кольце.

Стояк 2. Прибор первого этажа; $Q = 1570$ Вт (табл. V.15). Дополнительное давление от охлаждения воды в трубах будет различным для каждого кольца. Для циркуляционного кольца, обслуживающего прибор первого этажа, на стояке 2 находим дополнительное давление вследствие охлаждения воды в трубах.

Горизонтальное расстояние от главного стояка до стояка 2 равно 24,2 м:

$$\Delta p_{\text{е.тп}} = 44,5 \cdot 24,2^{0,16} \cdot 3^{1,5} = 388 \text{ Па.}$$

Общее естественное давление для циркуляции воды через отопительные приборы нижнего этажа в стояке 2 составит:

$$\Delta p_{\text{е}} = 468 + 388 = 856 \text{ Па.}$$

Согласно табл. V.14, потери давления на участках кольца через стояк 2, не являющихся общими с кольцом через стояк 1 (1, 2, 16—19) составляют:

$$\Sigma (Rl + Z)_{1,2, 16-19} = 108,4 \text{ Па.}$$

Располагаемое давление для стояка 2:

$$\Delta p_{\text{р}} = 856 - (794,25 - 108,4) = 170,15 \text{ Па.}$$

Общая длина расчетных участков составляет $\Sigma l = 12,5$ м.

Средняя потеря давления на трение

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,5 \cdot 170,15}{12,5} = 6,85 \text{ Па,}$$

Потеря давления в расчетных участках (см. табл. V.15)

$$\Sigma (Rl + Z)_{20-25} = 166,37 \text{ Па} < 170,15 \text{ Па.}$$

Стояк 3. Прибор первого этажа; $Q = 1460$ Вт. Точно так же, как и в циркуляционном кольце через стояк 2, находим дополнительное давление от охлаждения воды в циркуляционном кольце через стояк 3. Горизонтальное расстояние от главного стояка до стояка 3 равно $l = 17,2$ м.

$$\Delta p_{\text{е.тп}} = 44,5 \cdot 17,2^{0,16} \cdot 3^{1,5} = 368 \text{ Па.}$$

Общее естественное давление для циркуляции воды через отопительные приборы нижнего этажа в стояке 2

$$\Delta p_{\text{е}} = 468 + 368 = 836 \text{ Па,}$$

Потери давления на участках кольца через стояк 3, не являющихся общими с кольцами через стояк 1:

$$\Sigma (Rl + Z)_{15-19 \text{ и } 1-3} = 191,8 \text{ Па.}$$

Располагаемое давление для стояка 3

$$\Delta p_{\text{р}} = 836 - (794,25 - 191,8) = 233,55 \text{ Па.}$$

Подобно расчету стояка 2, подбираем диаметры участков с 26 по 29 включительно. Отметим, что в данном случае надо считать кольцо через правый прибор, имеющий нагрузку 1460 Вт. Получим $(Rl+Z) = 190,29$ Па. Разницу $233,55 - 190,29 = 43,26$ Па дросселируем краном двойной регулировки на участке 31.

Подобным образом рассчитываются и остальные кольца к приборам первого этажа. Второй этаж. Рассчитываем трубопровод для циркуляции воды через отопительный прибор второго этажа у наиболее удаленного стояка I.

Теплопередача правого прибора второго этажа $Q = 930$ Вт. Прибор стоит на 2,8 м выше прибора первого этажа, следовательно, в сравнении с первым этажом расчетное естественное давление увеличится и составит:

$$\Delta p_e = 2,8 \cdot 9,81 \cdot 15,89 = 436 \text{ Па.}$$

На участках между точками *a* и *б* для циркуляции воды через прибор второго этажа должно быть израсходовано

$$\Delta p = 5,13 + 5,4 + 20,7 + 436 = 468,23 \text{ Па.}$$

Примем предварительно диаметр каждого из трех новых участков (32, 33 и 34) равным 15 мм, тогда получим:

$$\Sigma (Rl + Z)_{32,33,34} = 307,3 \text{ Па} < 468,23 \text{ Па,}$$

Оставшееся давление 160,93 Па необходимо погасить на участке 34 краном двойной регулировки.

Третий этаж. Стояк I. Тепловая нагрузка прибора $Q = 1160$ Вт.

Прибор третьего этажа стоит на 2,8 м выше прибора второго этажа, следовательно, в сравнении со вторым этажом расчетное естественное давление будет больше на величину

$$\Delta p_e = 2,8 \cdot 9,81 \cdot 15,89 = 436 \text{ Па.}$$

На участках между точками *б* и *в* для циркуляции воды через прибор третьего этажа должно быть израсходовано давление, равное потерям в участках 17, 32 и 34 с дросселированием краном 160,93 Па, и естественное давление

$$\Delta p = 23,5 + 9,9 + 10,4 + 160,93 + 436 = 640,73 \text{ Па.}$$

Принимая для всех трех участков (35, 36 и 37) одинаковый диаметр 15 мм, получим общую потерю, равную 131,84 Па (табл. V.15). Остальные $640,73 - 131,84 = 508,89$ Па погашаются краном двойного регулирования на участке 37.

Приведенный расчет не может считаться совершенно точным, так как в самом начале расчета было принято ориентировочное значение дополнительного давления от охлаждения воды в трубах $p_{e,тр} = 405$ Па. Казалось бы, что для точного расчета следовало определить дополнительное охлаждение воды во всех участках теплопровода, а затем найти более точное значение $p_{e,тр}$. В этом случае необходимо было бы принять также точные значения ζ тройников и крестовин. Однако такое уточнение мало отразится на теплоотдаче отопительных приборов. Поэтому нет практического смысла вести дальнейший расчет, учитывая более точно охлаждение воды в трубах.

Для систем водяного отопления, проектируемых в зданиях не выше шести этажей, допускается давление от охлаждения воды в трубах принимать по приближенным значениям (приложение 2) без дополнительного поверочного расчета.

§ 60. ДВУХТРУБНАЯ ГРАВИТАЦИОННАЯ СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ С НИЖНЕЙ РАЗВОДКОЙ

В системах с нижней разводкой охлаждение воды в подъемных стояках уменьшает разность плотности столбов горячей и охлажденной воды, т. е. уменьшает действующее давление. Наоборот, охлаждение воды в опускающих стояках, по которым вода движется сверху вниз, увеличивает разность плотности столбов горячей и охлажденной воды и тем самым увеличивает действующее циркуляционное давление. Поскольку условия

прокладки подъемных и опускающих стояков идентичны, то возникающие дополнительные циркуляционные давления взаимно нейтрализуются, и поэтому гравитационное давление от охлаждения воды в трубах можно не учитывать.

Пример V.10. Рассчитаем двухтрубную систему водяного отопления с естественной циркуляцией и нижней разводкой при $\Delta t_o = 95 - 70 = 25^\circ$ (рис. V.19).

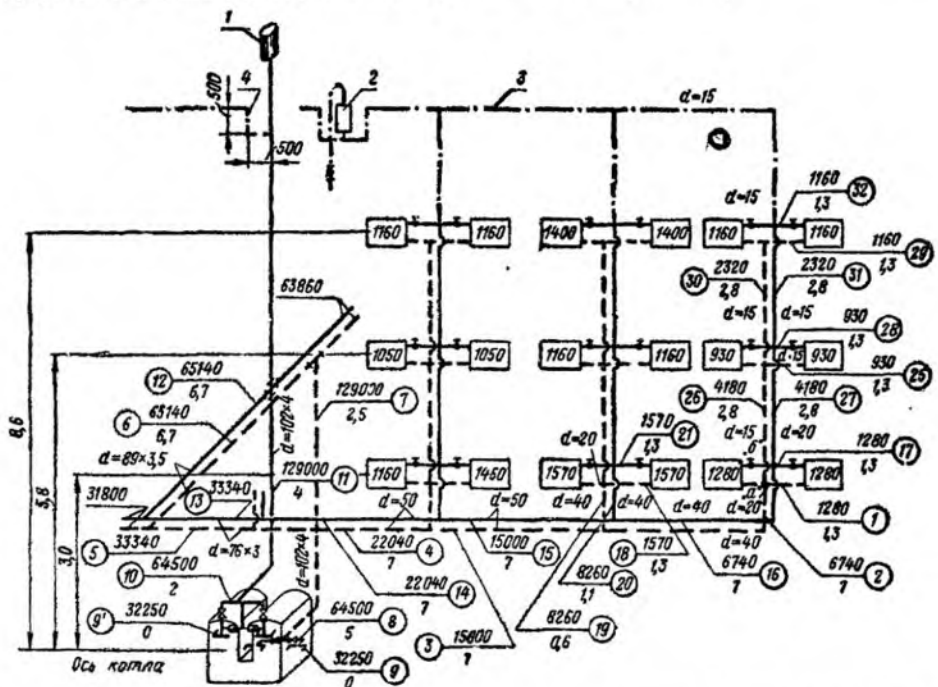


Рис. V.19. Схема двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой и естественной циркуляцией

1 — расширительный бак, 2 — воздухоотделитель; 3 — воздушная линия; 4 — изгиб для отвода воздуха в расширительный бак (как вариант)

Решение. Располагаемое давление от охлаждения воды в приборах нижнего этажа определяем по формуле (IV.43)

$$\Delta p_{e.пр} = 9,81 \cdot 3 \cdot 15,89 = 468 \text{ Па.}$$

Стояк 1. Рассчитываем основное циркуляционное кольцо для прибора первого этажа; $Q = 1280 \text{ Вт}$

Согласно табл. V.16, длина кольца $\Sigma l = 78,5 \text{ м}$; средняя удельная потеря давления на трение

$$R_{ср} = \frac{0,5 \cdot 468}{78,5} = 3 \text{ Па/м.}$$

Коэффициенты местных сопротивлений принимаем такие же, что и при расчете системы с верхней разводкой, только в участке 17 надо считать крестовину на поворот вместо тройника на противоток.

Согласно расчету, потеря давления в главном кольце составит:

$$\Sigma(Rl + Z) = 379,31 \text{ Па} < 468 \text{ Па.}$$

Стояк 2. Прибор первого этажа; $Q = 1570 \text{ Вт}$.

На участках 18, 19 (обратной линии) и 20, 21 (подающей линии) следует затра-

Таблица V.16

**Расчет основного циркуляционного кольца двухтрубной
гравитационной системы водяного отопления с нижней разводкой**

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _y , мм	l, м	Σζ	ω, м/с	R, Па	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
<i>Стойка 1. Прибор первого этажа; Q=1280 Вт</i>										
1	1280	44	20	1,3	5,5	0,034	1,38	1,79	3,34	5,13
2	6740	262	40	7	4	0,048	1,2	8,4	4,7	13,1
3	15000	516	50	7	1	0,067	1,47	10,3	2,3	12,6
4	22040	758	50	7	1	0,1	2,94	20,5	4,9	25,4
5	33340	1146	76×3	3,5	3	0,082	1,57	5,49	10,11	15,6
6	65140	2238	89×3,5	6,7	3	0,116	2,35	15,6	20,1	35,7
7	129000	4440	102×4	2,5	3	0,172	4,22	10,55	43,2	53,75
8	64500	2220	89×3,5	5	3	0,115	2,3	11,5	19,5	31
9	32250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,8	5,8
9'	32250	1110	82	—	3,4	0,059	—	—	5,8	5,8
10	64500	2220	89×3,5	2	4	0,115	2,3	4,6	26	30,6
11	129000	4440	102×4	4	1,5	0,172	4,22	16,88	21,6	38,48
12	65140	2238	89×3,5	6,7	3	0,116	2,35	15,6	20,1	35,7
13	33340	1146	76×3	3,5	3	0,082	1,57	5,49	20,11	15,6
14	22040	758	50	7	1	0,1	2,94	20,5	4,9	25,4
15	15000	516	50	7	1	0,067	1,47	10,3	2,3	12,6
16	6740	232	40	7	2	0,048	1,2	8,4	2,35	10,75
17	1280	44	20	1,3	7,5	0,034	1,38	1,79	4,51	6,3
									Σl=78,5	Σ(Rl+Z)= =379,31

Таблица V.17

Расчет циркуляционных колец отдельных стоек

Номер участка	Q, Вт	G, кг/ч	d _y , мм	l, м	Σζ	ω, м/с	R, Па/м	Rl, Па	Z, Па	Rl+Z, Па
<i>Стойка 2. Прибор первого этажа; Q=1570 Вт</i>										
18	1570	54	20	1,3	5,5	0,042	1,95	2,54	4,9	7,44
19	8260	284	40	0,6	4	0,06	1,76	1,06	7,05	8,11
20	8160	284	40	1,1	4	0,06	1,76	1,94	7,05	8,99
21	1570	54	20	1,3	7,5	0,042	1,95	2,54	6,6	9,14
									Σl=4,3	Σ(Rl+Z)= =33,68
<i>Стойка 1. Прибор второго этажа; Q=930 Вт</i>										
25	930	32	15	1,3	5,5	0,045	3,3	4,29	5,5	9,79
26	4180	144	15	2,8	4	0,215	63,8	178	94	272
27	4180	144	20	2,8	4	0,11	12,45	34,9	23,8	58,7
28	930	32	15	1,3	9,5	0,045	3,3	4,29	9,5	13,79
									Σl=8,2	Σ(Rl+Z)= =354,28
<i>Стойка 1. Прибор третьего этажа; Q=1160 Вт</i>										
29	1160	40	15	1,3	8,5	0,057	4,9	6,37	13,4	19,77
30	2320	80	15	2,8	4	0,114	21,6	60,9	27,4	88,3
31	2320	80	15	2,8	4	0,114	21,6	60,9	27,4	88,3
32	1160	40	15	1,3	12,5	0,057	4,9	6,37	19,6	25,97
									Σl=8,2	Σ(Rl+Z)= =222,34

тить то же давление, что и на участках 1, 2, 16 и 17 основного кольца, у которых $\Sigma(Rl+Z) = 35,28$ Па.

В расчетной табл. V.17 указаны искомые диаметры участков. Потери давления в них составляют:

$$(Rl + Z) = 33,68 \text{ Па} < 35,28 \text{ Па.}$$

Перейдем к расчету трубопроводов приборов верхних этажей Стояк 1. Прибор второго этажа; $Q = 930$ Вт.

Для циркуляции воды через прибор первого этажа расходуется давление (точки *a* и *b*, см. рис. V.19).

$$(Rl + Z)_{1,17} = 5,13 + 6,3 = 11,43 \text{ Па.}$$

Между точками *a* и *b* для циркуляции воды через прибор второго этажа должно расходоваться давление

$$\Delta p_p^{II} = (Rl + Z)_{25, 26, 27 \text{ и } 28} + \Delta p_e = 11,43 + 2,8 \cdot 15,89 \cdot 9,81 = 445,43 \text{ Па.}$$

Здесь на четыре участка следует затратить давление, большее, чем по всему основному циркуляционному кольцу, где было $(Rl+Z) = 379,31$ Па.

Заметим, что на участке 26 имеются скоба и крестовина на проход при соединении потоков, поэтому принято $\xi = 2+2=4$. Далее на участке 27 имеются также скоба и крестовина на проход; здесь принято $\xi = 2+2=4$. На участке 28 для крана $d = 15$ мм $\xi = 4$, в результате получим $\Sigma \xi = 9,5$.

Принимая для участка 26 $d = 15$ мм и для участка 27 $d = 20$ мм, по табл. V.17 получим $(Rl+Z) = 354,58$ Па $< 445,43$ Па. В этом случае будет обеспечена большая гидравлическая устойчивость при циркуляции воды через приборы нижнего этажа.

В той же таблице указаны окончательные диаметры. Полная потеря давления равна 354,58 Па $< 445,43$ Па; остаток давления 90,85 Па погашается краном двойного регулирования на участке 28.

Стояк 1. Прибор третьего этажа; $Q = 1160$ Вт.

Между точками *a* и *b* для циркуляции воды через подводки каждого прибора первого этажа было затрачено давление $(Rl+Z)_{1,17} = 11,43$ Па.

Следовательно, для циркуляции воды через новые расчетные участки для каждого прибора третьего этажа должно затратить давление

$$\Delta p_p^{III} = \Delta p_e + \Sigma(Rl + Z)_{1,17,26} = 2 \cdot 2,8 \cdot 15,89 \cdot 9,81 + 11,43 + 58,7 + 272 = 548,63 \text{ Па.}$$

Согласно той же табл. V.17, потерю давления в новых расчетных участках получим $\Sigma(Rl+Z) = 222,34$ Па $< 548,63$ Па.

Избыток давления дросселируется краном двойной регулировки на участке 32.

§ 61. КВАРТИРНАЯ СИСТЕМА ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Первая установка квартирного отопления была выполнена в 1875 г. инж. Лешевичем в Петербурге. Он применил плоские стальные отопительные приборы и расположил их у наружных стен. Между стеной и отопительными приборами были оставлены воздушные прослойки. В качестве теплоносителя использовалась горячая вода, которая поступала в верхнюю часть прибора и уходила через нижнюю; воздух поступал в решетки, расположенные внизу отопительных приборов, и, поднимаясь вдоль задней стенки, выходил из решетки над прибором. Отопительные приборы были изящно оформлены в виде пилястр.

При таком высоком отопительном приборе получалось несколько большее естественное давление для циркуляции воды в системе.

В системах квартирного отопления в качестве отопительных приборов обычно применяют радиаторы, которые, как правило, устанавливаются под окнами. Центр нагревания в малометражных котлах, применяемых в квартирном отоплении, обычно находится близ центра отопительного прибора. Поэтому циркуляция воды в системе происходит главным образом за счет охлаждения воды в теплопроводах.

В квартирных системах (рис. V.20) подающая магистраль обычно укладывается под потолком помещения. Надо отметить, что чем дальше стояк от котла, тем больше охлаждение воды в подающей магистрали. Следовательно, при расположении всех отопительных приборов на одной

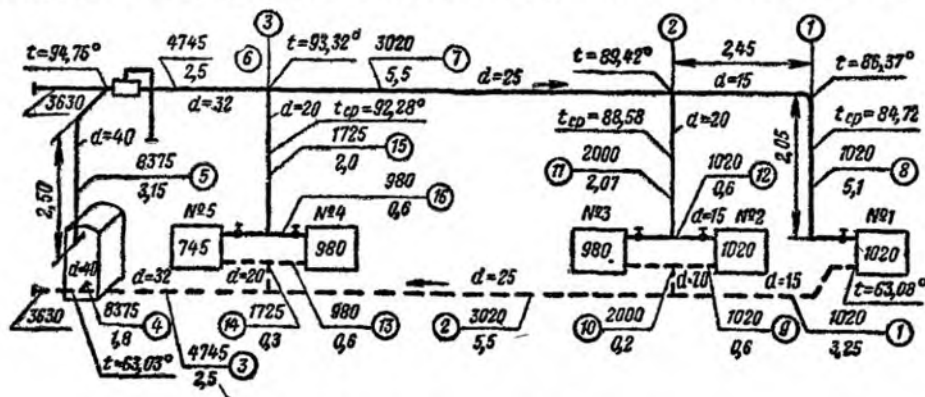


Рис. V.20. Квартирная система водяного отопления

высоте естественное циркуляционное давление у приборов, наиболее удаленных от котла, будет наибольшим.

Главный стояк, если он находится в кухне, в которой располагаются источники больших тепловыделений (например, кухонная плита), подлежит теплоизоляции. Этим устраняются непроизводительные теплопотери и увеличивается естественное давление для циркуляции воды в системе.

Для получения еще большего циркуляционного давления разводящая магистраль и стояки к отопительным приборам не должны изолироваться.

Подающая линия укладывается с уклоном по ходу воды, обратная линия — с уклоном к котлу. Для спуска воды в нижней точке системы устанавливается кран.

При определении поверхности отопительных приборов в этих системах учитывается теплопередача теплопроводами.

Располагаемое естественное давление, Па, для циркуляции воды в отдельных кольцах определяется по эмпирической формуле, сходной по структуре с формулой (IV.31a):

$$\Delta p_e = [bh_r(l + h_r) \pm h_1(\rho_o - \rho_r)]g, \quad (V.43)$$

где b — коэффициент, принимаемый равным $0,4 \text{ кг/м}^{-4}$ при изолированном главном стояке и неизолированных остальных трубах; $b = 0,34 \text{ кг/м}^{-4}$ — при изолированных главном стояке и обратной линии; $b = 0,16 \text{ кг/м}^{-4}$ — при всех изолированных трубах;
 h_r — превышение подающей магистрали над центром нагревания воды в котле, м;
 l — расстояние по горизонтали от расчетного стояка до котла, м;
 h_1 — расстояние по вертикали от центра отопительного прибора до центра нагревания воды в котле (со знаком плюс, если центр отопительных приборов расположен выше центра котла; со знаком минус, если центр отопительных приборов расположен ниже центра котла), м.

Центром нагревания котла при определении h_r и h_1 считается плоскость, расположенная на 250 мм выше колосниковой решетки, т. е. плоскость наиболее интенсивного нагревания воды.

В начале расчета принимается охлаждение воды в каждом отопительном приборе ($\Delta t = 20^\circ$), иначе невозможно заранее определить естественное давление от остывания воды в трубах и отопительных приборах.

Для увеличения высоты h_r расширительный бачок рекомендуется делать проточным.

Изменение плотности, кг/м^3 , воды в зависимости от температуры можно выразить с достаточной для практики точностью следующей формулой:

$$\rho = 1000,3 - 0,06t - 0,0037t^2, \quad (\text{V.44})$$

где t — температура воды, $^\circ\text{C}$.

При охлаждении воды от $+95$ до $+75^\circ\text{C}$ увеличение ее плотности равно:

$$\rho_0 - \rho_r = 12,92 \text{ кг/м}^3.$$

При охлаждении воды в отопительных приборах на 20° уменьшение плотности воды в среднем составляет:

$$\Delta\rho = \frac{12,92}{20} \approx 0,64 \text{ кг/(м}^3 \cdot \text{K)}.$$

В этом случае формула (V.43) может быть заменена более простой

$$\Delta p_e = [bh_r(t + h_r) \pm 0,64h_1\Delta t] g. \quad (\text{V.45})$$

Применяя эту формулу, получим без громоздких операций достаточно точный расчет, для различной плотности воды ρ_0 и ρ_r .

Пример V.11. Рассчитать теплопровод квартирной системы водяного отопления, приведенной на рис. V.20. Температура горячей воды в котле $t_r = 95^\circ\text{C}$, перепад температуры воды в радиаторах $\Delta t = 20^\circ$. Главный стояк изолирован; остальные трубы открыты; циркуляция воды естественная, $h_1 = 0,26$ м.

Решение. Прежде всего определим, какой из нагревательных приборов является наиболее невыгодно расположенным.

Ориентировочное естественное давление для стояка 1 составит:

$$\Delta p_{e.c1} = [0,4 \cdot 2,5 (11,55 + 2,5) + 0,64 \cdot 0,26 \cdot 20] 9,81 = 170 \text{ Па},$$

где 2,5 — вертикальное расстояние между верхней точкой главного стояка и центром нагревания воды в котле, м;
11,55 — расстояние от главного стояка до дальнего стояка, считая по горизонтали, м.

Длина циркуляционного кольца через прибор № 1: $\Sigma l = 29,3$ м; откуда средняя линейная потеря давления

$$R_{cp1} = \frac{0,5 \cdot 170}{29,3} = 2,9 \text{ Па/м}.$$

Ориентировочное естественное давление для стояка 2 составит:

$$\Delta p_{e.c2} = [0,4 \cdot 2,5 (9,1 + 2,5) + 0,26 \cdot 0,64 \cdot 20] 9,8 = 146 \text{ Па}.$$

Длина циркуляционного кольца через прибор № 2 составляет $\Sigma l = 24,42$ м, отсюда:

$$R_{cp2} = \frac{0,5 \cdot 146}{24,42} = 3 \text{ Па/м}.$$

Для стояка 3 можем написать

$$\Delta p_{\text{рез}} = [0,4 \cdot 2,5 (3,6 + 2,5) + 0,26 \cdot 0,64 \cdot 20] 9,8 = 92,8 \text{ Па,}$$

откуда

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,5 \cdot 92,8}{13,55} = 3,41 \text{ Па/м.}$$

Начнем расчет кольца через наиболее невыгодно расположенный прибор № 1 стояка I
Стояк I. Прибор № 1, $Q=1020$ Вт В соответствии со средней потерей давления на 1 пог/м длины основного кольца записываем в табл V 18 принятый диаметр участков теплопроводов и гидравлические потери

Таблица V.18

Расчет теплопроводов системы квартирного отопления

Номер участка	Q, Вт	G кг/ч	d, мм	l, м	w м/с	R, Па/м	Rl, Па	$\Sigma \zeta$	Z, Па	Rl+Z, Па
1	1020	44	15	3,25	0,063	5,9	19,2	4,5	8,8	28
2	3020	130	25	5,5	0,064	2,75	15,1	1	1,95	17,05
3	4745	204	32	2,5	0,057	1,96	4,9	1,5	2,45	7,35
4	8375	360	40	1,8	0,076	2,65	4,8	4	11,4	16,2
5	8375	360	40	3,15	0,076	2,65	8,3	2	5,7	14
6	4745	204	32	2,5	0,057	1,96	4,9	3	5	9,9
7	3020	130	25	5,5	0,064	2,75	15,1	1	1,95	17,05
8	1020	44	15	5,1	0,063	5,9	30,1	9,5	18,55	48,65
										$\Sigma(Rl+Z) = 158,2$

Расчет основного циркуляционного кольца квартирной системы водяного отопления

9	1020	44	15	0,6	0,063	5,9	3,5	7	13,6	17,1
10	2000	86	20	0,2	0,066	4,02	0,8	1,5	3,25	4,05
11	2000	86	20	2,07	0,066	4,02	8,3	1,5	3,25	11,55
12	1020	44	15	0,6	0,063	5,9	3,5	8	15,6	19,1
										$\Sigma(Rl+Z) = 51,8$

Расчет кольца через стояк 2 Прибор № 3; Q=1020 Вт

Расчет кольца через стояк 3 Прибор № 4; Q=980 Вт

13	980	42	15	0,6	0,06	5,4	3,25	7	12,4	15,65
14	1725	74	20	0,3	0,06	3,25	0,98	1,5	2,55	3,53
15	1725	74	20	2	0,06	3,25	6,5	1,5	2,55	9,05
16	980	42	15	0,6	0,06	5,4	3,25	8	14,2	17,45
										$\Sigma(Rl+Z) = 45,68$

Затем определяем необходимые для расчета коэффициенты местных сопротивлений $\Sigma \zeta$ тройников, отводов и пр

Далее, пользуясь приложением 3 определяем теплопередачу каждого участка рассчитанного теплопровода, затем температуру в начале и в конце расчетных участков и, наконец, находим действительное естественное давление от охлаждения воды в трубах и радиаторах

Расчет начнем с основного циркуляционного кольца.

Согласно табл V 19, перепад температуры воды в начале главного стояка (участок 5) и воздуха в помещении

$$\Delta t_5 = 95 - 18 = 77^\circ.$$

Таблица V.19

Определение теплопередачи и температуры воды по отдельным участкам теплопровода квартирной системы водяного отопления

Номер участка и прибора	G , кг/ч	d , мм	l , м	$t_{\text{нач}}$, °C	$t_{\text{ном}}$, °C	Δt , град	Q' , Вт/м	Q , Вт	$\Delta t'$, град	$t_{\text{кон}}$, °C	$t_{\text{ср}}$, °C
5	360	40	3,15	95	18	77	157	99	0,24	94,76	94,88
6	204	32	2,5	94,76	18	76,76	136	341	1,44	93,32	—
7	130	25	5,5	93,32	18	75,32	107	589	3,9	89,42	—
8	44	15	5,1	89,42	18	71,42	64	327	6,36	83,06	—
Прибор № 1	—	—	—	83,06	—	20	—	—	—	63,06	73,06
1	43	15	3,25	63,06	18	45,06	41	139	—	60,36	—
11	86	20	2,07	89,42	18	71,42	82	169	2,7	87,73	88,58
12	44	20	0,6	87,73	18	69,73	79	48	1,69	86,8	—
Прибор № 2	—	—	—	86,8	—	20	—	—	0,93	66,8	76,8
9	44	20	0,6	66,8	18	48,8	56	34	—	66,14	—
10	86	20	0,2	66,14	18	48,14	55	109	0,66	65,05	—
2	130	25	5,5	63,5	18	45,5	65	358	1,09	61,13	—
15	74	20	2,1	93,32	18	75,32	85	177	2,37	91,25	92,28
16	42	20	0,6	91,25	18	63,25	71	42,5	2,07	90,38	—
Прибор № 4	—	—	—	90,38	—	20	—	—	0,87	70,38	80,38
13	42	20	0,6	70,38	18	52,38	61	36	0,74	69,64	—
14	74	20	0,3	69,64	18	51,94	60	17,8	0,21	69,73	—
3	204	32	2,5	64,3	18	46,3	83	207	0,87	63,43	—
4	360	40	1,8	63,43	18	45,43	92	166	0,4	63,03	—

По приложению 3 найдем теплопередачу 1 м неизолированной трубы $d=40$ мм, она составляет $Q=157$ Вт.

Принимая теплопередачу изолированной трубы равной 0,2 теплопередачи открытой трубы, получим:

$$Q_5 = 157 \cdot 0,2 = 157 \cdot 3,15 \cdot 0,2 = 99 \text{ Вт.}$$

При расходе воды на этом участке $G_5=360$ кг/ч получим понижение температуры воды

$$\Delta t'_5 = \frac{99 \cdot 3,6}{360 \cdot 4,187} = \frac{99}{1,163 \cdot 360} = 0,24^\circ$$

и конечную температуру воды $t_{5 \text{ кон}}=94,76^\circ \text{C}$.

Произведя расчет подобным же образом, найдем температуру в конце участка 8 $t_{8 \text{ кон}}=83,06^\circ \text{C}$. Температура обратной воды после отопительного прибора 1 $t_{\text{ном}}=83,06-20=63,06^\circ \text{C}$;

средняя температура воды в приборе $t_{\text{ср}}=73,06^\circ \text{C}$.

Температуру воды в начале участка 2 найдем из теплового баланса: по участку 1 перемещается 44 кг воды с конечной температурой $t_{1 \text{ кон}}=60,36^\circ \text{C}$ и по участку 10—86 кг с $t_{10 \text{ кон}}=65,05^\circ \text{C}$.

После смешивания получим температуру воды в начале участка 2:

$$t_{2 \text{ нач}} = \frac{44 \cdot 60,36 + 86 \cdot 65,05}{44 + 86} = 63,5^\circ \text{C.}$$

Продолжая вести расчет аналогичным образом, получим температуру воды перед котлом $t_{4 \text{ кон}}=63,03^\circ \text{C}$.

Определим величину естественного циркуляционного давления, Па, при охлаждении воды в трубах основного кольца и в отопительном приборе № 1:

$$\Sigma \Delta p_e = \Delta p_{e1} + \Delta p_{e2} + \Delta p_{e3} \pm \Delta p_{e4}$$

где Δp_{e1} — естественное давление от охлаждения воды в подающей магистрали, Па;

Δp_{e2} — естественное давление от охлаждения воды в стояке № 1, Па;

Δp_{e3} — естественное давление от охлаждения воды в приборе, Па;

Δp_{e4} — естественное давление, возникающее в результате разности отметок центра охлаждения воды в приборе и центра нагревания воды в котле, Па.

Средняя температура воды в подающей магистрали

$$t_{ср} = (94,76 + 86,37) : 2 = 90,56^\circ \text{C}.$$

Температура воды в верхней части главного стояка $t_{5 \text{ кон}} = 94,76^\circ \text{C}$.

Подающая труба под потолком уложена с уклоном к дальнему стояку, средняя разность ее отметок в конечных точках $\Delta h = 0,1$ м. Принимая во внимание среднюю температуру воды в ней, естественное давление от охлаждения воды в подающей магистрали составит:

$$\Delta p_{e1} = \Delta h \cdot 0,64 \Delta t_1 g = 0,1 \cdot 0,64 (94,76 - 90,56) 9,8 = 2,65 \text{ Па}.$$

Далее определим среднюю температуру воды по высоте главного стояка

$$t_{ср} = (95 + 94,76) : 2 = 94,88^\circ \text{C}.$$

Вычисляем среднюю температуру воды по высоте дальнего стояка $t_{8 \text{ ср}} = 84,72^\circ \text{C}$ (см. рис. V.20).

Высота стояка 1 составляет 2,05 м. Естественное давление равно:

$$\Delta p_{e2} = 0,9 \cdot 2,05 \cdot 0,64 \Delta t_1 g = 2,05 \cdot 0,64 (94,88 - 84,72) 9,8 = 117,6 \text{ Па},$$

где 0,9 — коэффициент принимается для случая, если обратный трубопровод не изолирован, если же он изолирован, принимается коэффициент 1.

Середина высоты отопительного прибора № 1 находится выше центра нагревания воды в котле на 0,26 м. Естественное давление от остывания воды в приборе равно:

$$\Delta p_{e3} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 0,64 (95 - 83,06) 9,8 = 18,7 \text{ Па},$$

где 0,5 — высота прибора, м;

83,06 — температура воды, входящей в прибор, $^\circ \text{C}$.

Наконец, находим:

$$\Delta p_{e4} = 0,26 \cdot 0,64 (95 - 63,06) 9,8 = 52 \text{ Па},$$

где 63,06 — температура воды, выходящей из прибора, $^\circ \text{C}$.

Потеря давления для циркуляции воды в основном кольце равна 158,2 Па (табл. V.18). Располагаемое циркуляционное давление составит:

$$\Sigma \Delta p_e = 2,65 + 117,6 + 18,7 + 52 = 190,95 \text{ Па},$$

т. е. имеем достаточный запас.

Проверим параметры отопительного прибора № 2 на стояке 2.

Средняя температура воды на участке 11 $t_{11 \text{ ср}} = 88,58^\circ \text{C}$, тогда как средняя температура воды в стояке 1 $t_{1 \text{ ср}} = 84,72^\circ \text{C}$ (см. рис. V.20); следовательно, для стояка 2 при его высоте 2,07 м естественное давление уменьшается на величину

$$\Delta p_e = 2,07 \cdot 0,64 (88,58 - 84,72) 9,8 = 50,2 \text{ Па}.$$

Естественное давление от охлаждения воды для циркуляции в кольце через стояк 2 составит:

$$\Sigma \Delta p_{2e} = 190,95 - 50,2 = 140,75 \text{ Па}.$$

Потеря давления в участках 2—7 составляет 81,55 Па.

Потери давления в участках 9, 10, 11, 12 кольца через стояк 2 составят:

$$\Delta p = 190,95 - 50,2 - 81,55 = 59,2 \text{ Па}.$$

Согласно табл. V.18, потеря давления в стояке 2 равна 51,8 Па < 59,2 Па.

Проверяем работу стояка 3. Средняя температура воды на участке 15 $t_{\text{иср}} = 92,28^\circ\text{C}$. По сравнению со стояком 1 уменьшение естественного давления составляет:

$$\Delta p_e = 2,05 \cdot 0,64 (92,28 - 84,72) 9,8 = 97,2 \text{ Па,}$$

Потери давления в участках 3, 4, 5 и 6 равны:

$$\Sigma (Rl + Z) = 47,45 \text{ Па,}$$

Располагаемое давление для этого стояка

$$\Delta p = 190,95 - 97,2 - 47,45 = 46,3 \text{ Па.}$$

Пользуясь табл. V.18, получим:

$$\Sigma (Rl + Z) = 45,68 \text{ Па} \approx 46,3 \text{ Па.}$$

Вычитая полученную теплопередачу теплопровода из теплопотерь отдельных помещений, найдем необходимую тепловую нагрузку радиатора, а затем число секций.

СПИСОК ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Гамбург П. Ю. Таблицы и примеры для расчета трубопроводов отопления и горячего водоснабжения. М., Госстройиздат 1961.

Кострюков В. А. Примеры расчета по отоплению и вентиляции. Ч. 1. Отопление. М., Стройиздат, 1964.

Одельский Э. Х. Гидравлический расчет трубопроводов разного назначения. Минск, «Высшая школа», 1967.

Офицеров Л. Ф. Однотрубные системы водяного отопления, М., Госстройиздат, 1960.

§ 62. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Если при кипении воды давление остается неизменным, температура воды тоже будет постоянной. Тепло, подводимое к воде, которое расходуется на ее испарение, называется *теплом испарения*.

Водяной пар, находящийся в термодинамическом равновесии с водой, называется *сухим насыщенным паром*, а смесь сухого насыщенного пара с капельками воды во взвешенном состоянии — *влажным насыщенным паром*.

Полное тепло 1 кг сухого насыщенного пара, кДж/кг, равно:

$$q_p = q_v + q_k \quad (VI\ 1)$$

где q_v — тепло, затраченное на нагревание воды до температуры кипения, кДж/кг.

q_k — удельное тепло испарения (конденсации), кДж/кг.

При давлении пара 0,01 МПа (0,1 кгс/см²), $q_v = 426,2$ кДж/кг и $q_k = 2253$ кДж/кг полное теплосодержание 1 кг пара составит:

$$q_p = 426,2 + 2253 = 2679,2 \text{ кДж/кг (639,9 ккал/кг).}$$

При конденсации пара выделяется тепло конденсации, температура конденсата в момент его образования равна температуре пара.

В системах парового отопления применяется сухой насыщенный пар и используется его свойство при конденсации выделять скрытое тепло испарения. Пар из котлов по паропроводам поступает в отопительные приборы, установленные в помещениях. В приборах пар конденсируется, и тепло через стенки приборов передается в помещения. Конденсат отводится из приборов по конденсатопроводам в сборные конденсатные баки, откуда насосами, а в отдельных случаях самотеком направляется в котлы.

Пример VI.1. Теплотери помещения 8400 кДж/ч = 2326 Вт (2000 ккал/ч). Требуется определить, какое количество сухого насыщенного пара низкого давления должно поступить в отопительный прибор, чтобы возместить эти теплотери.

Удельное тепло конденсации пара при давлении 0,01 МПа (0,1 кгс/см²) равно 2253 кДж/кг (538 ккал/кг).

Количество пара, необходимого для возмещения теплотерь 2326 Вт (2000 ккал/ч), составит:

$$\frac{8400}{2253} = \frac{2000}{538} \approx 4 \text{ кг/ч.}$$

При конденсации пара объем его резко изменяется: объем конденсата в 400—1500 раз меньше объема пара, равновеликого ему по массе.

Если в отопительный прибор поступает количество пара, соответствующее количеству, которое может сконденсироваться, и обеспечен сво-

бодный сток конденсата, прибор целиком заполняется паром. Конденсат в виде пленки стекает по стенкам прибора вниз (рис. VI.1, а).

Если поступающее количество пара в отопительный прибор будет меньше того, которое могло бы сконденсироваться при заданной тепловой нагрузке, нижняя часть прибора будет заполнена невытесненным из прибора воздухом, поскольку воздух тяжелее пара (рис. VI.1, б).

Если в отопительный прибор поступает уменьшенное количество пара и затруднен сток конденсата, уровень его расположения в приборе повысится (рис. VI.1, в).

Через нижнюю часть отопительного прибора тепло будет передаваться вследствие охлаждения конденсата.

§ 63. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы парового отопления, как указано в главе I, подразделяются на вакуум-паровые — абсолютное давление $< 0,1$ МПа (менее 1 кгс/см²), низкого давления — избыточное давление 0,005—0,07 МПа (0,05—0,7 кгс/см²) и высокого давления — избыточное давление $> 0,07$ МПа (более 0,7 кгс/см²).

Паровые системы низкого давления в свою очередь подразделяются на *открытые*, сообщающиеся с атмосферой, и *закрытые*, не сообщающиеся с атмосферой.

По способу возврата конденсата в котел системы бывают *замкнутые* — с непосредственным возвратом конденсата в котел и *разомкнутые* — с возвратом конденсата в конденсатный бак и с последующей перекачкой его из бака в котел.

По схеме соединения труб с приборами системы могут быть *двухтрубные* и *однотрубные* (те и другие с верхней, нижней и средней разводкой, с сухим и мокрым конденсатопроводом), с попутным движением пара и конденсата и тупиковым.

Сухими называются конденсатопроводы, сечения которых не полностью заполнены конденсатом, а при перерывах в работе системы не заполнены водой. *Мокрыми* называются конденсатопроводы, которые всегда заполнены водой.

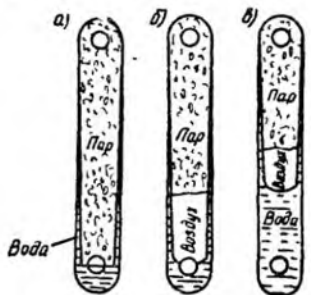


Рис. VI.1. Распределение пара в отопительном приборе

1. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Системы парового отопления низкого давления устраивают по открытой схеме. На рис. VI.2 приведена система парового отопления низкого давления с верхней разводкой, двухтрубная, тупиковая, замкнутая, с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом.

Перед пуском системы открывают вентиль на водопроводной линии и вода под давлением поступает в систему и заполняет ее до уровня 1—1. После этого вентиль закрывают и начинают топить котел. При повышении температуры воды в котле вода доводится до кипения. Пар из котла по главному стояку 1 поступает в магистральные паропроводы 2, паровые стояки 3 и через ответвления 4 в нагревательные приборы 5, где конденсируется. Конденсат по ответвлениям 6 из приборов поступает

в магистральный конденсатопровод 7 и из него в котел. Давление пара в котле со стороны конденсатной линии уравнивается столбом воды h . При давлении пара в котле 0,01 МПа (0,1 кгс/см²) $h=1$ м.

При стекании конденсата из горизонтальной конденсатной трубы в общий конденсатный стояк высота столба в нем увеличивается и часть конденсата выдавливается в котел.

При пуске системы отопления воздух из нее вытесняется паром. Так как воздух тяжелее пара, он отводится через конденсатную линию в воз-

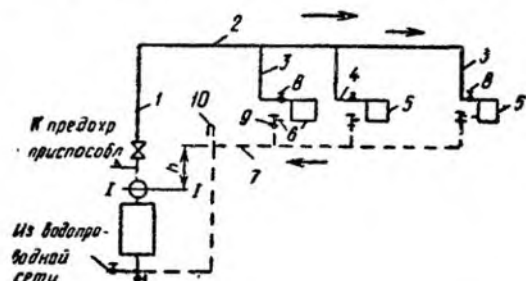


Рис. VI.2. Система парового отопления низкого давления с верхней разводкой, с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом

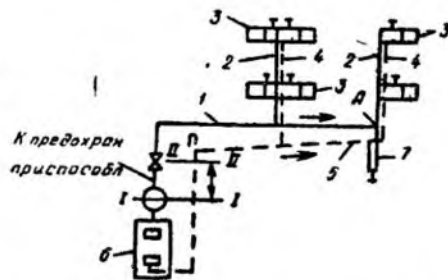


Рис. VI.3. Система парового отопления низкого давления с нижней разводкой
1 — распределительная паровая магистраль; 2 — паровые стояки, 3 — отопительные приборы; 4 — конденсатные стояки; 5 — сборная конденсатная магистраль; 6 — котел; 7 — гидравлический затвор

душную трубу 10. Точка присоединения воздушной трубы к конденсатопроводу должна быть выше уровня воды в общем конденсатном стояке на 200—250 мм.

Как известно, пар содержит мельчайшие частицы солей, образующихся при выкипании воды. При установке крана двойной регулировки соли отлагаются между стаканчиком и корпусом, вследствие чего стаканчик прикипает к корпусу. Поэтому перед прибором на пароподводящей трубе устанавливаются вентиль 8.

Для того чтобы пар не поступал из приборов в конденсатопровод, а полностью в них конденсировался, на ответвлениях от приборов рекомендуется устанавливать тройники 9 с пробкой.

На рис. VI.3 приведена система парового отопления низкого давления с нижней разводкой, двухтрубная, тупиковая, замкнутая с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом. Эта система работает аналогично системе с верхней разводкой. Пар из паровой распределительной магистрали поступает в паровые стояки снизу вверх и через ответвления в отопительные приборы. Конденсат по конденсатным стоякам и сборной конденсатной магистрали стекает в котел.

Паровую магистраль прокладывают с уклоном 0,01—0,005 по направлению движения пара во избежание возникновения шума и для обеспечения стекания конденсата. Из конечной точки конденсат отводится через петлю (рис. VI.4), которая представляет собой гидравлический затвор, не позволяющий пару проникать в конденсатную магистраль,

При установившемся состоянии высота расположения уровня воды в левой части петли соответствует давлению пара в точке А, следовательно, сколько конденсата поступает в правую часть петли, столько же переливается в конденсатную магистраль, которую прокладывают с уклоном 0,01—0,005 по направлению к котлу. Скорость движения па-

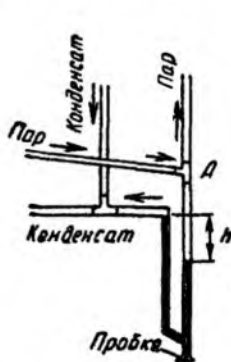


Рис VI 4 Схема гидравлического затвора

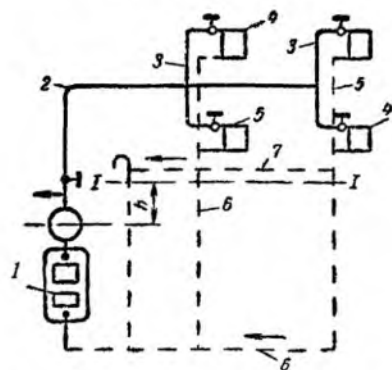


Рис VI 5 Схема парового отопления низкого давления со средней разводкой и мокрым конденсатопроводом

1 — котел 2 — паровая магистраль;
3 — паровой стояк, 4 — отопительный прибор, 5 — конденсатный стояк,
6 — конденсатная магистраль, 7 — воздушная линия

ра в подъемных стояках не должна превышать 0,1—0,14 м/с, так как при больших скоростях пар подхватывает образующийся в стояках конденсат, в связи с чем создаются шум и гидравлические удары.

На рис. VI.5 приведена система парового отопления низкого давления со смешанной разводкой (верхней и нижней), с непосредственным возвратом конденсата в котел, с мокрым конденсатопроводом. Эта схема может быть применена при прокладке магистрального паропровода над полом верхнего этажа, а также над полом или под потолком одного из средних этажей здания

Непосредственный возврат конденсата в котел возможен при давлении пара до 0,02 МПа (0,2 кгс/см²), поскольку при более высоком давлении пришлось бы значительно заглублять котельную.

При давлении пара выше 0,02 МПа (0,2 кгс/см²) применяют разомкнутые системы с возвратом конденсата самотеком в конденсатный бак, с последующей перекачкой его в котел с помощью центробежного насоса, который располагают ниже дна бака для обеспечения надежной работы насоса на горячей воде (рис. VI 6) При таком устройстве системы

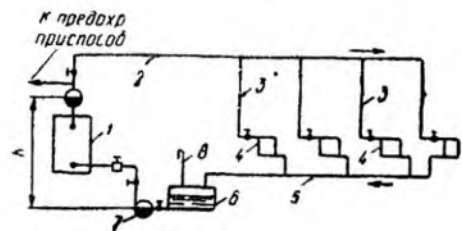


Рис VI 6. Система парового отопления низкого давления разомкнутая

1 — котел, 2 — паровая магистраль 3 — паровые стояки, 4 — отопительные приборы, 5 — конденсатная магистраль, 6 — конденсатный бак, 7 — насос, 8 — воздушная труба

отопительные приборы можно располагать на одном уровне с котлом и даже ниже его. Воздух из системы удаляется в атмосферу по конденсатопроводу через конденсатный бак. Во избежание выхода пара в атмосферу через конденсатную магистраль в конце ее перед баком в зависимости от величины давления пара устанавливают петлеобразный гидравлический затвор или конденсатоотводчик.

Верхнюю разводку паропроводов следует применять при наличии чердака или при возможности прокладки паропроводов под потолком верхнего этажа, нижнюю разводку используют в том случае, если нет чердака и невозможна прокладка паропровода под потолком какого-либо этажа.

2. ОДНОТРУБНЫЕ СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

В этих системах пар и конденсат транспортируются по одной трубе. Они могут быть с верхней (рис. VI.7, а) и нижней разводкой (рис. VI.7, б) и горизонтальные проточные (рис. VI.8).

В системе с нижней разводкой (рис. VI.7, б) пар из котла 1 поступает по разводящему паропроводу 2 и стоякам 3 к отопительным прибо-

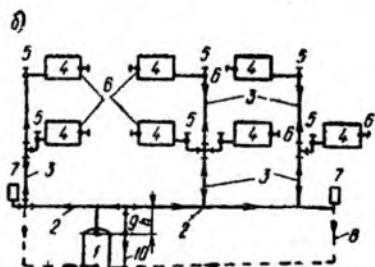
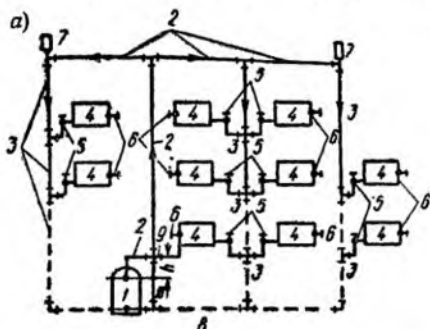


Рис. VI.7. Однотрубная паровая система отопления

а — с верхней разводкой; б — с нижней разводкой

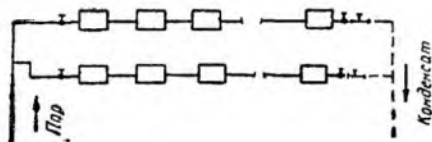


Рис. VI.8. Система парового отопления однотрубная горизонтальная

рам 4 через запорно-регулирующий вентиль 5. Воздух вытесняется из системы через автоматические воздушные клапаны 7. Воздушные краны 6 устанавливают на высоте, равной приблизительно $\frac{1}{3}$ высоты отопительного прибора.

В стояках 3 происходит встречное движение конденсата и пара. При конденсации пара в приборах образуется вакуум, который затрудняет сток из них. На ответвлениях к приборам для облегчения стока конденсата предусматривается вертикальный участок. Разводящие паропроводы прокладывают с уклоном, обеспечивающим движение пара и конденсата в одном направлении. Конденсат поступает в мокрый конденсатопровод 8.

Для осушки пара предусмотрена труба 10. В результате давления, создающегося в котле, уровень конденсата поддерживается выше точки 9, что исключает проникание пара из паропровода по трубе 10 в конденсатопровод 8.

При встречном движении пара и конденсата в стояках и ответвлениях к приборам возникают гидравлические удары и система работает со значительным шумом.

В системе с верхней разводкой (рис. VI.7, а) встречное движение пара и конденсата происходит лишь в ответвлениях к отопительным приборам и отмечается меньший шум, чем в системах с нижней разводкой.

Однотрубные вертикальные системы парового отопления не получили распространения.

Для обогрева больших помещений, не требующих индивидуального регулирования теплоотдачи каждого прибора, применяют горизонтальные системы (рис. VI.8), в которых отсутствует встречное движение пара и конденсата.

3. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

К паровым системам высокого давления относятся системы с давлением в начальной точке паропровода (при выходе из котла или при вводе в здание) более 0,07 МПа (0,7 кгс/см²).

Схемы этой системы отопления могут быть с верхней, нижней и средней разводкой пара. На рис. VI.9 приведена схема парового

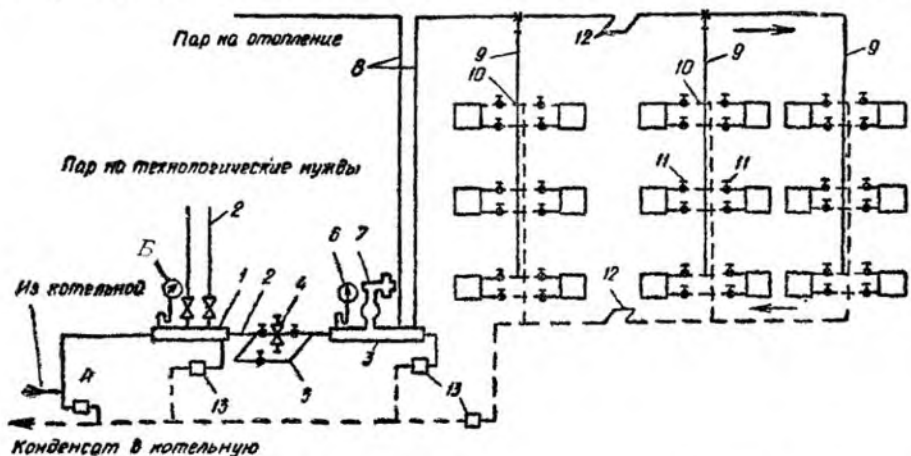


Рис. VI.9. Паровая система отопления высокого давления с верхней разводкой

отопления высокого давления, закрытая, двухтрубная с верхней разводкой, тупиковая. Пар давлением, например, 0,59 МПа (6 кгс/см²), необходимым по условиям производства, поступает из котельной в первый распределительный коллектор 1 и из него по паропроводам 2 направляется на технологические нужды.

Поскольку в системах парового отопления высокого давления применяется пар с давлением не выше 0,37 МПа (3,8 кгс/см²), между первым распределительным коллектором 1 и вторым 3 устанавливают редукционный клапан 4, снижающий давление пара с 0,59 до 0,37 МПа

(с 6 до 3,8 кгс/см²). Редукционный клапан снабжается обводной линией 5 на случай ремонта.

На обоих коллекторах устанавливают манометры 6, а на втором коллекторе 3 дополнительно предусматривается предохранительный рычажный клапан 7. Пар из этого коллектора поступает по главным стоякам 8 в стояки 9 и ответвления 10 к отопительным приборам. У отопительных

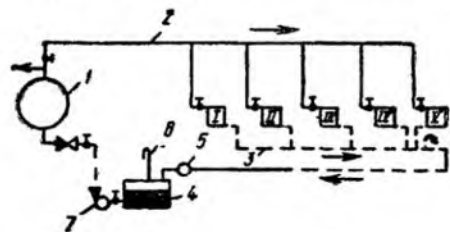


Рис. VI.10. Система парового отопления с попутным движением пара и конденсата

1 — котел; 2 — паропровод; 3 — конденсатопровод; 4 — конденсатный бак; 5 — конденсатоотводчик; 6 — воздушная трубка, 7 — насос

приборов и конденсатных ответвлений устанавливают вентили 11 для регулирования, а при необходимости и полного отключения отдельных приборов.

На паровой и конденсатных линиях предусматривают компенсаторы 12, воспринимающие удлинение труб при их нагревании.

Конденсат из распределительных коллекторов и точки А подъема паровой магистрали отводится через конденсатоотводчики 13.

Из системы конденсат самотеком поступает в конденсатный бак, расположенный в котельной, откуда насосом перекачивается в котлы. Устройство систем парового отопления высокого давления по закрытой схеме отличается лишь тем, что конденсатный бак не сообщается с атмосферой и поступающий в него пролетный пар и пар вторичного вскипания используются для тех или иных нужд.

При тупиковом устройстве систем парового отопления высокого давления пар поступает со значительно большим давлением в отопительные приборы, близко расположенные к котлу, и в связи с трудностью регулирования из приборов частично попадает в конденсатопровод, создавая подпор конденсату, поступающему из более удаленных приборов. Для устранения такого явления применяют схему устройства системы отопления с попутным движением пара и конденсата (рис. VI.10).

В таких системах пар из прибора I будет поступать в конденсатопровод с большим давлением, чем из прибора II, а из прибора II с большим давлением, чем из прибора III, и т. д. На последних участках конденсатопровода избыточное давление пара почти отсутствует и самые удаленные приборы полностью освобождаются от конденсата.

Систему с попутным движением пара и конденсата можно применять при давлении пара более 0,03 МПа (0,3 кгс/см²).

4. ВАКУУМ-ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

В этих системах в котле с помощью вакуум-насоса создается давление ниже атмосферного. Температура понижается ниже 100° С. Тем же насосом в системе перемещаются пар и конденсат.

На рис. VI.11 приведена принципиальная схема вакуум-паровой системы отопления.

Пар из парового котла низкого давления 1 поступает по паропроводу 2 в отопительные приборы 3. Конденсат возвращается по конденсато-