

Г. О. Меликян, К. А. Тер-Мкртчян

Системы отопления на „перегретой воде“

Водяные системы отопления получили широкое распространение в отопительной технике.

В жилищных и гражданских зданиях температура теплоносителя в системах ограничивается из гигиенических соображений. При этом исходят из того, что повышение средней температуры поверхности нагрева отопительных приборов приводит к интенсивному разложению оседающей на приборы пыли, снижая тем самым гигиенические качества воздуха. Ранее предполагалось, что вследствие больших значений коэффициента теплоотдачи от воды к стенке прибора, температура на поверхности последнего может быть практически приравнена к температуре теплоносителя.

Исходя из этого прежними нормами [1] для систем водяного отопления были установлены следующие температуры теплоносителя:

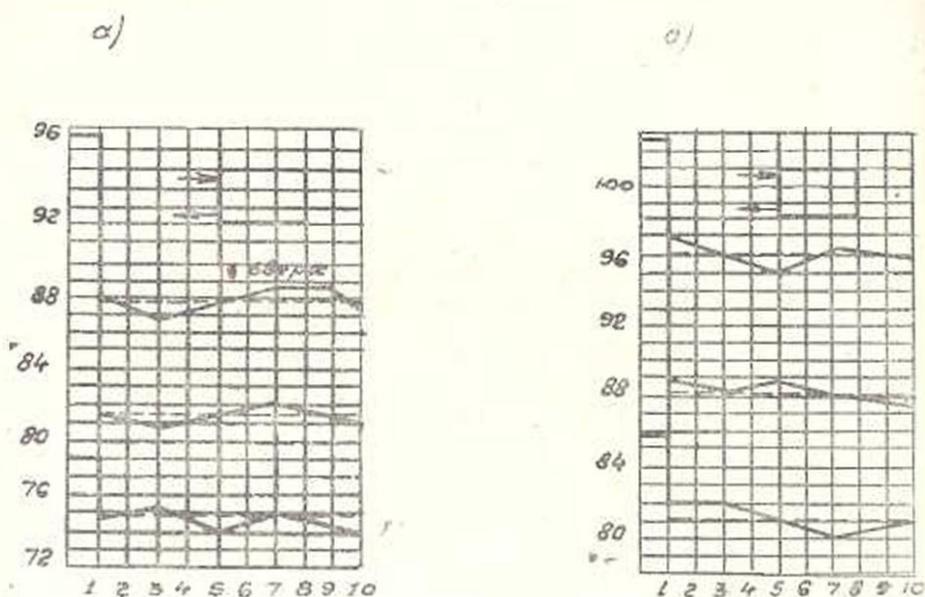
а) для стационарных лечебных заведений, детских садов и ясель $t_r = 85^\circ\text{C}$ и $t_0 = 65^\circ\text{C}$, $t_{cp} = 75^\circ\text{C}$,

б) для жилых и коммунальных зданий $t_r = 95^\circ\text{C}$, $t_0 = 70^\circ\text{C}$, $t_{cp} = 82,5^\circ\text{C}$.

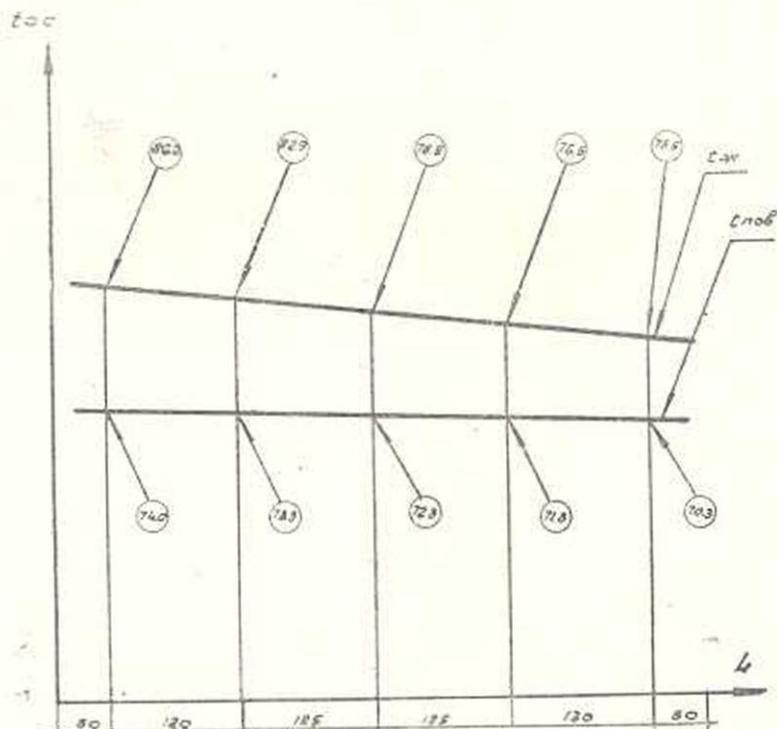
где t_r , t_0 и t_{cp} — температуры теплоносителя на входе в прибор, на выходе и средняя.

Однако исследования последних лет показали, что температура поверхности нагрева значительно отстает от температуры теплоносителя вследствие того, что теплообмен внутри прибора происходит при явно выраженном ламинарном режиме с развитым тепловым пограничным слоем, обуславливающим значительный перепад температур между теплоносителем и поверхностью нагрева.

Для примера на фиг. 1 приведено распределение температур на поверхности прибора по данным КТИС [2]. Кривые „а“ соответствуют воде с температурой до 100°C , кривая „б“ — перегретой воде. Как видно из приведенных кривых, температуры на поверхности прибора значительно отстают от температуры теплоносителя. Так, в случае, соответствующем фиг. 1а, разность температур между входящим теплоносителем и поверхностью в верхней части прибора составляет $10,7^\circ\text{C}$, а средних температур теплоносителя и поверхности — $7,0^\circ\text{C}$. По фиг. 1, б эти разности соответственно составляют $9,1$ и $7,4^\circ\text{C}$.



Фиг. 1. Распределение температур по поверхности нагревательных приборов.
 а — при расходе через прибор 100 л/час, $t_r = 95,7^\circ$, $t_0 = 67^\circ$, $t_n = 21,3$,
 б — при расходе через прибор 97 л/час, $t_r = 105,1$, $t_0 = 85,6$, $t_n = 22,9$.



Фиг. 2. Изменение температуры теплоносителя по высоте прибора и соответствующей температуры на поверхности.
 L — расстояние от входного отверстия теплоносителя.

На фиг. 2 приведены температуры теплоносителя в различных сечениях радиаторной колонки и соответствующие им температуры на поверхности, по данным Белорусского политехнического института [3]. Разность температур между теплоносителем и прибором в верхней части составляет 12,2, а в среднем — 8,7°C.

Таким образом создается реальная возможность подачи теплоносителя в нагревательные приборы систем центрального водяного отопления с более высокой температурой, не выходя из допустимого гигиенического предела температуры на поверхности нагрева.

Это обстоятельство, очевидно, учтено новыми нормами проектирования [4], поскольку там нормируется уже не температура теплоносителя, а температура поверхности нагрева прибора, каковая не должна превышать $t_{пов} \leq 95^\circ\text{C}$ для жилых и общественных зданий и $t_{пов} < 85^\circ\text{C}$ для зданий с повышенными санитарно-гигиеническими требованиями.

Однако до сих пор при проектировании систем водяного отопления температура теплоносителя принимается в пределах $t_r = 95^\circ\text{C}$; $t_r = 85^\circ\text{C}$, вследствие чего температура поверхности нагревательного прибора оказывается значительно ниже, чем это предусмотрено нормами. Если исходить не из температуры теплоносителя, а из температуры поверхности нагрева, то можно значительно повысить температуру теплоносителя и тем самым достичь существенной экономии металла как за счет поверхностей нагрева, так и за счет трубопроводов.

При выборе температуры теплоносителя необходимо также иметь в виду, что вследствие сезонного характера отопительной нагрузки, максимальная температура теплоносителя (т. е. та, которая принимается при проектировании системы) поддерживается весьма кратковременно.

В табл. 1 приведены примерные продолжительности стояния наружных температур за отопительный сезон для некоторых городов Советского Союза. На основании данных таблицы составлен график на фиг. 3.

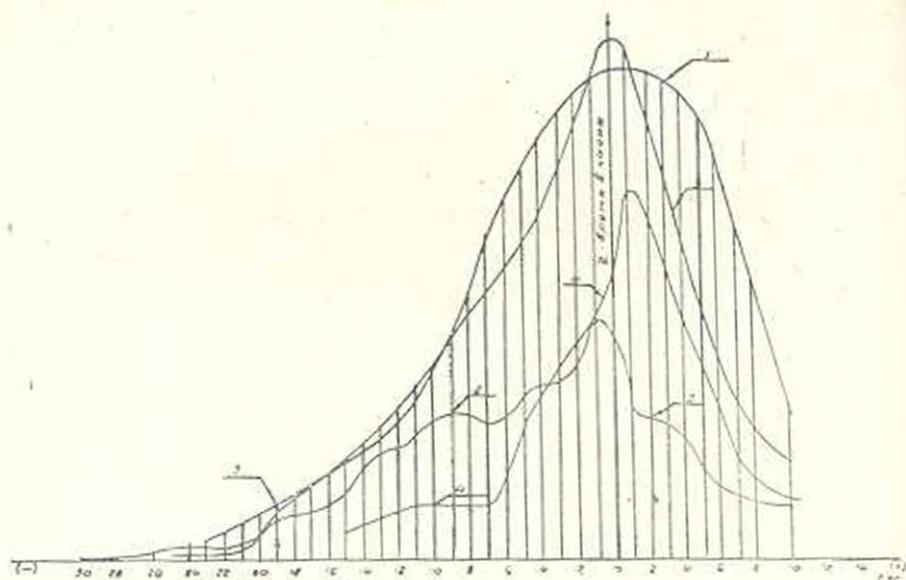
Из табл. 1 видно, что продолжительность стояния расчетной наружной температуры в данной местности по сравнению с продолжительностью всего отопительного периода незначительна.

Так, например, для г. Харькова система отопления работает на полной тепловой нагрузке, соответствующей расчетной наружной температуре — $t_{пр} = -23^\circ\text{C}$, всего лишь 53 часа, что по отношению к длительности всего отопительного сезона составляет $\sim 1,3\%$.

То же самое имеет место и для других городов, приведенных в табл. 1 и на графике. Из рассмотрения графика видно, что кривая продолжительности стояния температур имеет ярко выраженный пик, соответствующий средним температурам отопительного сезона.

Из рассмотрения графика нетрудно убедиться, что расчетные параметры поддерживаются в системе только на очень небольшой про-

межутков, все остальное время система должна работать с более низкими температурами теплоносителя, так как повышение наружной



Фиг. 3. Продолжительности стояния наружных температур для некоторых городов Советского Союза.

1—Харьков, 2—Москва, 3—Ленинград, 4—Одесса.

температуры влечет за собой соответственное понижение температуры теплоносителя.

Если зависимость коэффициента теплопередачи нагревательного прибора от температурного напора выразить функцией вида

$$k = a \Delta \theta^m, \quad (1)$$

то температуры теплоносителя на входе и выходе из прибора определяются из следующих выражений:

$$t'_r t'_2 = t_n + \Delta \theta \left(\frac{t_n - t'_n}{t_n - t_n} \right)^{\frac{1}{m}} + \Delta t \frac{t_n - t'_n}{t_n - t_n}, \quad (2)$$

$$t'_0 = t_n + \Delta \theta \left(\frac{t_n - t'_n}{t_n - t_n} \right)^{\frac{1}{m}} - \Delta t \frac{t_n - t'_n}{t_n - t_n}, \quad (3)$$

где: t_n и t_n — температуры в отапливаемых помещениях и наружная расчетная,

t'_r и t'_0 — температуры на входе в прибор и выходе из него при наружной температуре t_n ,

$\Delta \theta$ — расчетный температурный напор нагревательного прибора,

Δt — расчетный перепад температур теплоносителя в нагревательном приборе.

Таблица 1

Число часов отопительного сезона с одинаковой температурой наружного воздуха

Расчетная температура наружного воздуха в °С	Наименование городов					
	Москва	Ленинград	Харьков	Ростов н/д.	Одесса	Иркутск
1	2	3	4	5	6	7
-38						60
-37						
-36						120
-35						
-34						
-33						280
-32						
-31						
-30	8					
-29						
-28						
-27	5					600
-26						
-25	26	16		28		
-24						
-23	35	20	53			
-22						800
-21	48					
-20		72		83		
-19	113					
-18			182			800
-17	114					
-16		240		108		
-15	187				72	
-14						
-13	288					
-12		408	400			900
-11	338					
-10					144	
-9	392					
-8		672	740			
-7	368				144	900
-6						
-5	443			1200	360	
-4		936				
-3	475		1210			500

(продолжение табл. 1)

1	2	3	4	5	6	7
-2						
-1	648				648	
0		1416		2600		
+1	398				1008	
+2			1340			700
+3	374					
+4		816			624	
+5	245					
+6			400			
+7	168				264	
+8		346				
Всего:	4993	4962	4325	4300	3264	5660
Среднегодовая температура в °С	+3,6	+4,1	+6,7	+9,2	+0,9	-1,3
Средняя температура за отопительный период в °С	-5,3	-3,7	-3,5	-2,1	-0,3	-20,9

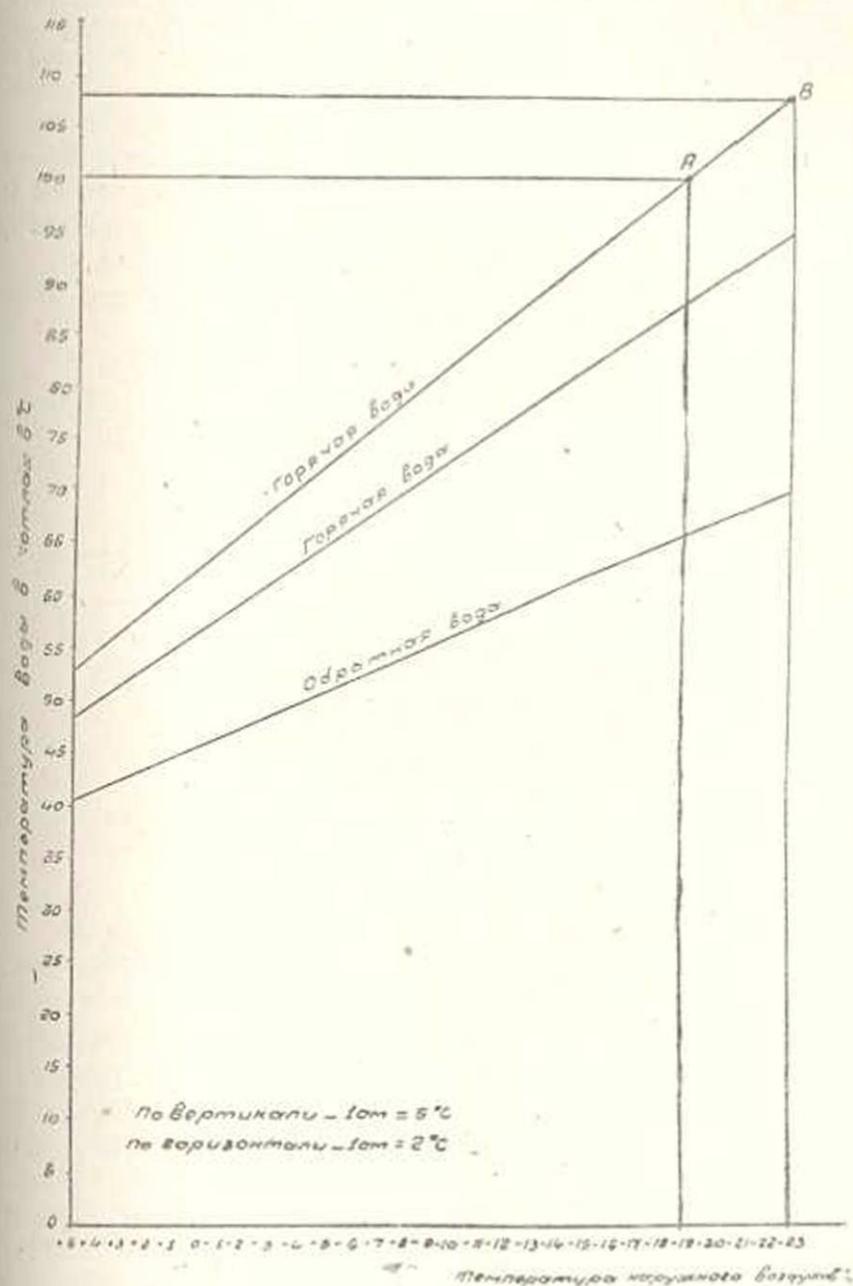
На фиг. 4 приведен график изменения температуры теплоносителя в зависимости от наружной температуры, построенной по формулам (2) и (3) для гор. Харькова ($t_n = -23^\circ\text{C}$), причем для температуры горячей воды даны две кривые, соответствующие расчетным температурам $t_r = 95^\circ\text{C}$ и $t_r = 108^\circ\text{C}$.

На температурной кривой, соответствующей второму случаю ($t_r^{\text{max}} = 108^\circ\text{C}$), выделен участок АВ, соответствующий режимам с температурой теплоносителя выше 100°C . Как видно из графика, этому участку соответствует интервал изменения наружной температуры от -18°C до -23°C .

Из таблицы же 1 следует, что система отопления эксплуатируется в указанном интервале наружных температур всего лишь 235 часов, что составляет $\sim 5\%$ всей продолжительности отопительного сезона. Что же касается самой температуры поверхности нагрева, то она будет еще ниже и всегда меньше допускаемого существующими нормами предела.

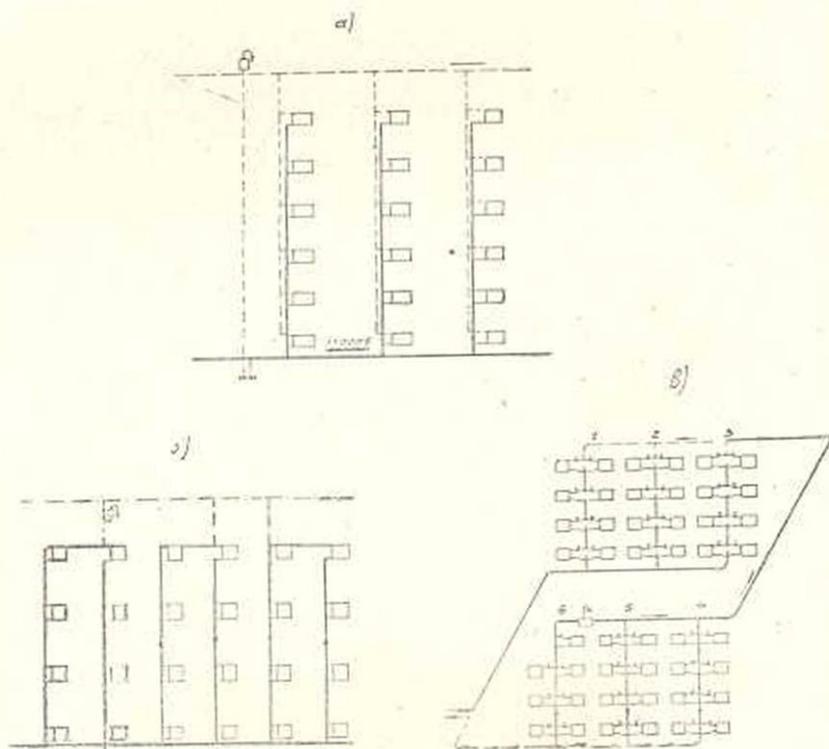
Между тем и до настоящего времени при проектировании систем отопления по обычным схемам, температура теплоносителя совершенно необоснованно принимается не выше 95°C . Наряду с этим, очевидные экономические преимущества применения теплоносителя

повышенных параметров привели к созданию за последние годы специальных схем, использующих так называемую перегретую воду (т. е. воду с температурой выше 100°C). Из этих схем (фиг. 5) получила



Фиг. 4. График качественного регулирования отопительных систем.

некоторое распространение система инженера Чечика с децентрализованным смешанием воды (ДСЧ). Хотя и в этих системах достигается некоторая экономия металла на нагревательных приборах (5—9%) и трубопроводах (15—20%), однако они оказываются конструктивно значительно сложнее обычных систем, что и ограничивает их распространение.



Фиг. 5. а — двухтрубная система с опрокинутой циркуляцией, б — система Л. С. Кондратьева, в — система ДСЧ.

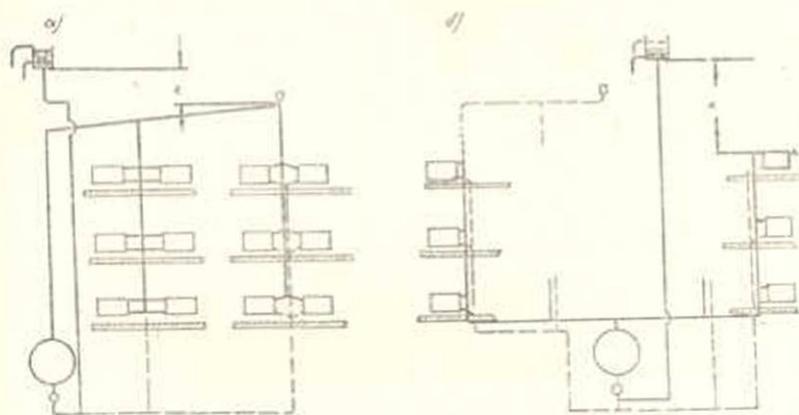
Между тем значительная разница между температурой теплоносителя и поверхностью прибора, а также небольшой промежуток времени, за который в течение отопительного сезона в системе температура воды поддерживается близкой к расчетной, дают возможность использовать перегретую воду и при обычных схемах водяного отопления. В самом деле, имея в виду, что перепад между температурами теплоносителя и поверхности прибора достигает 7—12°C в зданиях, где не предъявляются повышенные санитарные требования к системам отопления, можно температуру теплоносителя довести до 110°C, а среднюю температуру до 95°C. Максимальная температура на поверхности нагрева составит при этом 95—96°C, а средняя ~ 83°C, т. е. окажется в пределах гигиенических норм.

Учитывая кратковременность эксплуатации системы с высокими температурами, вполне возможно максимальную температуру на поверхности прибора довести до 100°C , а среднюю до $85-87^{\circ}\text{C}$.

В системах водяного отопления, присоединяемых к тепловым сетям, повышение температуры теплоносителя до указанных пределов не представляет затруднения, поскольку таковые находятся под значительным гидростатическим давлением.

В системах с местными котельными, давление обуславливается высотой установки расширительного сосуда, что ограничивает пределы повышения температуры теплоносителя, из-за опасности вскипания воды в приборах верхнего этажа.

На фиг. 6 представлены применяемые в гражданских зданиях схемы систем с верхней и нижней разводкой.



Фиг. 6. Схемы отопительных систем с домовыми котельными.
a — система с верхней разводкой, *b* — система с нижней разводкой.

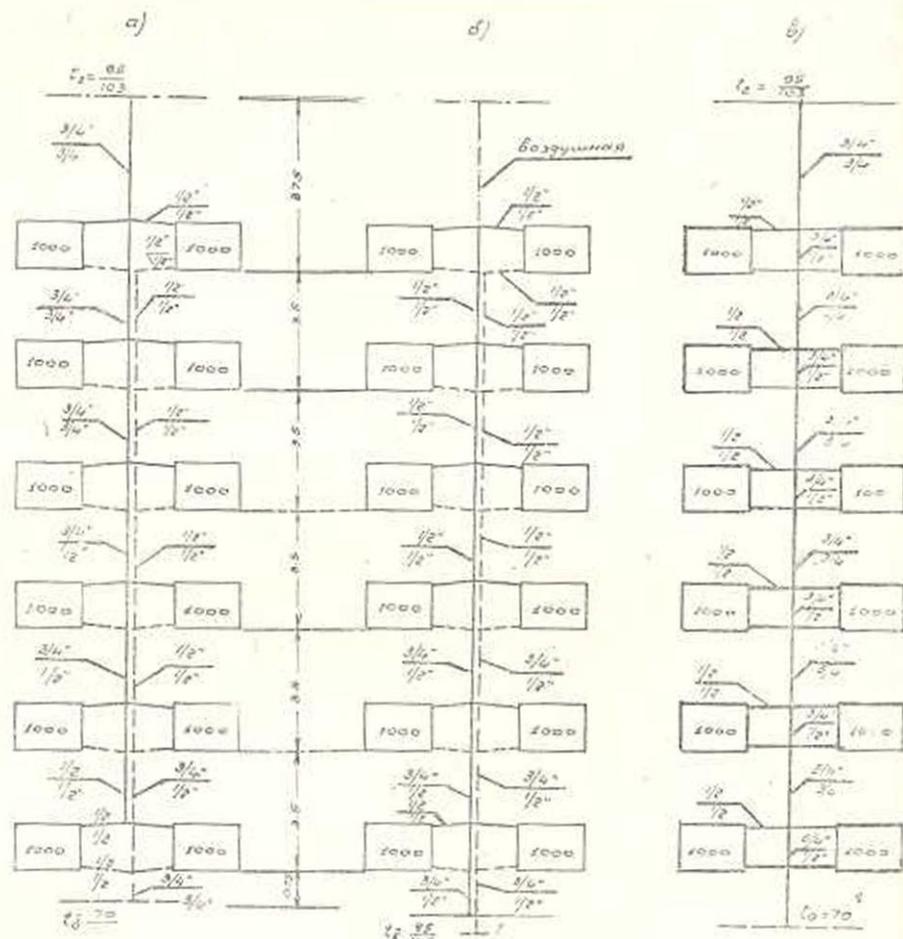
Из рассмотрения приведенных схем можно установить, что наиболее благоприятные условия для повышения температуры теплоносителя мы имеем в двухтрубных системах водяного отопления с нижней разводкой магистрального трубопровода, так как здесь высшая точка системы (А) находится под гидростатическим давлением, равным $\sim 4 \div 4,5$ м в. ст. Такому давлению, как известно, соответствует температура кипения воды $t'_{\text{кип}} = 108,7^{\circ} - 119,8^{\circ}\text{C}$, поэтому для двухтрубных систем водяного отопления с нижней разводкой магистрального трубопровода, при расчетной наружной температуре t° воздуха, представляет возможным подавать теплоноситель с температурой порядка $t_p = 105 - 107^{\circ}\text{C}$, не опасаясь возможности вскипания воды в приборах верхнего этажа.

Для двухтрубных систем с верхней разводкой магистрального трубопровода и однотрубных систем водяного отопления расстояние от уровня стояния воды в расширительном сосуде до подающей ма-

гистрала составляет не более $h = 1,5 \div 2$ м. Такому гидравлическому давлению соответствует температура кипения воды, равная $t''_{\text{кип}} = 103,0 \div 104,2^\circ\text{C}$, поэтому для этих систем температура теплоносителя не должна превышать $102 \div 103^\circ\text{C}$.

Таким образом и в обычных системах отопления вполне возможно использование теплоносителя повышенных параметров.

Для экономического сравнения различных схем нами произведены расчеты типовых стояков для двухтрубной системы с верхней разводкой однотрубной системы и двухтрубной системы с нижней разводкой. Расчетные схемы стояков приведены на фиг. 7. В каждом



Фиг. 7. Расчетные схемы стояков.

а — двухтрубный с верхней разводкой, б — двухтрубный с нижней разводкой, в — однотрубный.

В числителе указаны диаметры трубопроводов при перепаде температур $95 - 70^\circ\text{C}$, в знаменателе — при перегретой воде.

случае взят шестизэтажный стояк с двухсторонним присоединением приборов. Теплоотдача каждого прибора принята 1000 ккал/час . При расчете располагаемый напор в стояке, создаваемый за счет насоса, принят 700 мм в. с. , кроме того учтен также дополнительный напор, возникающий от охлаждения воды в нагревательных приборах.

На основании изложенного о возможных пределах повышения температуры теплоносителя, стояки с верхней разводкой рассчитаны на температурный перепад $103-70^\circ\text{C}$, а стояк с нижней разводкой на $110-70^\circ\text{C}$. Кроме того, для выявления общей экономичности систем с повышенными температурами, все стояки рассчитаны на обычно принимаемый перепад температур, а именно $95-70^\circ\text{C}$.

Определенные расчетом диаметры и общее количество секций нагревательных приборов указаны на схемах и в табл. 2.

Очевидно, что наиболее выгодной окажется та схема, в которой затрата металла на нагревательные приборы и трубопроводы окажется минимальной, поскольку расход металла на остальные элементы системы можно считать не зависящим от ее схемы. В табл. 2 вычислены веса трубопроводов и нагревательных приборов расчетных стояков и выведена общая затрата металла на указанные элементы стояка.

Экономическое сравнение различных схем можно так же произвести методом расчета по укрупненным показателям, приняв за единицу измерения 1000 ккал/час теплоемкости системы.

Расход металла на нагревательные приборы на единицу измерения определится из выражения

$$G_{\text{пр}} = \frac{1000 g \beta}{k \Delta \theta}, \quad (4)$$

где $G_{\text{пр}}$ — вес нагревательных приборов в кг,
 g — вес 1 м^2 поверхности прибора в кг,
 β — коэффициент, учитывающий увеличение поверхности нагрева против расчетного, в среднем $= 1,09$,
 k — коэффициент теплопередачи нагревательного прибора
 $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}}$,

$\Delta \theta$ — температурный напор нагревательного прибора.

Подставляя значение коэффициента теплопередачи из формулы (1), получим

$$G_{\text{пр}} = \frac{1000 g \beta}{a \Delta \theta^{m+1}}. \quad (5)$$

Если в здании устанавливаются радиаторы „Москва-132“, вес которых составляет 32 кг/м^2 , а коэффициенты, входящие в формулу (1) имеют значения $a = 1,92$, $m = 0,32$, то выражение (5) примет вид:

$$G_{\text{пр}} = \frac{18200}{\Delta \theta^{1,32}}. \quad (6)$$

Таблица 2

Расход металла на трубопроводы и нагревательные приборы различных систем отопления

Схема системы отопления	Парам. теплонос.		Температура, перепад Δt	Расход металла на трубопроводы										Расход металла на нагреват.			Итого в кг
	t_r	t_k		Диаметр, в"			Длина в м			Вес 1 п. м в кг			общий вес в кг	колич. элементов	вес одного элемента	всего в кг	
				1/2	3/4	1	1/2	3/4	1	1/2	3/4	1					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Однотрубная, с замыкающими участками	95	70	25	1/2	3/4	—	12	21	—	1,44	2,01	—	59,8	110	7,75	855	914,8
	103	70	33	1/2	3/4	—	15	18	—	1,44	2,01	—	53,0	103	7,75	810,7	863,7
Двухтрубная, с верхней разводкой магистрального трубопровода	95	70	25	1/2	3/4	—	41,5	23,25	—	1,44	2,01	—	118,5	102	7,75	803	903,46
	103	70	33	1/2	3/4	—	60,0	4,75	—	1,41	2,01	—	95,91	96	7,75	742	837,9
Двухтрубная, с нижней разводкой магистрального трубопровода	95	70	25	1/2	3/4	—	45,0	16,0	—	1,44	2,01	—	87,0	102	7,75	803	900,00
	110	70	40	1/2	—	—	61,0	—	—	1,44	—	—	87,8	92	7,75	712	799,8

Определение температурного напора для двухтрубных систем отопления не представляет затруднения. Для однострунных систем с замыкающими участками температурный напор с известным приближением можно вычислить по средней из средних температур теплоносителя, определяемой из формулы [5]:

$$t_{cc} = \frac{t_r + t_o}{2} - \frac{\Delta t}{2n} \left(\frac{\Sigma G}{G_{np}} - 1 \right), \quad (7)$$

где n — число этажей здания,

ΣG_{np} — общее количество воды, протекающее через стояк,

G_{np} — расход воды в нагревательном приборе.

По формулам (6) и (7) произведен расчет нагревательных приборов применительно к ранее разобранным случаям. Для однострунных систем принято число этажей 6, средний коэффициент затекания в приборы $\frac{G_{np}}{\Sigma G} = 0,20$. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Наименование систем	Перепад температур	Расход металла на труб.	Расход металла на н. пр.	Общий расход металла	Относит. расход металла
Двухтрубные с верхн. разв.	95—70	24,2	74,0	98,2	1,0
" "	103—70	21,0	68,5	89,5	0,91
Двухтрубные с нижней разв.	95—70	20,8	74,0	94,8	0,975
" "	103—70	18,8	65,5	84,3	0,86
Однострубн. система	95—70	18,7	89,0	107,7	1,10
" "	103—70	16,2	86,5	102,7	1,05

Для определения расхода металла на трубопроводы мы воспользовались зависимостью, выведенной Н. А. Ципером [6], имеющей вид:

$$P_{np} = \frac{A_0 \xi_0 F \varepsilon}{\Delta T^{0,483} \cdot K_{cm}^{0,24} \cdot \Delta t^{0,617}} \left[\text{кг}/1000 \text{ ккал} \right], \quad (8)$$

где F — площадь застройки здания,

ΔT — расчетная разность наружной и внутренней температур,

K_{cm} — коэффициент теплопередачи для стен в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час}^\circ \text{C}}$,

Δt — температурный перепад в стояке,

A_0, ξ, ε — постоянные коэффициенты, зависящие от числа этажей здания и типа отопительной системы.

Значения постоянных коэффициентов приведены в цитированной работе Ципера.

По формуле (8) вычислены веса трубопроводов для рассматриваемых систем. При расчетах, применительно к условиям гор. Еревана, принято $\Delta T = 36^\circ\text{C}$, $K = 0,90$ ккал/м²час⁰С. Площадь застройки принята 1200 м². Результаты расчетов приведены в табл. 3. Там же выведен общий расход металла на трубопроводы и нагревательные приборы.

Из сопоставления табл. 2 и 3 видно, что результаты, выполненные по обоим способам, удовлетворительно сходятся.

Из рассмотрения таблиц наиболее экономичной по затрате металла оказывается двухтрубная система с нижней разводкой и с параметрами теплоносителя 110—70⁰С, в которой общий вес металла по сравнению с такой же системой, но с верхней разводкой и параметрами 95—70⁰С, снижается на 14%. Высокая экономичность данной системы в первую очередь обусловлена возможностью применения в ней теплоносителя более высокой температуры, чем в системах с верхней разводкой, а также несколько меньшей протяженностью трубопроводов по сравнению с двухтрубными системами с верхней разводкой.

Характерным является то обстоятельство, что даже при одинаковых параметрах теплоносителя однотрубные системы затрачивают на 10—12% больше металла, чем двухтрубные. Даже при применении перегретой воды (103—70⁰С) затрата металла в однотрубных системах оказывается на 5% более, чем в двухтрубной системе с верхней разводкой и температурой теплоносителя 95—70⁰С.

В ы в о д ы

1. Произведено сравнение экономичности различных систем водяного отопления: двухтрубных с верхней разводкой, с нижней разводкой и однотрубных с замыкающими участками, работающих на перегретой воде.

2. Показано, что для систем, теплоснабжающихся от местной котельной, наиболее выгодной является двухтрубная система с нижней разводкой, в которой по сравнению с такой же системой, но с верхней разводкой, экономится до 15% металла.

3. Для систем, присоединяемых к тепловым сетям, двухтрубные системы как с верхней, так и с нижней разводкой являются более экономичными, чем системы однотрубные.

4. Показано, что при одинаковых параметрах теплоносителя в однотрубных системах затрата металла оказывается большей, чем в двухтрубных.

5. Из рассмотрения графиков продолжительности стояния наружных температур высказывается предположение о возможности дальнейшего повышения температуры подаваемого теплоносителя в водяных системах, с доведением ее до 110—112⁰С.

Գ. Օ. Մելիքյան, Գ. Ա. Տեր-Մկրտչյան

ԿԵՆՏՐՈՆԱԿԱՆ ՋԵՌՈՒՑՄԱՆ ՍԻՍՏԵՄՆԵՐ՝
ԳԵՐՏԱՔԱՑԱԾ ՋՐՈՎ

Ա. Մ. Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հորվածում ուսումնասիրված է տրամադրված է տրամադրված է, այսինքն 100-ից բարձր ջերմաստիճան ունեցող ջրի կիրառման հնարավորությունը ջեռուցման սխեմաներում:

Ցույց է տրված, որ շնորհիվ ջեռուցչի ներսում առաջացող սահմանային շերտի գոտիի ջերմային դիմադրության, ջեռուցիչների մեջ մանող ջրի ջերմաստիճանը հասցվում է մինչև 105—100-ի, ընդ որում առաջացման մակերևույթի ջերմաստիճանը դուրս չի գալիս ստողջապահական նորմաների սահմաններից: Գերաք ջրի օգտագործման հետևանքով բարձրանում է մետաղի ջերմային լարվածությունը և դրանով իսկ զգալիորեն (մինչև 10%) կրճատվում է ջեռուցման սխեմայի համար գործածվող մետաղի քանակը:

Կատարված է գերաք ջրով աշխատող, տարրեր սխեմաներ ունեցող ջեռուցման սխեմաների տնտեսական համեմատությունը: Ցույց է տրված, որ տնային կաթսայարաններից սպասարկվող սխեմաների համար մետաղի նվազագույն ծախսը լինում է ներքին մատակարարմամբ իրականացվող երկխողովականի սխեմաների դեպքում:

Կենտրոնական ջերմամակարարման դեպքում խնայողական են թե՛ վերին և թե՛ ներքին մատակարարմամբ իրականացվող երկխողովականի սխեմաները:

Հաշվարկով ցույց է տրված, որ ջերմափոխադրիչի միևնույն պարամետրների դեպքում փակուղային տեղամասեր ունեցող միախողովականի սխեմաներում մետաղի ծախսը ավելի է, քան երկխողովականի սխեմաներում:

Արտաքին ջերմաստիճանների և որակական գրաֆիկները համեմատության հիման վրա ենթադրվում է, որ հնարավոր է՛լ ավելի բարձրացնել ջեռուցիչների սնող ջերմաստիճանը, հասցնելով այն մինչև 112-ի:

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ — 90036-39.
2. Шацкий М. М., Миллер В. Н. Техническое и экономическое сравнение систем отопления. Госиздат, Лит. по строт. и архитектуре, 1951.
3. Тер-Мкртчян К. А. Кандидатская диссертация. Минск. БПИ им. Сталина, 1953.
4. Строительные нормы и правила.
5. Максимов Г. Н. и Орлов А. И. Отопление и вентиляция, часть I, 1955.
6. Ципер Н. А. Технико-экономическая оценка систем водяного отопления жилых домов. Москва, 1952.