Р. В. ЩЕКИН
В. А. БЕРЕЗОВСКИЙ
В. А. ПОТАПОВ

РАСЧЕТ СОСТАВОВ

Авторы выражают благодарность заведующему кафедрой Киевского инженерно-строительного института доктору техн. наук, проф. Б. Н. Лобаеву за ценную методическую помощь, а также рецензентам — заведующему кафедрой теплогазоснабжения и вентиляции Харьковского инженерно-строительного института доктору техн. наук, проф. П. С. Колобкову и заведующему кафедрой теплогазоснабжения Одесского инженерно-строительного института канд. техн. наук, доц. М. М. Полунину, замечания и советы которых учтены при подготовке рукописи к изданию.

Все предложения, направленные на улучшение учебного пособия, просим направлять по адресу: Киев-54, Гоголевская, 7, Издательское объединение «Вища школа».

Глава I. РАСЧЕТ ПОТЕРЬ ТЕПЛА НАРУЖНЫМИ ОГРАЖДЕНИЯМИ ОТАПЛИВАЕМЫХ ЗДАНИЙ

§ 1. Общие сведения

В отапливаемых зданиях при наличии разности температур между внутренним и наружным воздухом постоянно происходят потери тепла через ограждающие конструкции — наружные стены, перекрытия, полы и проемы (окна, двери, ворота, фонари) — $Q_т$. Системы отопления должны восполнять эти потери, поддерживая в помещениях внутренние температуры, требуемые санитарными нормами.

Кроме того, могут иметь место дополнительные потери тепла, расходуемого на подогрев наружного воздуха, проникающего (инфильтрирующегося) в помещение сквозь щели притворов проемов и при открывании наружных дверей и ворот, через поры строительных материалов конструктивных элементов здания — $Q_{инф}$, а также потери тепла на обогрев транспортных средств и материалов, поступающих в помещение снаружи — $Q_{м.т}$. Эти потери иногда частично или полностью компенсируются полезным выделением тепла в помещение от производственного оборудования, нагретых полуфабрикатов и материалов, что позволяет экономить тепло на отоплении здания.

Для определения требуемой мощности отопительной установки и выполнения последующих расчетов всех элементов системы — диаметров трубопроводов, поверхности нагревательных приборов и котлов — следует детально подсчитать потери тепла для всех помещений зданий. Величина теплопотерь является исходной для всех последующих тепловых и гидравлических расчетов. Порядок расчета теплопотерь регламентируется Строительными нормами и правилами — СНиП [32].

Потери тепла через наружные ограждения при заданном тепловом режиме определяются величиной теплового потока в *ккал/ч* и зависят от конструкции и теплофизических свойств строительных материалов ограждений, а также от архитектурно-планировочного решения здания. Правильный выбор наружных ограждений, обладающих достаточными теплозащитными свойствами, и хорошо продуманные строительные конструкции здания позволяют получить оптимальную расчетную тепловую нагрузку на отопительную установку.

На рис. 1, *а* показаны варианты планировки зданий одинаковой кубатуры с теплопотерями, различающимися до 25%. В зданиях такой же кубатуры, но с изрезанным профилем (рис. 1, *б*) теплопотери увеличиваются еще больше. Это объясняется тем, что здания с выступами в плане и в профиле имеют бóльший периметр и соответственно бóльшие поверхности охлаждения.

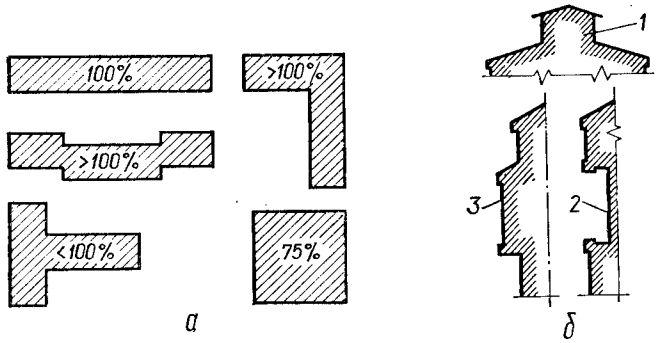


Рис. 1. Влияние формы зданий на величину теплопотерь:
а — планы зданий; *б* — профили зданий; *1* — фонарь; *2*—лоджия; *3* — эркер.

Значительное влияние на величину теплопотерь оказывает также остекление наружных стен. Например, по данным А. И. Орлова [20] при величине остекления 40% теплопотери через стены составляют 35, а через окна — 65% суммарных потерь тепла через ограждения. Если же довести остекление до 60%, суммарные теплопотери увеличатся на 30%.

Не менее важна ориентация здания по странам света. В зданиях с благоприятной ориентацией на местности, оборудованных системами отопления с автоматическим регулированием параметров теплоносителя, при изменениях температуры наружного воздуха можно, используя солнечную радиацию, уменьшить теплопотери и получить экономию тепла.

После расчета теплозащитных качеств и выбора конструкций наружных ограждений, а также выполнения других теплотехнических расчетов, требуемых для составления теплового баланса отапливаемых помещений, приступают к детальному расчету теплопотерь, состоящему из большого количества арифметических вычислений, которое обычно выполняют на простейших счетных машинах. При типовом проектировании и для больших зданий вычислительные операции целесообразно выполнять на ЭВМ по заданной программе.

§ 2. Расчет теплопотерь

Потери тепла исчисляются для каждого отапливаемого помещения последовательно через отдельные ограждения и состоят из основных и добавочных.

Основные теплопотери определяют по формуле

$$Q_т = \frac{1}{R_o} F_o (t_в - t_н) m \ ккал/ч, \qquad (1)$$

где R_o — сопротивление теплопередаче ограждения, $м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал$, принимаемое по специальному расчету или по опытным

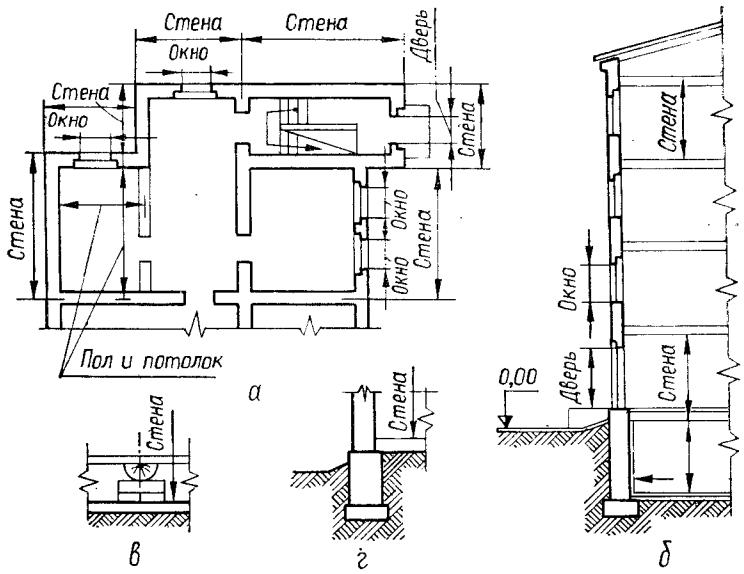


Рис. 2. Обмер поверхностей охлаждения:
а — в плане; *б* — в разрезе; *в* — деталь пола на лагах; *г* — деталь пола на грунте.

данным (прилож. III). Обратная величина $\frac{1}{R_o} = k$ — есть коэффициент теплопередачи ограждения, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot °C$. Так как теплозащитные качества ограждений характеризуются сопротивлением теплопередаче R_o, определять величину k не нужно [31];

F_o — поверхность ограждения, $м^2$. Линейные размеры ограждения принимают с точностью до 0,1 *м*, соблюдая правила обмера, указанные на рис. 2;

$t_в$ и $t_н$ — расчетные температуры внутри помещений и наружного воздуха, принимаемые по прилож. II;

m — поправочный коэффициент к расчетной разности температур, принимаемый по табл. 1.

Таблица 1. **Значение коэффициента** m

Ограждения	m
Полы на грунте и на лагах	1
Чердачные перекрытия при стальной, черепичной или асбестоцементной кровлях по разреженной обрешетке и бесчердачные покрытия с вентилируемыми продухами	0,9
То же, по сплошному настилу	0,8
Чердачные перекрытия при кровлях из рулонных материалов	0,75
Ограждения, отделяющие отапливаемые помещения от неотапливаемых, сообщающихся с наружным воздухом, за исключением неотапливаемых подвалов	0.7

Ограждения	m
То же, не сообщающихся с наружным воздухом	0,4
Перекрытия над подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,4
Перекрытия над холодными подпольями, расположенными выше уровня земли	0,75
То же, над неотапливаемыми подвалами, расположенными ниже уровня земли или имеющими наружные стены, выступающие над уровнем земли на высоту до 1 *м*, при наличии окон	0,6
То же, при отсутствии окон	0,4

Добавочные теплопотери вычисляют в процентах к основным по табл. 2 и 3.

Таблица 2. **Величины добавочных теплопотерь, % к основным**

Помещения и здания	Ограждения	Добавочные теплопотери
Любого назначения	Вертикальные и наклонные (вертикальная проекция), наружные (стены, двери, светопроемы), обращенные на север, восток, северо-восток и северо-запад	10
	То же, на юго-восток и запад	5
	То же, наружные ограждения зданий в местностях с расчетной зимней скоростью ветра до 5 *м/сек* включительно:	
	защищенные от ветра	5
	не защищенные от ветра в зданиях, расположенных на берегу реки, у моря, на открытой или возвышенной местности	10
То же, при двух и более наружных стенах	Наружные стены и окна	5
Любого назначения	Наружные двери при открывании их на короткое время (для учета потребности тепла на подогрев врывающегося через двери холодного воздуха) при n этажах в зданиях:	
	двойные двери без тамбура между ними	$100n$
	двойные двери с тамбуром, снабженным дверью	$80n$
	одинарные двери без тамбура	$65n$
Общественные здания, общежития и гостиницы	Наружные двери главных входов (независимо от этажности) при пропуске 500—600 *чел/ч*	400—500

Примечания: 1. В общественных зданиях для помещений высотой более 4 *м* расчетное значение теплопотерь всех ограждений с включением добавок надо увеличивать на 2% на каждый метр высоты сверх 4 *м*, но не более 15%. Эта добавка не распространяется на производственные помещения и лестничные клетки.

2. Добавки на ветер следует принимать с коэффициентом 2 при расчетной зимней скорости ветра от 5 до 10 *м/сек* и с коэффициентом 3 при скорости ветра более 10 *м/сек*.

3. При разработке типовых проектов добавочные теплопотери на страны света и ветер следует принимать в размере 16%.

Таблица 3. **Добавочные теплопотери на подогрев воздуха, поступающего в помещения путем инфильтрации, % к основным**

Количество этажей в здании	Рассчитываемый этаж							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
3	5	—	—	—	—	—	—	—
4	10	5	—	—	—	—	—	—
5	10	10	5	—	—	—	—	—
6	15	10	5	5	—	—	—	—
7	20	15	10	5	—	—	—5	—
8	20	15	10	10	5	—	—	—5

Теплообмен через ограждения между смежными отапливаемыми помещениями при расчете теплопотерь учитывают, если разность температур внутреннего воздуха этих помещений превышает 5°С.

Все расчеты выполняют с точностью до 5 *ккал/ч*.

В зданиях выше восьми этажей добавки к основным теплопотерям учитывают по особым правилам (§ 6).

§ 3. Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха

При проектировании систем отопления, а также при расчете теплозащитных качеств наружных ограждений отапливаемых зданий принимают следующие параметры воздуха.

1. Расчетные температуры внутреннего воздуха $t_в$ и его относительную влажность φ находят в соответствии с требованиями санитарных норм СН 245-71 [24] и СНиП (табл. 1 и 2 прилож. II).

При расчете теплопотерь в производственных помещениях через строительные ограждения величину $t_в$ следует принимать так:

для полов и вертикальных ограждений на высоту до 2 *м* — температуру воздуха в рабочей зоне $t_{р.з}$, или $t_в = t_{р.з}$;

для покрытий и фонарей — температуру воздуха под покрытием $t_п$;

для вертикальных ограждений, расположенных выше чем на 2 *м* от пола, — среднюю температуру $t_{ср}$ между температурами воздуха в верхней и в рабочей зонах помещения, или $t_в = t_{ср}$, т. е.

$$t_{ср} = \frac{t_{р.з} + t_п}{2}. \qquad (2)$$

Если помещения отапливаются сосредоточенным воздушным потоком, температуру воздуха в верхней зоне (под покрытием) рекомендуется принимать

$$t_п = t_{р.з} + 3°С. \qquad (3)$$

В других случаях приближенно величину $t_п$ можно определять по эмпирической формуле

$$t_п = t_{р.з} + \Delta(h - 2), \qquad (4)$$

где Δ — температурный градиент, характеризующий повышение температуры внутреннего воздуха по высоте помещения, принимаемый равным 0,3—0,5 °С/*м* для помещений, не имеющих значительных тепловыделений, и 0,7—1,2 °С/*м* — для помещений со значительным выделением тепла;

h — полная высота помещения, *м*.

С целью устранения опасности промерзания коммуникаций, материалов и оборудования внутренняя температура воздуха помещений в нерабочее время не должна опускаться ниже 5°С (дежурное отопление).

2. Зимнюю температуру наружного воздуха $t_н$ при расчете теплопотерь принимают равной средней температуре наиболее холодных пятидневок из восьми зим за 50-летний период.

Выбирая ограждающие конструкции, расчетную зимнюю температуру наружного воздуха принимают для массивных ограждений равной средней наиболее холодной пятидневки $t_н$; для легких — средней наиболее холодных суток $t_{х.с}$ и для ограждений средней массивности — средней из двух указанных температур $\frac{t_н + t_{х.с}}{2}$.

Для перекрытий над подвалами и подпольями берут среднюю температуру наиболее холодной пятидневки независимо от массивности ограждения.

Расчетные температуры наружного воздуха приведены в табл. 3 прилож. II.

§ 4. Расчет сопротивления теплопередаче наружных ограждений

Расчет теплозащитных качеств наружных ограждений и выбор оптимальных конструктивных решений (обоснованных их экономичностью) зависят от назначения здания, характера производственных процессов, которые будут в нем происходить, и допускаемых нормами параметров воздуха в помещениях.

В зданиях с мокрым и влажным режимами приходится учитывать паропроницание и возможность накопления влаги в толще наружного ограждения, что снижает его теплоустойчивость, способствует появлению сырости, деформациям, ускоренной коррозии металла и поражению древесины грибом.

Повышенное воздухопроницание, особенно в стыковых соединениях панелей крупноблочного строительства и щелях створных периметров проемов, снижает сопротивление теплопередаче наружных ограждений и вызывает перерасход тепла на отопление. Выбор необоснованно массивных наружных ограждений, не соответствующих расчетному температурно-влажностному режиму, часто приводит к перерасходу строительных материалов и завышению стоимости здания.

Таким образом, неправильное определение теплозащитных качеств наружных ограждений здания удорожает строительство и нарушает санитарные нормы в помещениях, что отражается на здоровьи людей, производительности их труда и снижает качество выпускаемой продукции.

Подробные проверочные расчеты ограждений на паро- и воздухопроницание приведены в нормах строительной теплотехники [31] и в специальной литературе [3], [22], [39], [44].

В производственных помещениях с горячими технологическими процессами при легких наружных ограждениях и высоком коэффициенте остекления теплоаккумулирующая способность строительных конструкций невелика. Если выделения тепла в помещении более чем на 50% превышают его потери или теплоизбытки составляют более 20 *ккал/м³·ч*, сопротивление ограждающих конструкций теплопередаче не нормируют. Их теплозащитные качества принимают по конструктивным соображениям или по требованиям эксплуатации.

Сопротивление теплопередаче многослойного ограждения с воздушной прослойкой находят по формуле

$$R_о = R_в + R_1 + R_2 + R_{в.п} + R_3 + \ldots + R_н \ м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал, \qquad (5)$$

где $R_в$ и $R_н$ — сопротивления тепловосприятию и теплоотдаче соответственно внутренней и наружной поверхностей в зависимости от вида и расположения ограждения в здании, $м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал$, которые берут по табл. 4;

R_1, R_2 и R_3 — термическое сопротивление отдельных конструктивных слоев ограждения, $м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал$, толщиной δ_1, δ_2 и δ_3, *м*, и теплопроводностью λ_1, λ_2 и λ_3, $ккал/м \cdot ч \cdot °С$. Термическое сопротивление любого конструктивного слоя ограждения определяется по формуле

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \ м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал; \qquad (6)$$

$R_{в.п}$ — термическое сопротивление воздушной прослойки в зависимости от ее толщины, места расположения в ограждении и направления движения теплового потока, $м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал$, принимаемое по табл. 5.

Термическое сопротивление ограждений, материал которых неоднороден как в направлении, параллельном тепловому потоку, так и в перпендикулярном к нему (пустотелые камни, кладки с утепляющими вкладышами и пр.), определяют следующим образом.

1. Плоскостями, параллельными направлению теплового потока, ограждение делят на характерные в теплотехническом отношении участки, состоящие из одного или нескольких слоев. Термическое

сопротивление ограждения $R_{\parallel}$, $м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал$, вычисляют по формуле

$$R_{\parallel} = \frac{F_1 + F_2 + \cdots + F_n}{\frac{F_1}{R_1} + \frac{F_2}{R_2} + \cdots + \frac{F_n}{R_n}}, \qquad (7)$$

где R_1, R_2, R_n — термическое сопротивление слоев отдельных участков, найденное по формуле (5) или (6), но без сопротивлений тепловосприятию и теплоотдаче $R_в$ и $R_н$, $м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал$;

F_1, F_2, F_n — площади отдельных участков поверхности ограждения, $м^2$.

2. Плоскостями, перпендикулярными к направлению теплового потока, ограждение делят на однородные слои (состоящие из одного материала) и разнородные (из различных материалов). Термическое сопротивление ограждения $R_{\perp}$, $м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал$, для однородных слоев вычисляют по формуле (6), а неоднородных — по формуле (7).

Таблица 4. **Сопротивление тепловосприятию $R_в$ и теплоотдаче $R_н$ внутренней и наружной поверхностей**, $м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал$

Поверхности	$R_в$	$R_н$
Наружные стены, бесчердачные покрытия	0,133	0,05
Перекрытия при передаче тепла снизу вверх	—	0,1
То же, сверху вниз	—	0,2
Потолки с ребристой поверхностью и отношением высоты ребра h к расстоянию между гранями ребер a:		
$\frac{h}{a} > 0{,}3$	0,154	—
То же, с кессонами:		
$\frac{h}{a} > 0{,}3$	0,167	—

Таблица 5. **Термическое сопротивление замкнутых воздушных прослоек $R_{в.п}$**, $м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал$

Прослойка	Толщина прослойки, мм						
	10	20	30	50	100	150	200—300
Вертикальная и горизонтальная при потоке тепла снизу вверх	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,21	0,22
Горизонтальная при потоке тепла сверху вниз	0,18	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28	0,28

Термическое сопротивление всего ограждения R без величин $R_в$ и $R_н$, $м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал$, находят по формуле

$$R = \frac{R_{\parallel} + 2R_{\perp}}{3}. \qquad (8)$$

Если значение $R_{\parallel}$ превышает величину $R_{\perp}$ больше чем на 25%, а также в ограждениях, имеющих выступы в плане, термическое сопротивление определяют на основании расчета температурного поля по методу, известному из курса строительной теплофизики.

3. Затем величину общего сопротивления теплопередаче ограждения $R_о$ с учетом $R_в$ и $R_н$ определяют по формуле (5).

4. Действительное сопротивление теплопередаче наружных ограждений $R_о$ должно быть не менее значений, требуемых по теплотехническим нормам и вычисленных по формуле

$$R_о^{тр} = \frac{(t_в - t_н)n}{\Delta t^н} R_в \; м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал, \qquad (9)$$

где n — коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху, который берут из табл. 6;

$\Delta t^н$ — нормируемый перепад между температурами внутреннего воздуха в помещении и внутренней поверхности ограждения, °С (табл. 7).

При расчетах величины $R_о^{тр}$ по формуле (9) следует знать массивность наружного ограждения для правильного выбора расчетной температуры наружного воздуха $t_н$ или $t_{х.с}$. Степень массивности ограждения устанавливают по величине тепловой инерции D, вычисленной как сумма произведений термических сопротивлений конструктивных слоев R на их коэффициенты теплоусвоения S по формуле

Таблица 6. **Значения коэффициента n**

Ограждения	n
Наружные стены, бесчердачные покрытия и перекрытия над проездами	1
Чердачные перекрытия и бесчердачные покрытия с вентилируемыми продухами	0,9
Чердачные перекрытия с кровлей из рулонных материалов	0,8
Перекрытия над холодными подпольями, расположенными выше уровня земли	0,75
То же, над неотапливаемыми подвалами при наличии окон	0,6
То же, при отсутствии окон	0,4

$$D = R_1 S_1 + R_2 S_2 + \cdots + R_n S_n. \qquad (10)$$

Значения S, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot °C$, принимают по физическим показателям строительных материалов (формула (3) на с. 7 СНиП II-А.7-71 [31] или табл. I.1 в справочнике [43].

Наружные ограждения считают массивными при $D > 7$, легкими при $D \leqslant 4$ и средней массивности при $4 < D \leqslant 7$.

Рассчитывать сопротивление теплопередаче и выбирать наружные ограждения отапливаемых зданий рекомендуется в такой последовательности.

Таблица 7. **Нормируемые величины температурных перепадов $\Delta t^н$, °С** (по СНиП II. А-7-71)

Помещения и здания	Для наружных стен	Для бесчердачных покрытий и чердачных перекрытий
Жилые, общественные (больницы, детские ясли-сады)	6	4
Поликлиники и школы	6	4,5
Общественные и административные здания (кроме указанных выше), вспомогательные помещения и здания промышленных предприятий, за исключением влажных и мокрых помещений	7	5,5
Отапливаемые помещения производственных зданий с расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха менее 50%	10	8
То же, от 50 до 60%	8	7
Помещения производственных зданий с избыточными тепловыделениями и расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха не более 45%	12	12
То же, более 60%, в которых не допускается конденсация влаги на внутренних поверхностях стен и потолков	$t_в - \tau_р$	$t_в - \tau_р - 1$
То же, в которых не допускается конденсация влаги на внутренних поверхностях потолков	7	$t_в - \tau_р - 0{,}5$

Примечания: 1. Величину $\Delta t^н$ для полов следует принимать: в жилых зданиях, больницах и детских яслях-садах $\Delta t^н = 2°C$; в общественных зданиях, за исключением указанных выше, а также в производственных зданиях с постоянными рабочими местами $\Delta t^н = 2{,}5°C$.

2. Величины $\Delta t^н$ и $R_o^{тр}$ не нормируются, когда в зданиях выделения тепла превышают более чем на 50% его потери либо теплоизбытки превышают 20 *ккал/м³·ч*; поверхности ограждений подвержены постоянному интенсивному воздействию лучистого тепла либо омываются сухим горячим воздухом; площадь на одного работающего составляет более 100 *м²* при обеспечении нормальных метеорологических условий на рабочих местах.

3. Величина $\tau_р$ означает температуру точки росы внутреннего воздуха.

Вначале находят по данным, приведенным в табл. 8, 9 и 10, или вычисляют по формуле (9) требуемые сопротивления теплопередаче ограждения $R_o^{тр}$. Затем по ним выбирают известные, проверенные на практике конструкции ограждений по прилож. III или по табл. I. 20 и I. 21 в справочнике [43], или же проектируют новые конструкции, определив по формуле (5) значения R_o.

Предварительно найденная величина $R_o^{тр}$ является исходной для последующих расчетов теплозащитных качеств наружных ограждений отапливаемых зданий.

Могут быть три случая сопоставления величин сопротивления теплопередаче — требуемого по нормам $R_o^{тр}$ и фактического для принятой конструкции наружного ограждения R_o, а именно:

при $R_o^{тр} = R_o$ конструкция ограждения удовлетворяет теплотехническим нормам;

Таблица 8. **Требуемое сопротивление теплопередаче наружных ограждений жилых и общественных зданий $R_o^{тр}$, *м²·ч·°С/ккал***

$t_в - t_н$, °С	Наружные стены при $n=1$	Покрытия при $n=1$		Чердачные перекрытия при $n=0{,}9$		Перекрытия над подвалами и подпольями при $n=0{,}4$		при $n=0{,}6$		при $n=0{,}75$	
	$\Delta t^н=6°C$	$\Delta t^н=4°C$	$\Delta t^н=4{,}5°C$	$\Delta t^н=4°C$	$\Delta t^н=4{,}5°C$	$\Delta t^н=2°C$	$\Delta t^н=2{,}5°C$	$\Delta t^н=2°C$	$\Delta t^н=2{,}5°C$	$\Delta t^н=2°C$	$\Delta t^н=2{,}5°C$
20	0,44	0,66	0,59	0,6	0,53	0,53	0,42	0,8	0,64	1	0,8
22	0,48	0,73	0,65	0,66	0,58	0,58	0,47	0,88	0,7	1,08	0,87
24	0,53	0,8	0,71	0,72	0,64	0,64	0,51	0,96	0,77	1,2	0,96
26	0,57	0,86	0,77	0,78	0,69	0,69	0,55	1,01	0,83	1,3	1,03
28	0,62	0,93	0,83	0,84	0,74	0,74	0,59	1,12	0,89	1,4	1,11
30	0,66	1	0,89	0,89	0,8	0,8	0,64	1,2	0,96	1,5	1,19
32	0,71	1,06	0,95	0,95	0,85	0,85	0,68	1,28	1,02	1,6	1,27
34	0,75	1,13	1	1,01	0,9	0,9	0,72	1,36	1,08	1,7	1,35
36	0,79	1,2	1,06	1,07	0,96	0,96	0,76	1,44	1,15	1,79	1,43
38	0,84	1,26	1,12	1,12	1,01	1,01	0,8	1,52	1,21	1,89	1,51
40	0,88	1,33	1,18	1,18	1,06	1,06	0,85	1,6	1,28	1,99	1,59
42	0,93	1,4	1,24	1,24	1,12	1,12	0,89	1,67	1,34	2,09	1,67
44	0,97	1,46	1,3	1,3	1,17	1,17	0,93	1,75	1,4	2,19	1,75
46	1,02	1,53	1,36	1,36	1,22	1,22	0,98	1,83	1,47	2,29	1,83
48	1,06	1,6	1,42	1,42	1,28	1,28	1,02	1,91	1,53	2,39	1,91
50	1,1	1,66	1,48	1,48	1,33	1,33	1,06	1,99	1,6	2,49	1,99
52	1,15	1,73	1,54	1,54	1,38	1,38	1,1	2,07	1,66	2,59	2,07
54	1,19	1,79	1,59	1,6	1,43	1,44	1,14	2,15	1,72	2,69	2,15
56	1,23	1,86	1,65	1,66	1,49	1,49	1,19	2,23	1,79	2,79	2,23
58	1,28	1,93	1,71	1,72	1,54	1,54	1,23	2,31	1,85	2,89	2,31
60	1,32	1,99	1,77	1,78	1,6	1,6	1,27	2,39	1,91	2,99	2,39
62	1,37	2,06	1,83	1,84	1,65	1,65	1,31	2,47	1,98	3,09	2,47
64	1,41	2,13	1,89	1,9	1,7	1,7	1,36	2,55	2,04	3,19	2,55
66	1,46	2,19	1,95	1,96	1,75	1,75	1,4	2,63	2,11	3,29	2,63
68	1,51	2,26	2,01	2,02	1,81	1,81	1,44	2,71	2,17	3,39	2,71
70	1,54	2,33	2,07	2,08	1,86	1,86	1,48	2,79	2,23	3,49	2,79

Примечания: 1. При других значениях $\Delta t^н$ табличные значения величины $R_o^{тр}$ следует умножать на поправки, приведенные в табл. 9.

2. Табличные значения $R_o^{тр}$ следует увеличивать:

для наружных стен жилых зданий при однослойных панелях на 10% и многослойных на 20%;

для наружных ограждений с характеристикой тепловой инерции $D \leqslant 2{,}5$ жилых и общественных зданий (больниц, поликлиник, детских яслей-садов) на 30%.

Если конструкции изготовляют со знаком качества, эти поправки не требуются.

3. При промежуточных значениях $t_в - t_н$ величины $R_o^{тр}$ следует вычислять интерполяцией.

при $R_o^{тр} < R_o$ значительное расхождение этих величин ведет к перерасходу строительных материалов и стоимости наружного ограждения, что требует технико-экономического обоснования;

при $R_o^{тр} > R_o$ теплозащитные свойства наружного ограждения неудовлетворительны (недопустимый случай). Вследствие промер-

аблица 9. **Поправки к таблице 8**

Ограждения	Значения $\Delta t^{н}$,°С								
	4,5	5,5	6	6,5	7	8	9	10	12
Наружные стены Покрытия	1,33	1,09	1	0,92	0,86	0,75	0,67	0,6	0,5
Чердачные перекрытия	1	0,82	0,75	0,69	0,64	0,56	0,5	0,45	0,38

аблица 10. **Требуемые сопротивления теплопередаче наружных ограждений производственных зданий** $R_o^{тр}$, $м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал$ [27]

$t_н$, °С	При $t_в$<16°С, φ<50%			При $t_в$=16°С, φ=50÷60%			При $t_в$=20°С, φ<45%		
	НС	П	ЧП	НС	П	ЧП	НС	П	ЧП
—10	0,35	0,43	0,39	0,43	0,49	0,44	0,33	0,33	0,3
—12	0,37	0,47	0,42	0,47	0,53	0,48	0,35	0,35	0,32
—14	0,4	0,5	0,45	0,5	0,56	0,5	0,38	0,38	0,34
—16	0,42	0,54	0,49	0,54	0,6	0,54	0,4	0,4	0,36
—18	0,45	0,57	0,51	0,57	0,64	0,58	0,42	0,42	0,38
—20	0,48	0,6	0,54	0,6	0,68	0,61	0,44	0,44	0,4
—22	0,51	0,64	0,58	0,64	0,72	0,65	0,47	0,47	0,42
—24	0,53	0,67	0,6	0,67	0,76	0,68	0,49	0,49	0,44
—26	0,56	0,7	0,63	0,7	0,8	0,72	0,51	0,51	0,46
—28	0,59	0,74	0,67	0,74	0,84	0,76	0,53	0,53	0,48
—30	0,61	0,77	0,69	0,77	0,87	0,78	0,56	0,56	0,5
—32	0,64	0,8	0,72	0,8	0,91	0,82	0,58	0,58	0,52
—34	0,67	0,84	0,76	0,84	0,95	0,86	0,6	0,6	0,54
—36	0,69	0,87	0,78	0,87	0,99	0,89	0,62	0,62	0,56
—38	0,72	0,9	0,82	0,91	1,03	0,93	0,64	0,64	0,58
—40	0,75	0,94	0,85	0,94	1,06	0,95	0,67	0,67	0,6

Примечание. В таблице приняты обозначения: НС — наружные стены; — покрытия; ЧП — чердачные перекрытия.

ания ограждения влага будет накапливаться в его толще и конденсироваться на внутренней поверхности.

Если в наружном ограждении есть теплоизоляционный слой, еличину коэффициента теплопроводности изоляции $\lambda_{из}$ следует величить на 20% ($b=1{,}2$) для материалов, подверженных усадке минеральной ваты, войлока и др.), независимо от их объемной ассы. Для материалов, не подверженных усадке, эту поправку водить не надо.

Например, величина R_o слоистой панельной конструкции наружных стен жилого здания с запасом 20% по нормам должна оставлять

$$1{,}2R_o^{тр} = R_o = R_в + \sum R_т + \frac{\delta_{из}}{\lambda_{из} b} + R_{в.п} + R_н \ м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал, \quad (11)$$

где $\sum R_т$ — сумма термических сопротивлений конструктивных слоев ограждения, принятых из соображений прочности и устойчивости, $м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал$.

Минимальную толщину теплоизоляции $\delta_{из}$ можно найти по формуле

$$\delta_{из} = 1000[R_o^{тр} - (R_в + \sum R_т + R_{в.п} + R_н)]\lambda_{из} b \ мм. \quad (12)$$

В современном массовом строительстве из крупнопанельных элементов (при дешевых и эффективных теплоизоляционных материалах) иногда экономически выгодно проектировать наружные ограждения с сопротивлением теплопередаче $R_o > R_o^{тр}$. При этом величина R_o повышается вследствие увеличения толщины более дешевого утеплителя.

Оптимальное значение сопротивления теплопередаче ограждения при наиболее выгодной толщине утеплителя с учетом продолжительности и стоимости эксплуатации отопительной системы можно найти по СНиП II-А.7-71 или по предложенной В. Н. Богословским [3] формуле

$$R_o^{опт} = \sqrt{\frac{(t_в - t_{о.п}) n 24 s_т T}{\lambda_{из} s_{из}}} \ м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал, \quad (13)$$

где $t_{о.п}$ и n — средняя температура и продолжительность отопительного периода, суток (табл. 3 прилож. II);

$s_т$ — стоимость тепла для системы отопления, *руб/ккал;*

T — нормативный срок окупаемости строительства — 6 лет;

$\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности изоляции, $\frac{ккал}{м \cdot ч \cdot °С}$;

$s_{из}$ — стоимость 1 $м^3$ изоляции, руб.

Дополнительная толщина теплоизоляционного слоя, при которой фактическое сопротивление теплопередаче ограждения достигнет своего оптимального значения, будет

$$\delta_{из}^{доп} = 1000(R_o^{опт} - R_o^{тр})\lambda_{из} b \ мм. \quad (14$$

В случае замены одного утеплителя другим (при одинаковом значении термического сопротивления) требуемую толщину слоя нового утеплителя определяют по правилу пропорциональности

$$\delta_2 = \delta_1 \lambda_2 b_2 : \lambda_1 b_1 \ мм. \quad (15)$$

Пример 1. Найти сопротивление теплопередаче наружной стены (рис. 3) и выяснить возможность применения ее для строительства жилого дома в местности с нормальной влажностью и расчетной температурой наружного воздуха $t_н = -30°С$.

Принимая значения теплофизических показателей строительных материалов (для условий эксплуатации *Б*) по справочным данным [31], [43], находим по формуле (6) термические сопротивления R и по формуле (10) соответствующие

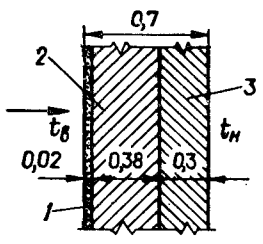


Рис. 3. К примеру расчета 1:
1 — известково-песчаная штукатурка; *2* — кирпичная кладка на легком растворе; *3* — облицовка из естественного камня.

им характеристики тепловой инерции D для каждого слоя конструкции стены. Запись ведем в направлении движения теплового потока *.

Сопротивления тепловосприятию и теплоотдаче у внутренней и наружной поверхностей стены (по табл. 4)

$$R_в + R_н = 0{,}133 + 0{,}05 = 0{,}183.$$

Термическое сопротивление и характеристики тепловой инерции:

известково-песчаной штукатурки

$$R_1 = 0{,}02 : 0{,}7 = 0{,}028; \quad D_1 = 0{,}028 \cdot 7{,}65 = 0{,}214;$$

кирпичной кладки на легком растворе из обыкновенного кирпича

$$R_2 = 0{,}38 : 0{,}65 = 0{,}584; \quad D_2 = 0{,}584 \cdot 7{,}75 = 4{,}526;$$

облицовки камнем правильной формы на тяжелом растворе

$$R_3 = 0{,}3 : 0{,}97 = 0{,}309; \quad D_3 = 0{,}309 \cdot 10{,}4 = 3{,}213.$$

Общее сопротивление теплопередаче стены

$$R_0 = 0{,}183 + 0{,}028 + 0{,}584 + 0{,}309 = 1{,}104 \ м \cdot ч \cdot °C/ккал.$$

Величина характеристики тепловой инерции стены

$$D = 0{,}214 + 4{,}526 + 3{,}213 = 7{,}953.$$

Таким образом, при $D>7$ стена — массивная.

По формуле (9) требуемое сопротивление теплопередаче наружной стены при $\Delta t^н = 6°C$, коэффициенте $n=1$ и расчетной наружной температуре $t_н = -30°C$ должно быть

$$R_0^{тр} = \frac{(18 + 30) \cdot 1}{6} 0{,}133 = 1{,}064 \ м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал,$$

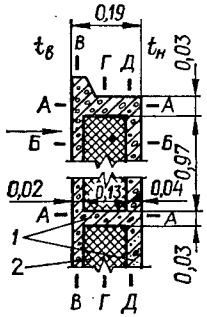


Рис. 4. К примеру расчета 2:
1 — железобетонная оболочка; *2* — минераловатные плиты на битумной связке.

т. е. теплотехнические качества наружной стены удовлетворяют нормам, поскольку $R_0 > R_0^{тр}$.

Для облегчения практических расчетов и предварительного определения величины $R_0^{тр}$ удобно пользоваться табл. 8. При $t_в - t_н = 18 + 30 = 48°C$ $R_0^{тр} = 1{,}06 \ м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал$

Пример 2. Вычислить сопротивление теплопередаче трехслойной стеновой панели из железобетонной оболочки, заполненной минераловатными плитами (рис. 4). В зоне строительства влажность нормальная.

Рассматривая участок панели площадью 1 $м^2$, разбиваем панель на характерные сечения с однородной конструкцией параллельно тепловому потоку (сечения *А—А*, *Б—Б*) и перпендикулярно к нему (сечения *В—В*, *Г—Г*, *Д—Д*). Термическое сопротивление панели *параллельно тепловому потоку* находим так.

В сечении *А—А* (железобетонная диафрагма):

$$R_{А-А} = \frac{0{,}19}{1{,}4} = 0{,}136;$$

площадь сечения

$$F_{А-А} = 0{,}03 \cdot 1 = 0{,}03 \ м^2.$$

В сечении *Б—Б* (железобетонная оболочка, заполненная минераловатными плитами, с коэффициентом на усадку теплоизоляции $b=1{,}2$):

$$R_{Б-Б} = \frac{0{,}02 + 0{,}04}{1{,}4} + \frac{0{,}13}{0{,}1 \cdot 1{,}2} = 1{,}125;$$

площадь сечения

$$F_{Б-Б} = 0{,}97 \cdot 1 = 0{,}97 \ м^2.$$

Общее термическое сопротивление стены параллельно тепловому потоку по формуле (7)

$$R_{\parallel} = \frac{0{,}03 + 0{,}97}{\frac{0{,}03}{0{,}136} + \frac{0{,}97}{1{,}125}} = 0{,}917.$$

Определяем термическое сопротивление панели *перпендикулярно к тепловому потоку*.

В сечениях *В—В* и *Д—Д* (стенки железобетонной оболочки)

$$R_{В-В \text{ и } Д-Д} = \frac{0{,}02 + 0{,}4}{1{,}4} = 0{,}043.$$

В сечении *Г—Г* (теплоизоляция — минераловатные плиты и железобетонные диафрагмы) предварительно находим средний коэффициент теплопроводности пропорционально размерам (толщинам неоднородных слоев) панели

$$\lambda_{ср_{Г-Г}} = \frac{1{,}4 \cdot 0{,}03 + 0{,}1 \cdot 0{,}97 \cdot 1{,}2}{0{,}03 + 0{,}97} = 0{,}158.$$

Тогда

$$R_{Г-Г} = \frac{0{,}13}{0{,}158} = 0{,}822.$$

Общее термическое сопротивление стены перпендикулярно к тепловому потоку $R_\perp = 0{,}043 + 0{,}822 = 0{,}865$. Поскольку разница между величинами $R_\parallel$ и $R_\perp$ (или 0,917 и 0,865) незначительна и не превышает 25%, действительное термическое сопротивление стены по формуле (8)

$$R = \frac{0{,}917 + 2 \cdot 0{,}865}{3} = 0{,}88.$$

По формуле (5) вычисляем общее сопротивление теплопередаче конструкции стены с учетом значений $R_в$ и $R_н$

$$R_0 = 0{,}133 + 0{,}88 + 0{,}05 = 1{,}063 \ м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал.$$

Согласно табл. 8, такую стену-панель можно применить для жилых зданий в местности с расчетной разностью температур до 40°C с запасом 20% ($b=1{,}2$):

$$R_0^{тр} = R_0 : 1{,}2 = 1{,}063 : 1{,}2 = 0{,}88 \ м^2 \cdot ч \cdot °C/ккал.$$

* В промежуточных расчетах здесь и далее единицы измерения величин не указаны. Значения s для материалов подсчитаны по данным СНиП II-А.7-71 [31].

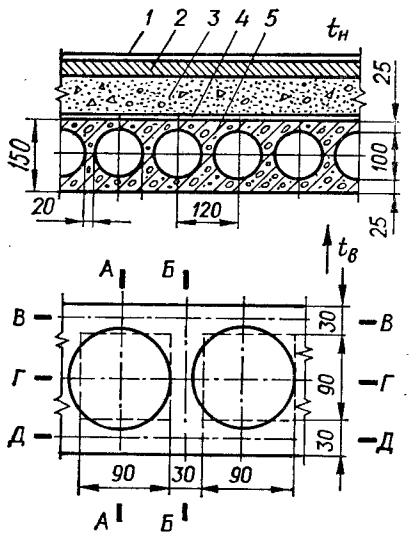


Рис. 5. К примеру расчета 3:
1 — водоизоляционный ковер; *2* — выравнивающий слой; *3* — пенобетон; *4* — пароизоляция; *5* — многопустотная железобетонная панель.

Пример 3. Рассчитать сопротивление теплопередаче совмещенной кровли из многопустотных железобетоиных панелей средней массивности и найти оптимальную толщину утеплителя-пенобетона для здания школы в Киеве (рис. 5). Расчетные температуры: $t_в$ = =18°С; $t_н$ = —21°С; $t_{х.с}$ = —26°С. Зона влажности — нормальная.

Требуемая величина сопротивления теплопередаче $R_o^{тр}$ для совмещенной кровли по табл. 8 при разности расчетных температур $t_в - \frac{t_н + t_{х.с}}{2} \approx 42°С$ должна быть (при $\Delta t^н = 4{,}5°С$) не менее

$$R_o^{тр} = 1{,}24\ м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал.$$

Дальнейший расчет выполняем так. Сначала находим термическое сопротивление многопустотной железобетонной панели, затем оптимальную толщину утеплителя-пенобетона, но без учета водоизоляционного ковра, выравнивающего слоя и пароизоляции. Для упрощения круглые отверстия-пустоты панели диаметром 100 *мм* заменяем равновеликими по площади квадратными со стороной

$$a = \sqrt{\frac{3{,}14 \cdot 100^2}{4}} \approx 90\ мм.$$

Термическое сопротивление панели *в направлении, параллельном движению теплового потока,* вычисляем для двух характерных сечений.

В сечении *А—А* (два слоя железобетона толщиной $\delta_1 = 0{,}03$ *м* и с коэффициентом теплопроводности $\lambda_1 = 1{,}4$ *ккал/м·ч·°С* и воздушная прослойка $\delta = 0{,}09$ *м*)

$$R_{А-А} = 2\frac{0{,}03}{1{,}4} + 0{,}21 = 0{,}25,$$

где 0,21 — термическое сопротивление $R_{в.п}$ замкнутой горизонтальной воздушной прослойки при потоке тепла снизу вверх (табл. 5).

В сечении *Б—Б* (глухая часть панели $\delta = 0{,}15$ *м*)

$$R_{Б-Б} = \frac{0{,}15}{1{,}4} = 0{,}107.$$

Затем по формуле (7) получаем

$$R_{\parallel} = \frac{0{,}09 + 0{,}03}{\frac{0{,}09}{0{,}25} + \frac{0{,}03}{0{,}107}} = 0{,}187.$$

Термическое сопротивление панели *в направлении, перпендикулярном к движению теплового потока,* вычисляем для трех характериых сечений.

Для сечений *В—В* и *Д—Д* (слои железобетона толщиной $\delta_1 = 0{,}03$ *м*)

$$R_{В-В\ и\ Д-Д} = \frac{0{,}03}{1{,}4} = 0{,}021.$$

Для определения термического сопротивления по сечению *Г—Г* предварительно находим средний коэффициент теплопроводности (воздушная прослойка $\delta_1 = 0{,}09$ *м*, железобетон $\delta_2 = 0{,}03$ *м*). Для воздушной прослойки надо найти эквивалентный коэффициент теплопроводности из выражения

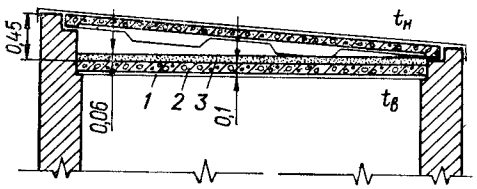


Рис. 6. К примеру расчета 4:
1 — цементная затирка; *2* — железобетонная сборная панель; *3* — минеральная вата.

$$\lambda_э = \frac{\delta_1}{R_{в.п}} = \frac{0{,}09}{0{,}21} =$$

$= 0{,}43$ *ккал/м·ч·°С*.

Тогда средний коэффициент теплопроводности панели

$$\lambda_{ср} = \frac{0{,}43 \cdot 0{,}09 + 1{,}4 \cdot 0{,}03}{0{,}09 + 0{,}03} = 0{,}75\ ккал/м \cdot ч \cdot °С.$$

Среднее термическое сопротивление по сечению *Г—Г*

$$R_{Г-Г} = \frac{0{,}09}{0{,}75} = 0{,}12.$$

Суммарное термическое сопротивление всех трех слоев панели

$$R_{\perp} = 0{,}021 \cdot 2 + 0{,}12 = 0{,}162.$$

Разница между величинами $R_{\parallel}$ и $R_{\perp}$ составляет $\frac{0{,}187 - 0{,}162}{0{,}187} 100 = 13\% <$ $< 25\%$.

Отсюда полное термическое сопротивление многослойной железобетонной панели

$$R_{ж.п} = \frac{0{,}187 + 2 \cdot 0{,}162}{3} = 0{,}17\ м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал.$$

На основании формулы (12) минимальная толщина слоя утеплителя-пенобетона, если $\lambda_{пб} = 0{,}12$ *ккал/м·ч·°С*, плотность (объемная масса) $\rho = 400$ *кг/м*^{3} и $b = 1$, будет

$$\delta_{пб} = 1000[1{,}24 - (0{,}133 + 0{,}17 + 0{,}05)]0{,}12 \cdot 1 = 106\ мм \approx 110\ мм.$$

Пример 4. Используя данные предыдущего примера, найти сопротивление теплопередаче вентилируемой совмещенной крыши из сборных железобетонных элементов с утеплением минеральной ватой плотностью (объемной массой) $\rho = 200$ *кг/м*^{3} (рис. 6) для общественного здания.

Сопротивление теплопередаче находим только для части конструкции совмещенной кровли. Поскольку вентилируемое пространство над перекрытием в большей части имеет высоту более 300 *мм*, расчетную конструкцию следует рассматривать как чердачное перекрытие. Принимая значения коэффициентов теплопроводности конструктивных слоев панели по справочным данным (см. пример 1), находим фактическое сопротивление теплопередаче R_o панели:

Сопротивление тепловосприятию и теплоотдаче	$R_в + R_н = 0{,}133 + 0{,}1 = 0{,}233$
Термическое сопротивление цементной затирки	$R_1 = 0{,}05 : 0{,}8 = 0{,}062$
То же, железобетонной панели	$R_2 = 0{,}1 : 1{,}4 = 0{,}071$
» слоя минеральиой ваты	$R_3 = 0{,}06 : 0{,}067 \cdot 1{,}2 = 0{,}833$
Итого:	$R_o = 1{,}199\ м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал$

При заданной разности расчетных температур 42°С на основании табл. 8 величина требуемого сопротивления теплопередаче для чердачного перекрытия совмещенной крыши при $\Delta t^{н}=4{,}5$°С должна быть не менее $R_0^{тр}=1{,}12$ *м²·ч·°С/ккал*. Таким образом, принятая конструкция перекрытия с $R_0=1{,}199$ *м²·ч·°С/ккал* отвечает теплотехническим нормам.

Пример 5. Найти оптимальное сопротивление теплопередаче для легкого бесчердачного покрытия отапливаемого склада, если $t_в=15$°С; $t_{х.с}=-21$°С; $t_{о.п}=-1{,}2$°С и продолжительность отопительного периода $n=190$ суток. Утеплитель — минеральный войлок толщиной $\delta=20$ *мм*; $\lambda_{из}=0{,}055$ *ккал/м·ч·°С*; $s_{из}=10{,}4$ *руб/м³* и $b=1{,}2$. Требуемое сопротивление теплопередаче $R_0^{тр}=1{,}06$ *м²·ч·°С/ккал*. Стоимость отпуска тепла от ТЭЦ для отопления здания $s_т=4\cdot10^{-6}$ *руб/ккал*. $T=6$ лет.

Находим по формуле (13) оптимальное значение сопротивления теплопередаче бесчердачного покрытия

$$R_0^{опт}=\sqrt{\frac{(15+1{,}2)\cdot190\cdot24\cdot4\cdot10^{-6}\cdot6}{0{,}055\cdot10{,}4}}=1{,}76\ м^2\cdot ч\cdot°С/ккал.$$

Поскольку $R_0^{опт}>R_0^{тр}$, дополнительная толщина изоляционного слоя по формуле (14) должна быть $\delta_{из}^{доп}=1000(1{,}76-1{,}06)\cdot0{,}055\cdot1{,}2=45$ *мм*. Таким образом, оказалось экономически оправданным увеличить толщину теплоизоляции бесчердачного покрытия до 65 *мм*.

§ 5. Расчет теплопотерь через полы

Потери тепла через полы, расположенные непосредственно на грунте или на лагах, вычисляют по зонам-полосам шириной 2 *м*, параллельным наружным стенам. Полосы нумеруют по порядку, начиная от наружных стен. Чем ближе полоса расположена к наружной стене, тем меньше ее сопротивление теплопередаче.

Сопротивление теплопередаче отдельных зон неутепленных полов на грунте $R_{н.п}$ показано на рис. 7.

Теплопотери через полы подвалов определяют по тем же правилам, но при отсчете зон подземную часть наружных стен, начи-

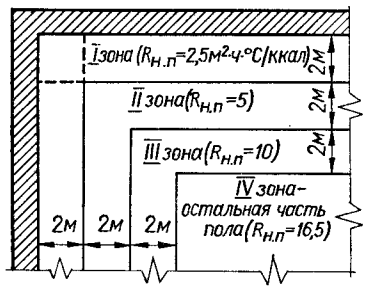


Рис. 7. Сопротивление теплопередаче неутепленных полов на грунте.

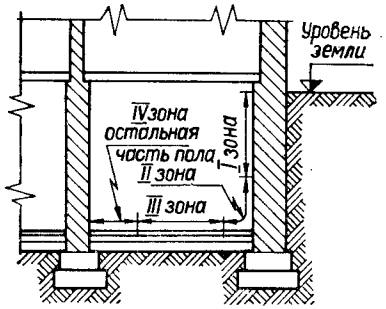


Рис. 8. Разбивка на зоны наружных ограждений в подвале здания.

Таблица 11. Значения $\sum\frac{1}{R_{н.п}}F_0$, *ккал/ч·°С*, неутепленных полов на грунте для средних помещений

Ширина помещения, *м*	Глубина помещения (перпендикулярно к наружной стене), *м*																				
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
1	0,4	0,6	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,3	1,4	1,4	1,4	1,5	1,5	1,5	1,6	1,6	1,6	1,6
1,5	0,6	0,9	1,2	1,4	1,5	1,7	1,8	1,9	2	2	2,1	2,1	2,2	2,2	2,3	2,3	2,4	2,4	2,5
2	0,8	1,2	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3	3	3,1	3,2	3,2	3,3
2,5	1	1,5	2	2,3	2,6	2,8	3	3,1	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,7	3,8	3,9	4	4	4,1
3	1,2	1,8	2,4	2,7	3	3,3	3,6	3,8	3,9	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,7	4,8	4,9
3,5	1,4	2,1	2,8	3,2	3,5	3,9	4,2	4,4	4,6	4,7	4,9	5	5,1	5,2	5,3	5,4	5,5	5,6	5,7
4	1,6	2,4	3,2	3,6	4	4,4	4,8	5	5,2	5,4	5,6	5,7	5,8	6	6,1	6,2	6,3	6,4	6,6
4,5	1,8	2,7	3,6	4,1	4,5	5	5,4	5,6	5,9	6,1	6,3	6,4	6,6	6,7	6,8	7	7,1	7,2	7,4
5	2	3	4	4,5	5	5,5	6	6,3	6,5	6,8	7	7,2	7,3	7,5	7,6	7,8	7,9	8,1	8,2
5,5	2,2	3,3	4,4	5	5,5	6,1	6,6	6,9	7,2	7,4	7,7	7,9	8	8,2	8,4	8,5	8,7	8,9	9
6	2,4	3,6	4,8	5,4	6	6,6	7,2	7,5	7,8	8,1	8,4	8,6	8,8	8,9	9,1	9,3	9,5	9,7	9,8
6,5	2,6	3,9	5,2	5,9	6,5	7,2	7,8	8,1	8,8	8,8	9,1	9,3	9,5	9,7	9,9	10,1	10,3	10,4	10,7
7	2,8	4,2	5,6	6,3	7	7,7	8,4	8,8	9,1	9,5	9,8	10	10,2	10,4	10,6	10,9	11,1	11,3	11,5
7,5	3	4,5	6	6,8	7,5	8,3	9	9,4	9,8	10,1	10,5	10,7	11	11,2	11,4	11,6	11,9	12,1	12,3
8	3,2	4,8	6,4	7,2	8	8,8	9,6	10	10,4	10,8	11,2	11,4	11,7	11,9	12,2	12,4	12,6	12,9	13,1
8,5	3,4	5,1	6,8	7,7	8,5	9,4	10,2	10,6	11,1	11,5	11,9	12,2	12,4	12,7	12,9	13,2	13,4	13,7	13,9
9	3,6	5,4	7,2	8,1	9	9,9	10,8	11,3	11,7	12,2	12,6	12,9	13,1	13,4	13,7	14	14,2	14,5	14,8
9,5	3,8	5,7	7,6	8,6	9,5	10,5	11,4	11,9	12,4	12,8	13,3	13,6	13,9	14,2	14,4	14,7	15	15,3	15,6
10	4	6	8	9	10	11	12	12,5	13	13,5	14	14,3	14,6	14,9	15,2	15,5	15,8	16,1	16,4
10,5	4,2	6,3	8,4	9,5	10,5	11,6	12,6	13,1	13,7	14,2	14,7	15	15,3	15,6	16	16,3	16,6	16,9	17,2
11	4,4	6,6	8,8	9,9	11	12,1	13,2	13,8	14,3	14,9	15,4	15,7	16,1	16,4	16,7	17,1	17,4	17,9	18
11,5	4,6	6,9	9,2	10,4	11,5	12,7	13,8	14,4	15	15,5	16,1	16,4	16,8	17,1	17,6	17,8	18,2	18,5	18,9
12	4,8	7,2	9,6	10,8	12	13,2	14,4	15	15,6	16,2	16,8	17,2	17,5	17,9	17,6	18,2	19	19,3	19,7
12,5	5	7,5	10	11,3	12,5	13,8	15	15,6	16,3	16,9	17,5	17,9	18,3	18,6	18,2	18,6	19,8	19,4	20,1
13	5,2	7,8	10,4	11,7	13	14,3	15,6	16,3	16,9	17,6	18,2	18,6	19	19,4	19,8	19,4	20,5	20,2	20,9
13,5	5,4	8,1	10,8	12,2	13,5	14,9	16,2	16,9	17,5	18,2	18,9	19,3	19,7	20,1	20,5	20,9	21,3	21,7	22,1
14	5,6	8,4	11,2	12,6	14	15,4	16,8	17,4	18,1	18,9	19,6	20	20,4	20,9	21,3	21,7	22,1	22,6	23
14,5	5,8	8,7	11,6	13,1	14,5	16	17,4	18,1	18,8	19,6	20,3	20,7	21,2	21,6	22	22,5	22,9	23,3	23,8
15	6	9	12	13,5	15	16,5	18	18,8	19,5	20,3	21	21,5	21,9	22,4	22,8	23,3	23,7	24,2	24,6

Таблица 12. Значения $\sum \frac{1}{R_{н.п}} F_o$, *ккал/ч·°С*, неутепленных полов на грунте для угловых помещений

Длина помещения, *м*	Ширина помещения, *м*																				
	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
1	0,8																		
1,5	1,2	2,1																	
2	1,6	2,4	3,2																
2,5	1,8	2,7	3,6	4,1															
3	2	3	4	4,5	5														
3,5	2,2	3,3	4,4	5	5,5	6,1													
4	2,4	3,6	4,8	5,4	6	6,6	7,2												
4,5	2,6	3,9	5,2	5,9	6,5	7,2	7,8	8,4											
5	2,8	4,2	5,6	6,3	7	7,7	8,4	9,1	9,7										
5,5	3	4,5	6	6,8	7,5	8,3	9	9,7	10,4	11									
6	3,2	4,8	6,4	7,2	8	8,8	9,6	10,3	11	11,7	12,4								
6,5	3,4	5,1	6,8	7,7	8,5	9,4	10,2	10,9	11,7	12,4	13,1	13,7							
7	3,6	5,4	7,2	8,1	9	9,9	10,8	11,6	12,3	13,1	13,8	14,5	15,3						
7,5	3,8	5,7	7,6	8,6	9,5	10,5	11,4	12,2	13	13,7	14,5	15,2	16	16,7					
8	4	6	8	9	10	11	12	12,8	13,6	14,4	15,2	16	16,7	17,5	18,2				
8,5	4,2	6,3	8,4	9,5	10,5	11,6	12,6	13,4	14,3	15,1	15,9	16,7	17,5	18,2	19	19,8			
9	4,4	6,6	8,8	9,9	11	12,1	13,2	14,1	14,9	15,8	16,6	17,4	18,2	19	19,8	20,6	21,3		
9,5	4,6	6,9	9,2	10,4	11,5	12,7	13,8	14,7	15,6	16,4	17,3	18,1	18,9	19,7	20,5	21,3	22,1	22,9	
10	4,8	7,2	9,6	10,8	12	13,2	14,4	15,3	16,2	17,1	18	18,8	19,6	20,2	21,3	22,1	22,9	23,7	24,6
10,5	5	7,5	10	11,3	12,5	13,8	15	15,9	16,9	17,8	18,7	19,5	20,4	21,2	22	22,9	23,7	24,5	25,4
11	5,2	7,8	10,4	11,7	13	14,3	15,6	16,6	17,5	18,5	19,4	20,3	21,1	22	22,8	23,7	24,5	25,4	26,2
11,5	5,4	8,1	10,8	12,2	13,5	14,9	16,2	17,2	18,2	19,1	20,1	21	21,8	22,7	23,6	24,4	25,3	26,2	27
12	5,6	8,4	11,2	12,6	14	15,4	16,8	17,8	18,8	19,8	20,8	21,7	22,6	23,4	24,3	25,2	26,1	27	27,8
12,5	5,8	8,7	11,6	13,1	14,5	16	17,4	18,4	19,5	20,5	21,5	22,4	23,3	24,2	25,1	26	26,9	27,8	28,7
13	6	9	12	13,5	15	16,5	18	19,1	20,1	21,2	22,2	23,1	24	24,9	25,6	26,8	27,7	28,6	29,5
13,5	6,2	9,3	12,4	14	15,5	17,1	18,6	19,7	20,8	21,8	22,9	23,8	24,8	25,7	26,6	27,5	28,5	29,4	30,3
14	6,4	9,6	12,8	14,4	16	17,6	19,2	20,3	21,4	22,6	23,6	24,5	25,5	26,4	27,4	28,3	29,2	30,2	31,1
14,5	6,6	9,9	13,2	14,9	16,5	18,2	19,8	20,9	22,1	23,2	24,2	25,3	26,2	27,2	28,1	29,1	30	31	31,9
15	6,8	10,2	13,6	15,3	17	18,7	20,4	21,6	22,7	23,9	25	26	26,9	27,9	28,9	29,9	30,8	31,8	32,8

ная от уровня земли, рассматривают как продолжение полов на грунте (рис. 8).

Для удобства расчета потерь тепла через неутепленные полы на грунте в табл. 11 и 12 приведены величины $\sum \frac{1}{R_{н.п}} F_o$, *ккал/ч·°С*, в зависимости от размеров средних и угловых помещений, что освобождает от необходимости вычислять теплопотери для каждой зоны-полосы по формуле (1) и облегчает расчеты.

Теплопотери через утепленные полы вычисляют с учетом следующих значений $R_{у.п}$.

Сопротивление теплопередаче утепленных полов $R_{у.п}$, расположенных непосредственно на грунте, находят так:

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}} \quad м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал, \qquad (16)$$

где $R_{н.п}$ — сопротивление теплопередаче отдельных зон неутепленных полов, расположенных на грунте, $м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал$;

$\delta_{у.с}$ — толщина утепляющего слоя, *м*;

$\lambda_{у.с}$ — коэффициент теплопроводности утепляющего слоя, *ккал/м·ч·°С*.

Сопротивление теплопередаче конструкции пола на лагах $R_л$ вычисляют по формуле

$$R_л = \frac{1}{0{,}85} R_{у.п} \quad м^2 \cdot ч \cdot °С/ккал. \qquad (17)$$

При расчете теплопотерь следует иметь в виду, что конструкции пола считаются неутепленными, если состоят из материалов с коэффициентами теплопроводности $\lambda \geqslant 1$ *ккал/м·ч·°С*.

§ 6. Расчет теплопотерь в зданиях повышенной этажности

В современных крупнопанельных зданиях повышенной этажности (более 8 этажей) приходится учитывать дополнительные потери тепла вследствие инфильтрации наружного воздуха в отапливаемые помещения. Расход тепла на подогрев воздуха, инфильтрующегося через щели оконных и дверных проемов, а также через стыковые соединения конструктивных элементов наружных ограждений здания, весьма значительны [5].

Чем выше здание, тем большее воздействие на дополнительные теплопотери из-за инфильтрации оказывает перепад давлений между наружным и внутренним воздухом. При подаче нагретого приточного воздуха в лестничные клетки и лифтовые шахты потери тепла вследствие инфильтрации несколько снижаются.

Исследования, проведенные В. Е. Константиновой, позволили сделать рекомендации по расчету потерь тепла в жилых зданиях повышенной этажности и различной планировки (секционного, башенного и коридорного типов) [13].

Дополнительный расход тепла на инфильтрацию наружного воздуха через окна и двери характеризуется поэтажными условными коэффициентами теплопередачи $k_у = \frac{1}{R_у}$, *ккал/м²·ч·°С*. Это значение $k_у$ принимают только для оконных и дверных проемов взамен величин $\frac{1}{R_0}$ (табл. 2 прилож. III). Коэффициентом $k_у = \frac{1}{R_у}$ учитывают дополнительные потери тепла на подогрев наружного воздуха, инфильтрующегося через притворы окон, балконных дверей и наружных входов лестничных клеток.

Приведенные в прилож. IV значения $k_у = \frac{1}{R_у}$ даны для скоростей ветра до 5 *м/сек*. Если расчетная скорость ветра в данной местности больше (табл. 3 прилож. II), следует вводить добавку к величине $k_у = \frac{1}{R_у}$ согласно табл. 4 прилож. IV.

Расчет теплопотерь через наружные стены и перекрытия выполняют по методике, изложенной в § 2.

Пример 6. Рассчитать теплопотери угловых комнат высотой h=2,7 *м* (рис. 9) на 1-, 8-, 12- и 16-м этажах 16-этажного жилого дома во Львове. Наружные ограждения здания легкие: стены и перекрытия из сборных железобетонных панелей, утепленных легким бетоном. Здание имеет холодное подполье и чердак с асбестоцементной кровлей.

Расчетные температуры наружного воздуха для Львова, согласно табл. 3 прилож. II: $t_н$=—19°С, $t_{х.с}$=—23°С. Зимняя скорость ветра 6,4 *м/сек*. Для угловой комнаты $t_в$=20°С.

По теплотехническим нормам, если использовать готовые значения величин $R_0^{тр}$ для разности расчетных температур $t_в - t_{х.с} = 20+23 = 43$°С, требуемое сопротивление теплопередаче $R_0^{тр}$, *м²·ч·°С/ккал*, наружных ограждений по табл. 8 (с учетом 20% надбавки на слоистые панели наружных стен) определится так:

Для наружных стен $R_0^{тр} = 0{,}95 \cdot 1{,}2 = 1{,}14$

» чердачного перекрытия $R_0^{тр} = 1{,}27$

» перекрытия над холодным подпольем $R_0^{тр} = 1{,}15$

На основании табл. 1 прилож. III и табл. I.21 в справочнике [43] принимаем такие конструкции:

наружные стены из трехслойных панелей в виде железобетонной оболочки, заполненной ячеистым бетоном (ρ=400 *кг/м³*; δ=100 *мм*). Общая толщина панели δ=250 *мм*. Расчетные значения для стеновой панели: R_0 =1,12; $1/R_0$ =0,89;

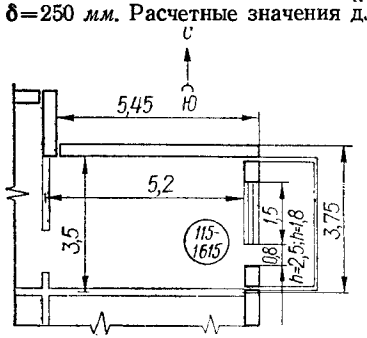


Рис. 9. К примеру расчета 6.

чердачное перекрытие из железобетонных многопустотных плит δ=150 *мм*, утепленных пенобетоном δ=120 *мм*. Расчетные значения для чердачного перекрытия: R_0= =1,35; $1/R_0$=0,74; вместо пенобетона можно применять ячеистый бетон, плиты из минерального войлока и другие эффективные утеплители, отвечающие требованиям индустриализации изготовления сборных элементов.

перекрытие над холодным подпольем — паркетный пол на асфальтовой мастике по железобетонной плите, утепленной пенобетоном (δ=100 *мм*). Расчетные значения для перекрытия: R_0=1,29; $1/R_0$=0,77.

По табл. 3 прилож. IV находим условные коэффициенты теплопередачи для балконных дверей и окон в спаренных переплетах: для 1-го этажа $1/R_у$=6,9; для 8-го этажа $1/R_у$=6,2; для 12-го этажа $1/R_у$=5,5 и для 16-го этажа $1/R_у$=4,6.

При скорости ветра 6,4 *м/сек* значения условных коэффициентов теплопередачи по данным табл. 4 прилож. IV надо увеличить для 8-го этажа $1/R_у$=6,2+ +0,2=6,4; для 12-го этажа $1/R_у$=5,5+0,3=5,8; для 16-го этажа $1/R_у$=4,6+ +0,5=5,1.

Кроме того, принимаем следующие надбавки к теплопотерям: на угловое помещение 5%, на ветер 10% (только на наружные стены) и на страны света по табл. 2 в зависимости от ориентации, указанной на рис. 9.

В планах здания все отапливаемые помещения обычно нумеруют поэтажно так: в подвале — 1, 2, 3 и т. д.; на 1-м этаже — 101, 102, 103 и т. д.; на 8-м этаже — 801, 802, 803 и т. д., лестничные клетки — А, Б, В и т. д. Первая цифра обозначает, на каком этаже расположено помещение. Это позволяет упростить вычисления и запись расчетных величин при типовой планировке этажей.

Для удобства проверки результатов вычислений и выявления возможных ошибок теплопотери рассчитывают по отдельным помещениям на специальном бланке (табл. 13).

Таблица 13. **Форма бланка для расчета теплопотерь**

№	Помещения: Наименование	Помещения: $t_в$, °С	Ограждения: Страны света	Ограждения: Наименование	Ограждения: Размеры, *м*	Ограждения: F_0, *м²*	Ограждения: $\frac{1}{R_0}$, *ккал/м²·ч·°С*	$t_в - t_н$, °С	Коэффициент для учета надбавок	$Q_т$, *ккал/ч*
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
115	Жилая комната	20	С	НС	5,45×2,7	14,71	0,89	39	1,25	635
			В	НС	3,75×2,7	12,5	0,89	39	1,25	540
			В	ДО	1,5×1,8	2,7	6,01	39	1,15	725
			—	ПЛ	5,2×3,5	18,2	0,77	39	0,4	220
									Итого:	2120
815	» »	20	С	НС						635
			В	НС						540
			В	ДО	1,5×1,8	2,7	5,51	39	1,15	645
			В	БД	0,8×2,5	2	5,51	39	1,15	495
									Итого:	2325
1215	» »	20	С	НС						635
			В	НС						540
			В	ДО	1,5×1,8	2,7	4,91	39	1,15	595
			В	БД	0,8×2,5	2	4,91	39	1,15	405
									Итого:	2175
1615	» »	20	С	НС						635
			В	НС						540
			В	ДО	1,5×1,8	2,7	4,21	39	1,15	445
			В	БД	0,8×2,5	2	4,21	39	1,15	380
			—	ПТ	5,2×3,5	18,2	0,74	39	0,9	470
									Итого:	2420

В графе 5 табл. 13 приняты такие условные обозначения: НС — наружная стена; ВС — внутренняя стена; ДО — окно с двойным остеклением; БД — балконная дверь; ОД — одинарная дверь; ДД — двойная дверь; ПЛ — пол; ПТ — потолок.

В графах 6—10 повторяющиеся расчетные величины для НС не записываются.

В графе 7 указывают площади наружных стен, включая проемы.

В графе 8 проставляют разность значений $1/R_o$ — для проемов и наружных стен.

В графе 10, кроме коэффициентов для учета надбавок, записывают и поправочные коэффициенты к расчетной разности температур m по табл. 1. (В данном случае $m=0{,}9$ для потолка верхнего этажа).

§ 7. Тепловой баланс производственного здания

В отапливаемых производственных зданиях для экономии тепла мощность системы отопления рассчитывают на основании теплового баланса каждого помещения путем подробного расчета всех видов потерь тепла и тепловыделений. Примерная форма теплового баланса приведена в табл. 14.

Таблица 14. **Тепловой баланс производственного здания**

Помещение		Расход тепла, *ккал/ч*				Поступление тепла, *ккал/ч*			Тепловой баланс, *ккал/ч*	Тепловая мощность дежурного отопления $Q_{д.о}$, *ккал/ч*
№	Наименование	$Q_т$	$Q_{инф}$	$Q_{м.т}$	всего	от оборудования	от электродвигателей	всего		

Мощность отопительной системы должна компенсировать все виды потерь тепла:

$$\sum Q = Q_т + Q_{инф} + Q_{м.т},$$

где $Q_{м.т}$ — расход тепла на нагрев материалов и транспортных средств, поступающих снаружи.

Учитывая имеющиеся тепловыделения, зная величину теплопотерь, найденную при разности расчетных температур, и пользуясь формулой пересчета, подсчитывают расход тепла на дежурное отопление при $t_в=5°C$:

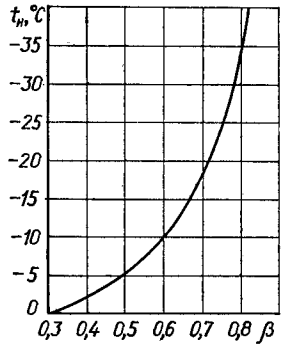


Рис. 10. Значения коэффициента β.

$$Q_{д.о} = \frac{Q_т(5-t_и)}{t_в - t_н} \quad ккал/ч. \qquad (18)$$

Тепловая мощность дежурного отопления мало отличается от обычной системы отопления, рассчитанной по санитарно-гигиеническим нормам. Так, при средней температуре $t_в=15°C$ на основании формулы (18). составлен график (рис. 10), где коэффициент β означает долю расхода тепла на дежурное отопление. Кривая на графике показывает, что с понижением температуры наружного воздуха капитальные затраты на устройство дежурного отопления возрастают. Например, при $t_н=20°C$ $\beta=0{,}72$, а это значит, что стоимость дежурного отопления составляет более 70% стоимости обычной системы, рассчитанной на полную мощность.

В целях удешевления строительства и эксплуатации систем отопления в цехах, насыщенных промышленными печами, иногда целесообразно на основе проверочного расчета теплоаккумулирующей способности оборудования в помещении отказаться от устройства дежурного отопления. Такая проверка заключается в том, что выясняют время выстывания нагретого печного оборудования цеха после остановки производства (например, на кратковременный текущий ремонт, в праздничные дни, при односменной работе и т. п.) до момента снижения внутренней температуры до заданного минимума.

Устраивать специальную систему дежурного отопления не обязательно, если период охлаждения воздуха удовлетворяет требуемому температурному режиму и не приведет к замораживанию пожарного водопровода и других коммуникаций.

Иногда дежурное отопление обеспечивают частичной работой основной системы отопления (например, включением отдельных нагревательных приборов, установок приточной вентиляции и т. п.).

Расход тепла на нагрев воздуха, инфильтрующегося через щели притворов и открывающиеся проемы в помещения, при расчетной разности температур учитывают так:

$$Q_{инф} = 0{,}24(t_в - t_н)\sum l G_в n \quad ккал/ч, \qquad (19)$$

где 0,24 — массовая теплоемкость воздуха, *ккал/кг·°C*;

$\sum l$ — суммарная длина щели притвора в данном проеме, *м*;

$G_в$ — количество воздуха, инфильтрующегося через щели, *кг/ч* на 1 *м*, принимаемое по табл. 15 в зависимости от скорости ветра;

n — количество проемов.

Таблица 15. **Количество воздуха $G_в$, инфильтрующегося через щели притворов окон и дверей, *кг/ч* на 1 *м* щели**

Проемы	Скорость ветра v, *м/сек*				
	до 1	2	3	4	5
Одинарные окна и фонари с переплетами:					
деревянными	5,6	9,10	11,2	12,6	17,5
металлическими	2,48	3,9	4,8	5,45	7,65
Двойные окна и фонари с переплетами:					
деревянными	2,8	4,55	5,6	6,3	8,75
металлическими	1,25	1,98	2,44	2,78	3,9
Двери и ворота	11,2	18,2	22,4	25,2	35

Если здание не имеет внутренних стен и перегородок, количество инфильтрующегося воздуха определяют через щели притворов

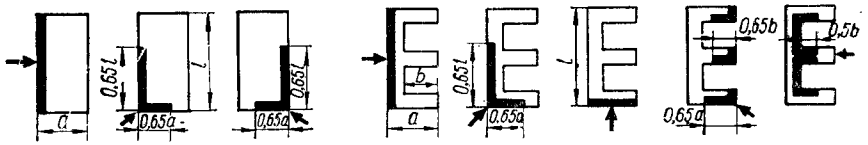


Рис. 11. Схемы планов зданий для расчета инфильтрации наружного воздуха.

только в частях стен, обведенных жирными линиями на рис. 11. Стрелками указано направление ветров.

Когда в здании имеется несколько помещений, инфильтрацию воздуха учитывают отдельно по каждому из них. Для ориентировочных подсчетов величину $Q_{инф}$ можно принимать по табл. 16.

Таблица 16. **Значение $Q_{инф}$, % основных теплопотерь, для производственного здания**

Остекление	Высота здания до затяжки ферм, *м*		
	до 4,5	4,5—10	Более 10
Одинарное	25	35	40
Двойное	15	25	30

Потери тепла на подогрев воздуха, поступающего в помещение при открывании наружных дверей и ворот, учитывают так: если проем открыт не более 15 *мин* в смену, теплопотери через него, вычисленные по формуле (1), увеличивают в 3 раза; при бо́льшей продолжительности открывания проема расход тепла определяют по количеству воздуха, поступающего через проем в заданный промежуток времени, или устраивают воздушную тепловую завесу [27].

Дополнительный расход тепла на подогрев поступающих в цех охлажденных материалов и транспортных средств вычисляют по формуле

$$Q_{м.т} = g_{м.т}c(t_в - t_м)B \ ккал/ч, \qquad (20)$$

где $g_{м.т}$ — масса поступающего в цех извне однородного материала и транспортных средств, *кг/ч*;

c — удельная теплоемкость материалов и транспортных средств, *ккал/кг·°С*, принимаемая по справочным данным;

$t_м$ — температура материала: для металла $t_м = t_н$; для несыпучих материалов $t_м = t_н + 10°С$ и для сыпучих материалов $t_м = t_н + 20°С$;

B — коэффициент, учитывающий интенсивность теплопоглощения, принимаемый по табл. 17.

Как видно из табл. 17, расход тепла на нагрев материалов и транспорта наиболее велик в течение первого часа.

Таблица 17. **Значение коэффициента *B***

Продолжительность нахождения материалов в помещении, *ч*	Несыпучих материалов и транспорта	Сыпучих материалов
Для первого часа	0,5	0.4
» второго »	0,3	0,25
» третьего »	0,2	0,15

Расход тепла на обогрев грузовых автомобилей и железнодорожных вагонов удобно принимать по опытным данным справочника [27]. Все расчеты величины $Q_{м.т}$ выполняют, сообразуясь с характером технологического процесса и режимом работы цеха.

При составлении теплового баланса среднечасовые выделения тепла принимают с учетом одновременности работы технологического оборудования для наиболее невыгодных расчетных режимов.

Тепловыделения от электродвигателей, печей, расплавленного металла, электроосвещения, сварочного и другого оборудования подсчитывают, исходя из данных технологического проекта производственного здания, по методике, приведенной в справочнике [28].

Расчет тепловыделений от людей выполняют в зависимости от характера работы и температуры воздуха в помещениях [28]. Если на одного работающего приходится более 50 $м^3$ объема помещения, тепловыделения от людей в производственных помещениях не учитывают, а в горячих цехах вообще не принимают в расчет.

§ 8. Расчет расхода тепла на отопление зданий по укрупненным измерителям

В тех случаях, когда требуется знать **ориентировочную тепловую нагрузку системы отопления,** удобно при подсчете теплопотерь пользоваться удельными тепловыми характеристиками зданий — q_o, значения которых изменяются обратно пропорционально объему здания и зависят от его назначения.

Максимальный расход тепла на отопление по укрупненным измерителям определяют по формуле

$$Q = q_o a(t_с - t_н)V_н \ ккал/ч, \qquad (21)$$

где q_o — удельная тепловая характеристика на отопление, *ккал/м³·ч °С*, принимаемая по прилож. V;

a — поправочный коэффициент на изменение удельной тепловой характеристики в зависимости от местных климатических условий (табл. 18);

$t_с$ — усредненная расчетная внутренняя температура отапливаемых помещений (табл. 19);

$V_н$ — строительная кубатура отапливаемого здания, $м^3$.

На основании полученной суммарной величины теплопотерь, подсчитанных по формуле (1), находят **фактическую удельную тепловую характеристику** $q_ф$ по формуле (22) с учетом дополнитель-

Таблица 18. **Значение коэффициента a**

$t_н$	a	$t_н$	a	$t_н$	a
—10	1,45	—25	1,08	—40	0,9
—15	1,29	—30	1	—45	0,85
—20	1,17	—35	0,95	—50	0,82

Таблица 19. **Усредненная расчетная температура внутреннего воздуха для жилых и общественных зданий $t_с$, °С [29]**

Здания	$t_с$	Здания	$t_с$
Жилые, административные, гостиницы и общежития	18	Театры, магазины, прачечные и пожарные депо	15
Учебные заведения, общеобразовательные школы, школы-интернаты, лаборатории, предприятия общественного питания, клубы и дома культуры	16	Кинотеатры	14
		Детские ясли-сады, поликлиники, диспансеры и больницы	20
		Гаражи	10
		Бани	25

Примечание. В производственных зданиях величину $t_с$ назначают согласно санитарно-гигиеническим нормам, по табл. 2 прилож. II.

ных потерь тепла в трубопроводах системы отопления, затем сравнивают величину $q_ф$ с нормативными данными по прилож. V.

Фактическую удельную тепловую характеристику для жилых и общественных зданий определяют так [37]:

$$q_ф = \frac{Q^ф_{сист}}{V_н(t_с - t_н)} ккал/м^3 \cdot ч \cdot °С. \quad (22)$$

Здесь $Q^ф_{сист}$ — фактические расчетные потери тепла для всей системы отопления, найденные из выражения

$$Q^ф_{сист} = Q_{т_1} + Q_{д_1} + Q_{д_2} \ ккал/ч, \quad (23)$$

где $Q_т$ — расчетные теплопотери, *ккал/ч*;

$Q_{д_1}$ — дополнительные потери тепла в подающих и обратных трубопроводах, проходящих в неотапливаемых помещениях, *ккал/ч*;

$Q_{д_2}$ — дополнительные потери тепла, зависящие от размещения поверхностей нагрева у наружных ограждений, *ккал/ч*.

Величины $Q_{д_1}$ и $Q_{д_2}$ вычисляют в зависимости от параметров теплоносителя и конструкции изоляции труб (см. [37]). При отсутствии исходных данных их рекомендуется принимать в размерах: $Q_{д_1} = (0{,}05 \div 0{,}1) Q_т$ *ккал/ч*; $Q_{д_2} = 0{,}05 Q_т$ *ккал/ч*.

Суммарная величина дополнительных потерь тепла $\sum Q_д$ не должна превышать 15% расчетных теплопотерь $Q_т$.

При определении требуемой мощности источника тепла и расхода топлива следует учитывать не расчетные теплопотери $Q_т$, а фактические по теплопроизводительности системы отопления $Q^ф_{снст}$.

Для производственных зданий при вычислении $q_ф$ не учитывают дополнительных потерь тепла на обогрев материалов и средств транспорта, поступающих снаружи в помещение. Если фактическая удельная тепловая характеристика отличается от нормативной не более чем на 10—15%, значит подсчет теплопотерь выполнен правильно.

Расход тепла на приточную вентиляцию подсчитывают по формуле (21) при зимней расчетной температуре наружного воздуха для вентиляции (см. табл. 3 прилож. II) без учета поправочного коэффициента a.

Пример 7. Определить по укрупненным измерителям расход тепла на отопление и вентиляцию здания универмага, если $V_н = 30\,000$ *м*³; $t_с = 15$°С; $t_н = -24$°С; $t_{вен} = -12$°С; поправочный коэффициент $a = 1{,}1$ (подсчитан интерполяцией по табл. 18); $q_о = 0{,}31$ и $q_в = 0{,}28$ *ккал/м*³·*ч*·°С (см. прилож. V).

Подставив указанные величины в формулу (21), получим

$$Q_т = [0{,}31 \cdot 1{,}1\,(15 + 24) + 0{,}28\,(15 + 12)] \cdot 30\,000 = 623\,670 \ ккал/ч.$$

Глава II. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 9. Общие сведения

Современные системы центрального отопления в зданиях различного назначения должны отвечать таким основным технико-экономическим требованиям:

обеспечивать заданный санитарными нормами температурный режим, который совместно с вентиляцией создает в отапливаемых помещениях комфортный микроклимат для здоровья и хорошего самочувствия людей;

способствовать повышению производительности труда и качества выпускаемой продукции;

удовлетворять правила охраны труда и противопожарной техники;

поддерживать долговечность зданий и сооружений;

отвечать эстетическим требованиям, предъявляемым к интерьеру помещений;

работать бесшумно, с высоким коэффициентом полезного действия, экономно расходуя топливо и электрическую энергию;

допускать применение средств автоматики и дистанционного управления тепловыми режимами в отдельных помещениях и зданиях в целом;

быть простыми и надежными в эксплуатации, допускать быструю замену отдельных деталей, узлов и комплектов оборудования при ремонтах;

способствовать широкому внедрению индустриальных методов монтажа — заготовке унифицированных элементов, узлов и агрегатов с последующей их скоростной сборкой на строительстве.

Перечисленным условиям наиболее полно отвечают системы центрального водяного отопления, широко используемые в жилищно-гражданском и промышленном строительстве. Системы центрального парового отопления во многих отношениях уступают водяным системам (см. с. 37), поэтому их применяют как исключение в производственных и коммунальных предприятиях и др.

В табл. 20 приведены общие рекомендации по выбору систем центрального водяного и парового отопления в зависимости от назначения здания и требований норм санитарии, гигиены, пожарной профилактики и пр. Рекомендации по другим видам отопления, допускаемым нормами: воздушному, газовому, электрическому, высокотемпературным инфракрасным излучателям и печам см. в СНиП [32].

§ 10. Виды и параметры теплоносителей

Любой теплоноситель для систем центрального отопления должен обладать такими свойствами:

быть легкоподвижным, для его перемещения по трубопроводам, воздуховодам и каналам не должно затрачиваться много энергии;

иметь возможно бо́льшую теплоаккумулирующую способность, допускать качественную и количественную регулировку и удовлетворять требования санитарии и гигиены отапливаемых помещений;

быть достаточно дешевым и удобным в эксплуатации, отвечать нормам пожарной профилактики и охраны труда.

В качестве теплоносителей в системах центрального отопления широко применяют горячую воду, нагретый воздух и реже пар (при его использовании для производственных нужд).

В отопительной технике применяют высокотемпературную воду (более 100°С), которая под воздействием избыточного давления не вскипает в трубопроводах. Циркулируя в нагревательных приборах, горячая вода охлаждается и затем возвращается на тепловой центр. Температурный перепад между горячей и охлажденной (обратной) водой ($\Delta t = t_г - t_о$) характеризует параметры теплоносителя, циркулирующего в системе отопления [4].

Сообразуясь с требованиями, приведенными в табл. 20, водяные системы центрального отопления обычно рассчитывают при температурных перепадах теплоносителя, указанных в табл. 21.

Как показали наблюдения гигиенистов, разложение (сухая возгонка) пыли на горячих поверхностях отопительной системы начинается приблизительно при 70°С и происходит интенсивно при температуре более 80°С. При этом воздух становится сухим, что ухудшает микроклимат в помещениях.

Поэтому выбор вида и параметров теплоносителя надо обосновывать предельно допустимыми температурами поверхностей нагревательных приборов.

Таблица 20. **Рекомендации по выбору систем центрального водяного и парового отопления**

Здания, сооружения и помещения	Системы отопления		$t_{н.пов}$, °С
	рекомендуемые	допускаемые	
Жилые дома, общежития, гостиницы, дома отдыха, школы и другие учебные заведения, научные и проектные учреждения, поликлиники, амбулатории, здравпункты, аптеки, пионерские лагеря	Водяное с радиаторами, конвекторами или панелями	Квартирное водяное жилых домов до двух этажей без централизованного теплоснабжения и с применением топлива, не требующего постоянного надзора за горением	95
Детские сады и ясли	Водяное с радиаторами или панелями	—	85
Больницы, родильные дома и другие лечебные учреждения	То же	—	85
Гимнастические залы, плавательные бассейны, крытые стадионы и другие отапливаемые спортивные сооружения	Водяное с панелями или конвекторами	Паровое низкого давления при основном теплоносителе — паре	150
Бани, прачечные и душевые павильоны	Водяное с радиаторами, паровое низкого давления с радиаторами и панелями	—	150
Рестораны, столовые, буфеты и магазины	Водяное с радиаторами, конвекторами или панелями	Паровое низкого давления в зданиях объемом до 500 $м^3$	150
Вокзалы и аэропорты	То же	—	150
Зрелищные предприятия:			
кинотеатры, клубы, театры и т. п. со зрительным залом до 200 мест	»	Паровое низкого давления	150
зрительные залы более чем на 200 мест	Воздушное, совмещенное с вентиляцией	Водяное и паровое низкого давления с радиаторами или конвекторами при числе мест до 500 и как дежурное при большей вместимости	150
Музеи, картинные галереи, книгохранилища, архивы и библиотеки	Водяное с радиаторами или панелями	—	95
Производственные помещения:			
с повышенными требованиями к чистоте воздуха	Водяное с панелями	Водяное с радиаторами	150
без выделения пыли	Водяное и паровое высокого и низкого давления с	—	150

Продолж. табл. 20

Здания, сооружения и помещения	Системы отопления		$t_{н.пов}$, °С
	рекомендуемые	допускаемые	
при выделении невзрывоопасной и негорючей неорганической пыли	радиаторами, ребристыми трубами, конвекторами или панелями Водяное и паровое высокого и низкого давления с радиаторами или панелями	—	130* 150**
при выделении невзрывоопасной и невоспламеняющейся, но возгораемой неядовитой пыли	Водяное и паровое низкого давления с радиаторами	Панельное	110* 130**
при значительных выделениях влаги	Водяное и паровое с радиаторами или ребристыми трубами	—	150
при выделениях тепла, недостаточных для обогрева	Воздушное, совмещенное с вентиляцией	Водяное и паровое с радиаторами или ребристыми трубами	150
Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий:			
административно-конторские помещения, конструкторские бюро, пункты питания, здравпункты и помещения общественных организаций	Водяное и паровое низкого давления с радиаторами или конвекторами при общем объеме помещений до 1500 $м^3$	Паровое высокого давления с конвекторами или радиаторами, а также с панелями при общем объеме помещений до 500 $м^3$	95* 130**
залы для собраний и совещаний	То же	—	150
бытовые помещения	Водяное или паровое низкого и высокого давления с радиаторами и ребристыми трубами	Панельное	150

Примечания: 1. $t_{н.пов}$ — допустимая предельная температура на наружной поверхности нагревательных приборов: * — при теплоносителе-воде; ** — при паре.

2. В помещениях детских яслей и садов, плавательных бассейнах, вестибюлях и проходах вокзалов и аэропортов следует предусматривать панели с обогревом пола, а в лечебных учреждениях (операционных, родовых, наркозных) с обогревом потолка. Температуры на поверхностях этих панелей приведены в СНиП II-Г.7-62.

3. С целью унификации материалов, приборов и оборудования в системах отопления следует применять единый теплоноситель.

4. Для систем отопления можно использовать теплоноситель, применяемый для технологических нужд, если это допустимо по санитарно-гигиеническим нормам и механической прочности нагревательных приборов.

Таблица 21. **Значения температурных перепадов теплоносителя Δt систем водяного отопления**

Назначение зданий	$\Delta t = t_г - t_о$, °С
Жилые дома	105—70; 95—70
Детские и лечебные учреждения	85—65
Музеи, картинные галереи, библиотеки, книгохранилища, архивы	95—70
Спортивные сооружения, бани-прачечные, предприятия общественного питания, вокзалы, аэропорты, кинотеатры, клубы, театры и бытовые помещения промышленных предприятий	До 150—70
Производственные помещения промышленных предприятий	До 150—70

В водяных системах отопления жилых и общественных зданий при параметрах теплоносителя 95—70°С средняя температура воды в нагревательных приборах равна 82,5°С. Для зданий детских и лечебных учреждений эти нормы более жестки: при температурном перепаде теплоносителя 85—65°С средняя температура воды в нагревательных приборах должна быть менее 80°С.

Указанные средние температуры горячей воды, циркулирующей через нагревательные приборы, являются максимальными и поддерживаются лишь при расчетной температуре наружного воздуха. В более теплый период в отопительные приборы подают теплоноситель, нагретый до меньшей температуры.

Теплотехнические исследования нагревательных приборов водяного отопления показали, что температура на их наружной поверхности несколько меньше температуры циркулирующего внутри них теплоносителя, особенно при его подаче по схеме «снизу вверх». Коэффициент теплопередачи таких приборов уменьшается, что объясняется влиянием схемы их присоединения к трубопроводу на интенсивность внутренней циркуляции воды в них, а следовательно, и на среднюю температуру воды, омывающей стенки приборов. Это позволило обосновать использование в зданиях разного назначения высокотемпературной воды. Расчетные перепады температур теплоносителя оказалось возможным увеличить до $\Delta t = 105—70 = 35$°С в жилых зданиях и еще более в других — в зависимости от их назначения, конструкции нагревательных приборов и способа подачи горячей воды в них [15], [23].

При использовании пара для технологических нужд отопление в производственных и коммунальных зданиях, как исключение, можно устраивать паровое низкого ($P \leqslant 0{,}7$ *кгс/см²*) и высокого (обычно $P \leqslant 3—4$ *кгс/см²*) давления, допускаемое прочностью нагревательных приборов. В паровых системах температура теплоносителя постоянно превышает 100°С, а качественное регулирование параметров пара дросселированием практически обеспечить нельзя, поскольку в процессе дросселирования параметры насыщенного пара изменяются незначительно.

В водяных системах отопления, наоборот, можно в широких пределах изменять параметры теплоносителя для регулирования теплоотдачи нагревательных приборов в зависимости от температур наружного воздуха, что позволяет уменьшить расход тепла за отопительный сезон.

Паровые системы отопления такой регулировке не поддаются, поэтому в эксплуатации они менее выгодны, чем водяные.

В паровых системах высокого давления представляет практический интерес использование теплоты перегретого конденсата для получения пара вторичного вскипания как теплоносителя паровых систем низкого давления, например для отопления бытовых и вспомогательных помещений промышленных предприятий.

В многоэтажных жилых домах для обогрева лестничных клеток теперь широко используют системы воздушного отопления с рециркуляционными воздухоподогревателями значительной тепловой мощности, которые набирают из элементов плинтусных конвекторов или ребристых труб и помещают в приточный шкаф, работающий при естественном движении воздуха.

§ 11. Металлоемкость систем центрального отопления

Стоимость систем центрального отопления в основном определяется их металлоемкостью. Например, в применяемых у нас системах водяного отопления с массивными чугунными радиаторами и толстостенными водогазопроводными трубами в многоэтажных жилых домах на каждые 1000 $м^2$ полезной площади в среднем расходуется 2,2 *т* труб и 4,3 *т* чугунных радиаторов [18].

Металлоемкость системы центрального отопления часто оценивают в процентах от общих затрат металла и стоимости нагревательных приборов и трубопроводов для различных конструктивных схем (табл. 22 и 23).

Между тем в зависимости от параметров теплоносителя расход металла на устройство отопительных систем может изменяться в больших пределах. Чем больший температурный перепад в двухтрубных системах водяного отопления и больше избыточное давление пара в паровых системах, тем больше тепловое напряжение металла и теплоотдача нагревательных приборов. Расчетная поверхность нагрева их снижается, приборы становятся более компактными, имеют меньшую массу.

Повышение параметров теплоносителя, а следовательно, и его теплосодержания уменьшает его расчетный расход. Таким образом, при транспортировании теплоносителя с бо́льшим содержанием тепла его расход уменьшается, а значит, и сечения труб требуются меньшие. В табл. 24 приведены соотношения сечений труб для различных видов и параметров теплоносителей при их одинаковом расходе для усредненных экономичных скоростей.

В водяных системах отопления с естественной циркуляцией сечения труб примерно вдвое больше, чем в системах с насосной циркуляцией.

Таблица 22. **Технико-экономические показатели вертикальных радиаторных систем водяного отопления зданий до 7 этажей, % [13]**

Показатели	Единица измерения	Система отопления						
		двухтрубная с нижней разводкой и стояками		однотрубная с односторонними стояками и разводкой				
				верхней			нижней	
				Замыкающие участки				
		двусторонними	односторонними	осевые	смещенные	с трехходовыми кранами	смещенные	с трехходовыми кранами
Радиаторы	*экм**	100	97	108	100	96	100	95
Трубы стальные:								
длина	*м*	100	124	95	94	92	84	84
масса	*кг*	100	118	100	99	97	93	83
Расход на 1000 *ккал:*								
радиаторов	*экм*	100	97	103	100	95	101	95
труб	*м*	100	126	94	95	94	86	85
»	*кг*	100	118	100	100	98	96	96
Затраты труда на 1000 *ккал*	*чел.-дней*	100	100	100	100	97	97	97

* *экм* — эквивалентный квадратный метр — теплотехнический измеритель поверхности нагревательных приборов.

Таблица 23. **Технико-экономические показатели вертикальных радиаторных однотрубных систем водяного отопления зданий высотой 9 и 12 этажей, % [6]**

Система отопления	Расход материалов			Затраты	
	радиаторов, шт.	труб		капитальные	трудовые
		м	*кг*		
Здания девятиэтажные					
С верхней разводкой и перепадом температур воды:					
100—70°С	100	100	100	100	100
95—70°С	101,3	100	100	101,5	106,5
С нижней разводкой (перепад температур воды 105—70°С):					
посекционной	97,8	93,1	82,6	90	93,9
несекционной	97,6	95,2	81,2	91,4	95,4
Здания двенадцатиэтажные					
С верхней разводкой и перепадом температур воды:					
100—70°С	100	100	100	100	100
95—70°С	102,6	100	100	107	105,8
С нижней разводкой (перепад температур воды 105—70°С)	89,6	93,6	98	92,5	95,5

Таблица 24. **Соотношение требуемых сечений труб при пропуске по ним 1 $м^3$ теплоносителей различных параметров**

Теплоноситель			Полезно используемое тепло 1 $кг$ теплоносителя, $ккал/кг$	Количество тепла, отдаваемое 1 $м^3$ теплоносителя, $ккал/м^3$	Средняя скорость теплоносителя, $м/сек$	Соотношение	
Наименование	Расчетные параметры	Плотность, $кг/м^3$				скоростей	сечений труб
Горячая вода (естественная циркуляция)	85—65=20°С	975	20	19500	0,15	0,5	2,48
	95—70=25°С	970	25	24250	0,15	0,5	2
Горячая вода (насосная циркуляция)	85—65=20°С	975	20	19500	0,3	1	1,24
	95—70=25°С	970	25	24250	0,3	1	1
Высокотемпературная вода	105—70=35°С	955	35	33415	0,6	2	0,36
	130—70=60°С	935	60	56100	0,6	2	0,22
	150—70=80°С	917	80	73320	0,6	2	0,16
Пар низкого давления	0,2 $кгс/см^2$	0,687	536,5	370	20	67	0,99
Пар высокого давления	3 $кгс/см^2$	2,124	511	1080	30	100	0,22

Примечание. Соотношение требуемых сечений труб дано для водяного отопления с насосной циркуляцией и параметрами теплоносителя 95—70°С.

При увеличении температурных перепадов и соответственном уменьшении расчетных расходов теплоносителя в однотрубных системах водяного отопления средняя температура воды в нагревательных приборах снижается, что приводит к перерасходу приборов.

§ 12. Технико-экономические показатели проектных решений

Для оценки принятых проектных решений каждый проект системы центрального водяного отопления должен содержать сводные и удельные технико-экономические показатели, рекомендуемые нормами СН 419-70 (табл. 25 и 26).

§ 13. Выбор систем водяного отопления многоэтажных зданий

С целью снижения расхода металла, уменьшения стоимости и совершенствования эксплуатационных качеств систем центрально-

Таблица 25. **Сводные технико-экономические показатели системы водяного отопления**

Показатели	Обозначение	Единица измерения	Данные проекта
Объем здания по внешнему обмеру	$V_н$	$м^3$	
Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления	$t_н$	°С	
Расчетные теплопотери здания	$Q_т$	$ккал/ч$	
Удельная тепловая характеристика	$q_о$	$ккал/м^3 \cdot ч \cdot °С$	
Фактическая теплопроизводительность системы отопления	$Q^ф_{сист}$	$ккал/ч$	
Фактическая удельная тепловая характеристика	$q_ф$	$ккал/м^3 \cdot ч \cdot °С$	
Расчетная температура горячей воды в системе отопления	$t_г$	°С	
Расчетная температура обратной (охлажденной) воды	$t_о$	°С	
Фактическая температура обратной воды	$t^ф_о$	°С	
Расчетная температура сетевой воды	T	°С	
Фактическая температура горячей воды на входе в отопительную систему с учетом предвключенной нагрузки (до элеватора)	$T_ф$	°С	
Коэффициент смешения	u	—	
Расход теплоносителя в системе отопления	$G_{сист}$	$кг/ч$	
Расход воды из внешней тепловой сети	$G_{сет}$	$кг/ч$	
Расчетные потери давления в системе отопления	$P_{сист}$	$кгс/м^2$	

Таблица 26. **Удельные технико-экономические показатели системы водяного отопления**

Показатели	Обозначение	Единица измерения	Данные проекта
Фактическая теплоотдача 1 $экм$ установленной поверхности нагрева отопительных приборов	$q^ф_э$	$ккал/ч \cdot экм$	
Расход нагревательных приборов на 1000 $ккал/ч$ расчетных теплопотерь	$р^{уд}_{пр}$	$\frac{кг}{1000\ ккал/ч}$	
То же, труб	$р^{уд}_{тр}$	$\frac{кг}{1000\ ккал/ч}$	

го водяного отопления при проектировании многоэтажных зданий надо придерживаться таких общих рекомендаций:

в зданиях от 3 до 12 этажей включительно, как правило, применять вертикальные однотрубные системы, обладающие лучшей теп-

ловой и гидравлической устойчивостью, чем двухтрубные, характеризующиеся большой вертикальной разрегулировкой. Кроме того, однотрубные системы более эстетичны и индустриальны в монтаже, чем двухтрубные. В зданиях выше 12 этажей однотрубные системы можно устраивать, если общая величина статического и динамического давления теплоносителя не превышает давления, которое способны выдержать нагревательные приборы. Двухтрубные системы водяного отопления целесообразно проектировать лишь в зданиях до двух этажей;

системы водяного отопления проектировать с насосной циркуляцией как более экономичные по расходу металла. Естественную циркуляцию теплоносителя можно применять только для небольших отдельно стоящих зданий с индивидуальными встроенными котельными при радиусе действия системы отопления до 30 *м;*

применять там, где это возможно по санитарным нормам, в качестве теплоносителя высокотемпературную воду;

внедрять новые типы облегченных нагревательных приборов с высоким тепловым напряжением и меньшим по сравнению с традиционными чугунными приборами расходом металла (например, штампованные из листовой стали радиаторы, конвекторы и бетонные панели с замоноличенными в них нагревательными элементами);

применять вертикальные однотрубные проточно-регулируемые системы водяного отопления с трехходовыми кранами как наиболее экономичные;

прокладку трубопроводов в помещениях (где это возможно) предусматривать открытую, поскольку она более надежна в эксплуатации. Скрытую прокладку труб в бороздах стен допускать лишь в зданиях, к которым предъявляются повышенные гигиенические и архитектурные требования;

обогрев лестничных клеток осуществлять, как правило, рециркуляционными воздухонагревателями в виде приточных шкафов с ребристыми трубами или конвекторами, предвключенными в узлах управления тепловой сети ТЭЦ;

отопление магазинов целесообразно предусматривать от самостоятельных веток непосредственно из узла ввода тепловой сети;

магистрали с верхней или нижней разводкой трубопроводов, как правило, проектировать тупиковые (рис. 12, *а*): они более экономичны по расходу труб при одинаковой общей потере давления, чем в системах отопления с попутным движением воды (рис. 12, *б*), которую можно допускать как исключение, если нет перерасхода труб и в случаях невозможности увязки расходуемых давлений в циркуляционных кольцах по тупиковой схеме. Выбор верхней или нижней разводки магистралей определяется наличием подвалов и чердаков, удобных для обслуживания системы отопления. В зданиях блочной планировки можно применять посекционную схему разводящих магистралей (рис. 12, *в*). На рисунке показана посекционная разводка магистралей от одного общего элеваторного узла на все здание. При значительных тепловых нагрузках, если по

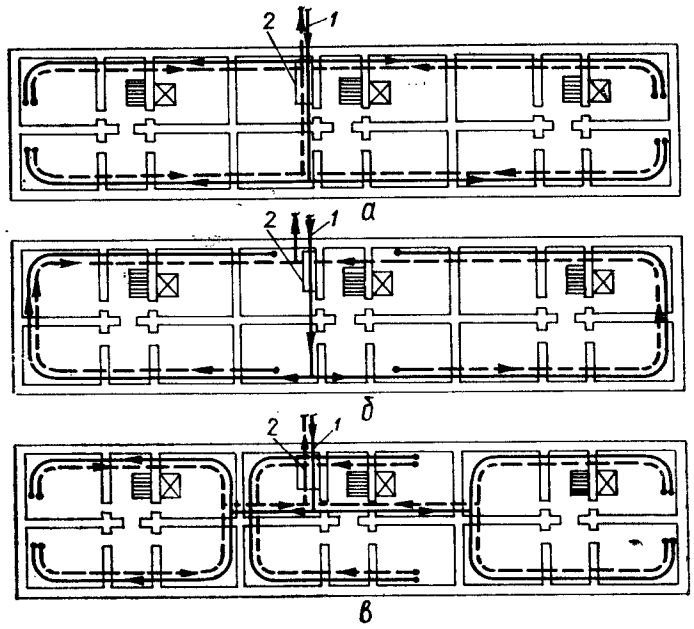


Рис. 12. Прокладка магистралей систем водяного отопления в зданиях с нижней разводкой:

а — тупиковая; *б* — с попутным движением воды; *в* — посекционная; *1* — вводы тепловой сети; *2* — элеваторные узлы.

Условные обозначения к рис. 12—62

— трубопровод горячей воды и пара
— то же, охлажденной (обратной) воды и конденсата
— задвижка
— вентиль
— краны: проходной
— трехходовой
— двойной регулировки
— воздушный
— обратный клапан
— компенсатор гнутый
— трубопровод с вертикальным стояком
— уклон трубопроводов
— переход (изменение диаметра) трубопровода
— спускные устройства (краны)
— разъемное соединение трубопроводов
— конденсатоотводчик
— неподвижная опора
— направление движения теплоносителя

местным условиям целесообразна прокладка тепловой сети в пределах здания, допускается устройство элеваторных узлов в каждом блоке здания;

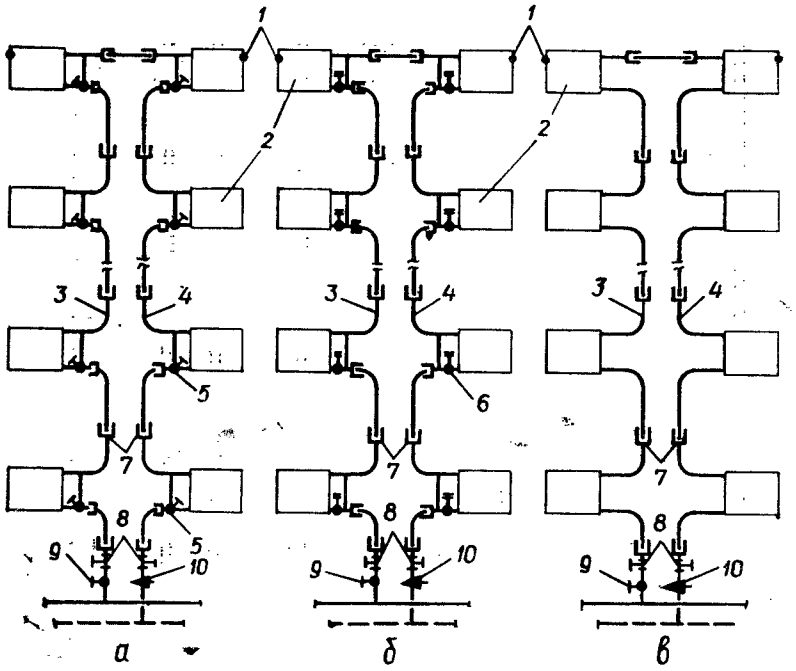


Рис. 13. Конструкции П-образных однотрубных стояков из стандартных элементов:
а — проточно-регулируемого с трехходовыми кранами; *б* — со смещенным замыкающим участками и кранами двойной регулировки; *в* — проточного нерегулируемого; *1* — воздушные краны; *2* — нагревательные приборы; *3* — восходящие стояки; *4* — нисходящие стояки; *5* — трехходовые краны; *6* — краны двойной регулировки; *7* — сгоны; *8* — тройники с пробками; *9* — запорные вентили; *10* — запорные краны.

в соответствии с указанием СН 323-65, предусматривать замену обыкновенных толстостенных водогазопроводных труб (ГОСТ 3262—62) тонкостенными диаметром 15—50 *мм* (ГОСТ 10704—63) для соединения их на накатанной резьбе или сварке. Подсчеты показывают, что такая замена в среднем может позволить уменьшить расход труб на 15% [34];

для повышения степени индустриализации заготовительно-монтажных работ, как правило, предусматривать одностороннее присоединение нагревательных приборов к однотрубным стоякам. На рис. 13 даны типовые схемы П-образных однотрубных стояков радиаторных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей, собранных из стандартных элементов. (На стояках маркировка деталей и узлов не показана);

если по архитектурно-планировочным требованиям в проектируемом здании или отдельном помещении вертикальные однотрубные системы устраивать нецелесообразно (большая высота помещений, художественная отделка интерьера, значительная протяженность стен с большим количеством окон и т. п.), допустимо устройство горизонтальных однотрубных проточно-регулируемых

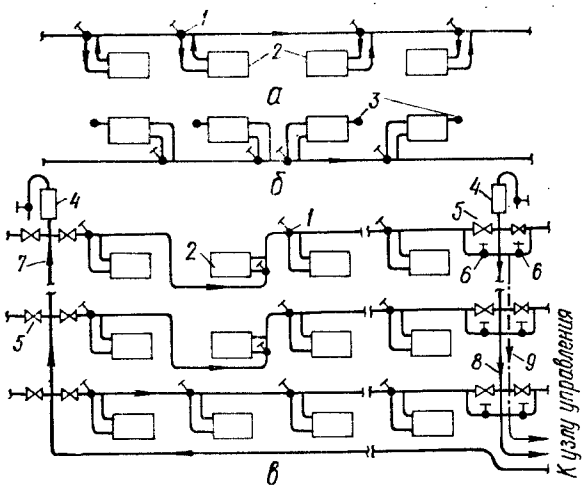


Рис. 14. Горизонтальная проточно-регулируемая однотрубная система водяного отопления:
а — подоконная; *б* — плинтусная; *в* — с обводом балконов; *1* — трехходовые краны; *2* — нагревательные приборы; *3* — воздушные краны; *4* — воздухосборники; *5* — запорные вентили; *6* — спускные краны; *7* — восходящий стояк; *8* — нисходящий стояк; *9* — дренаж.

систем водяного отопления с трехходовыми кранами у нагревательных приборов. Теплоноситель подается по поэтажным веткам, проложенным у окон — под подоконными досками (рис. 14, *а*), по плинтусам — у пола, по периметру здания (рис. 14, *б*). Обводы балконных дверей прокладывают в конструкции пола (рис. 14, *в*);

системы водяного отопления многоэтажных зданий, как правило, присоединяют к тепловой сети ТЭЦ с устройством элеваторного узла или по независимой схеме с установкой водоподогревателя;

встроенные в отапливаемые здания индивидуальные или групповые котельные проектируют, как исключение, лишь в тех населенных пунктах или районах города, где нет централизованного источника теплоснабжения. Строительство таких котельных тепловой мощностью до 3—4 *Гкал/ч* регламентируется СНиП II-Г.9-65 и СН 350-66 и должно быть всесторонне обосновано технико-экономическими расчетами. Котельные, расположенные в подвалах зданий, оборудуют малогабаритными чугунными секционными котлами в легкой обмуровке, водогрейными с температурой нагрева воды до 115°С и паровыми низкого давления ($P \leqslant 0{,}7$ *кгс/см²*) [33]. Встроенные котельные можно рекомендовать в зданиях не выше 6 этажей, причем надо предусматривать устройства для очистки дымовых газов, чтобы не допускать загрязнения атмосферы;

в некоторых случаях (например, при благоприятной ориентации зданий на местности) желательно устраивать централизованное пофасадное автоматическое регулирование параметров и расходов теплоносителя в системах водяного отопления, позволяющее экономить топливо.

Глава III. НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

§ 14. Общие сведения

Нагревательные приборы — один из основных элементов системы отопления. Их назначение — непосредственный обогрев отапливаемых помещений путем передачи тепла от теплоносителя. В связи с этим к ним предъявляются высокие теплотехнические, технико-экономические и санитарно-гигиенические требования.

Теплотехнические требования сводятся к тому, чтобы нагревательные приборы наилучшим образом передавали тепло от теплоносителя отапливаемым помещениям, т. е. чтобы коэффициент теплопередачи приборов k, *ккал/м²·ч·°С*, и доля лучистого тепла в общем тепловом потоке были возможно большими.

Технико-экономические требования к нагревательным приборам заключаются в том, что их стоимость и затраты металла, отнесенные к единице полезно отдаваемого тепла, должны быть минимальными.

В последние годы критерием целесообразности применения нагревательных приборов с теплотехнической и технико-экономической точек зрения служит масса 1 *экм* прибора.

Эквивалентный квадратный метр — это поверхность прибора с теплоотдачей 435 *ккал/ч* при разности средней температуры теплоносителя и воздуха помещения $\Delta t_т = 64{,}5°С$*, расходе воды 17,4 *кг/ч* и подаче теплоносителя по схеме «сверху вниз».

Санитарно-гигиеническими требованиями ограничивается температура поверхности приборов. Во избежание интенсивного пригорания органической пыли эта температура не должна превышать для помещений жилых и общественных зданий 95, а для лечебных и детских учреждений 85°С.

Нагревательные приборы, применяемые в системах центрального отопления, подразделяют по материалу — на металлические (чугунные и стальные), малометальные (комбинированные) и неметаллические (керамические, фарфоровые и др.); по внешней поверхности — на гладкие (радиаторы, трубы и панели) и ребристые (конвекторы, ребристые трубы).

Наиболее распространены в практике строительства в нашей стране чугунные приборы — радиаторы и ребристые трубы. Их доля в общем объеме серийно выпускаемых промышленностью нагревательных приборов превышает 90%.

Все шире применяют теперь стальные штампованные радиаторы панельного типа, конвекторы и бетонные отопительные панели. Часто целесообразно применять гладкие приборы из стальных труб в виде змеевиков или регистров.

* Эта разность температур отвечает стандартным условиям, при которых температура горячей и охлажденной воды в приборе соответственно равна 95 и 70°С, а $t_в = 18°С$.

Чугунные радиаторы отливают в виде отдельных секций или блоков. В зависимости от числа вертикальных каналов в секции радиаторы могут быть одно-, двух- и многоканальные.

Согласно ГОСТ 8690—58, по высоте различают три типа радиаторов: высокие, средние и низкие с расстоянием между центрами ниппельных отверстий (монтажной высотой) 1000, 500 и 300 *мм*. В настоящее время заводы выпускают только средние и низкие приборы.

По строительной глубине радиаторы подразделяются на приборы общего назначения М-140, М-140-АО (рис. 15) и приборы малой глубины РД-90, М-90.

Собирают радиаторы из отдельных секций или блоков при помощи цилиндрических ниппелей, имеющих двустороннюю (правую и левую) резьбу.

Основные технические данные чугунных отопительных радиаторов, выпускаемых нашей промышленностью, приведены в табл. 27.

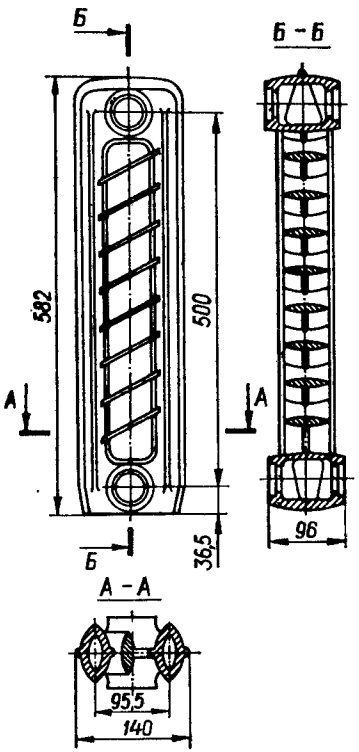


Рис. 15. Чугунный секционный радиатор М-140-АО.

Ребристые трубы (ГОСТ 1816—64) отливают из чугуна. Они имеют круглые ребра диаметром 175 *мм* и соединяются на фланцах (рис. 16). Эти трубы можно устанавливать в один, два и три ряда по вертикали (расстояние между осями труб — 200 *мм*). В табл. 28 приведены основные технические данные этих приборов.

Таблица 27. **Технические характеристики чугунных радиаторов (по данным сборника [17])**

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

Стальные радиаторы панельного типа состоят из двух штампованных листов толщиной 1,5 *мм*, сваренных между собой контакт-

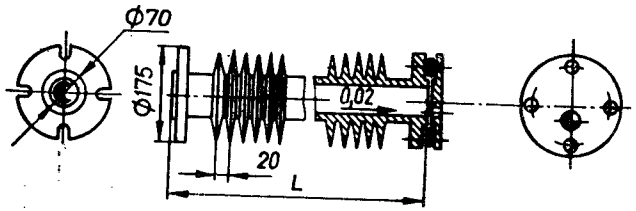


Рис. 16. Чугунная ребристая труба.

Таблица 28. **Технические характеристики чугуиных ребристых труб**

Длина трубы, *мм*	Поверхность нагрева		Масса, *кг*		Коэффициент пересчета с $м^2$ в *экм*
	$м^2$	*экм*	трубы	1 *экм*	
1000	2	1,38	35	25,3	0,69
1500	3	2,07	52,5	25,3	0,69
2000	4	2,76	70	25,3	0,69

Примечания: 1. Величина поверхности нагрева в *экм* указана для однорядной установки.

2. Предусмотренные ГОСТ 1814—64 трубы длиной 500 и 750 *мм* в настоящее время промышленностью не выпускаются.

ной роликовой или точечной сваркой. Стальные штампованные радиаторы выпускаются двух видов: *с горизонтальными ходами змеевикового типа* — ЗС (рис. 17) и *с вертикальными колонками* — типа МЗ (рис. 18). И те, и другие изготовляют однорядными и спаренными (теплоотдача спаренных приборов на 15% ни-

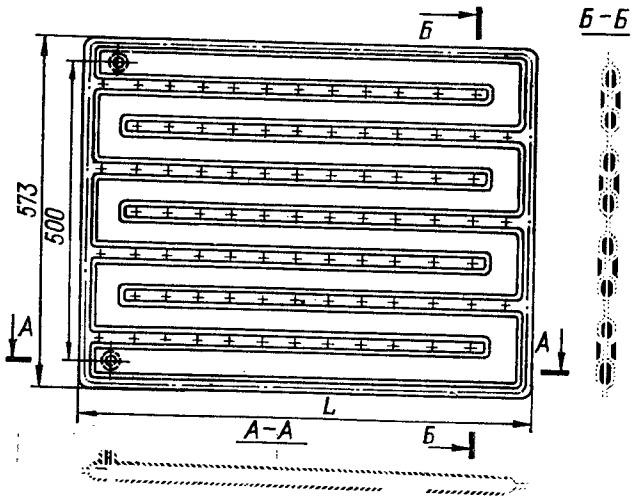


Рис. 17. Стальной штампованный радиатор змеевикового типа ЗС.

же однорядных). Монтажная высота средних радиаторов — 500 *мм*, низких — 350 *мм*.

Применение стальных штампованных радиаторов (табл. 29 и 30) обеспечивает значительное увеличение доли лучистой теплоотдачи и уменьшает массу приборов в 2,5—3 раза по сравнению с чугунными радиаторами.

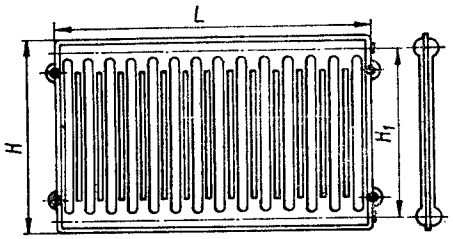


Рис. 18. Стальной штампованный радиатор типа МЗ.

Таблица 29. **Технические характеристики стальиых панельиых радиаторов змеевикового типа**

Тип	Длина, *мм*	Поверхность нагрева		Масса, *кг*	
		$м^2$	*экм*	панели	1 *экм*
		Однорядные			
ЗС-11-3 *	545	0,73	0,97	8,37	8,63
ЗС-11-4 *	694	0,93	1,24	10,55	8,51
ЗС-11-5 *	844	1,13	1,51	12,1	8,02
ЗС-11-6*	1018	1,35	1,81	14,2	7,84
ЗС-11-7 *	1190	1,6	2,13	16,74	7,85
ЗС-11-8	1375	1,72	2,29	18	7,85
ЗС-11-9	1538	2,05	2,73	21,5	7,87
		Двухрядные (спаренные)			
ЗС-21-3 *	545	1,46	1,65	16,84	10,21
ЗС-21-4 *	694	1,86	2,11	21,34	10,1
ЗС-21-5 *	844	2,26	2,56	24,44	9,56
ЗС-21-6 *	1018	2,7	3,08	28,5	9,24
ЗС-21-7 *	1190	3,2	3,59	33,48	9,33
ЗС-21-8	1375	3,44	3,86	36,24	9,39
ЗС-21-9	1538	4,1	4,65	43,24	9,31

Примечание. В обозначениях типов приборов буквы ЗС означают: стальной панельный радиатор змеевикового типа; числа 11 и 21 — однорядный и спаренный (двухрядный) радиаторы; последняя цифра — типоразмер радиатора; знаком * отмечены типоразмеры приборов, освоенные промышленностью.

Для стальных отопительных панелей применяют только обескислороженную воду, поступающую из теплофикационных сетей или местных водоподготовительных устройств.

При необработанной воде небольших котельных, где нет специальной водоподготовки, целесообразно применять листотрубные (однолистовые) панельные радиаторы. Листотрубный радиатор марки ЛТ состоит из штампованного (профилированного) стального листа и змее-

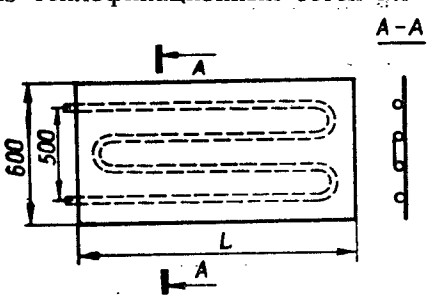


Рис. 19. Листотрубный радиатор.

Таблица 30. **Технические характеристики стальных штампованных радиаторов типа МЗ с торцовым подключением к трубопроводу**

Тип	Высота, *мм*		Длина, *мм*	Поверхность нагрева		Масса, *кг*	
	общая H	монтажная H_1	L	$м^2$	*экм*	панели	1 *экм*
Однорядные							
МЗ-500-1	564	500	518	0,64	0,83	7,5	9,04
МЗ-500-2			766	0,96	1,25	11	8,81
МЗ-500-3			952	1,2	1,56	13,8	8,85
МЗ-500-4			1262	1,6	2,08	18,8	9,03
МЗ-350-1	406	350	518	0,425	0,60	5,77	9,62
МЗ-350-2			766	0,637	0,89	8,65	9,71
МЗ-350-3			952	0,797	1,12	10,8	9,66
МЗ-350-4			1262	1,062	1,49	14,4	9,66
Двухрядные (спаренные)							
2МЗ-500-1	564	500	518	1,28	1,41	15,3	10,86
2МЗ-500-2			766	1,92	2,12	22,3	10,5
2МЗ-500-3			952	2,4	2,65	27,9	10,5
2МЗ-500-4			1262	3,2	3,53	37,9	10,72
2МЗ-350-1	406	350	518	0,85	1,01	11,85	11,71
2МЗ-350-2			766	1,275	1,52	17,6	11,59
2МЗ-350-3			952	1,595	1,9	21,9	11,52
2МЗ-350-4			1262	2,125	2,52	29,1	11,56

Примечание. В обозначениях типов приборов буквы МЗ означают механический завод; числа 500 и 350 — расстояние между ниппельными отверстиями; последняя цифра — типоразмер радиатора.

вика из водогазопроводных труб, который приварен к листу с тыльной стороны (рис. 19). Стальной лист, увеличивающий поверхность нагрева прибора, не находится в непосредственном контакте с теплоносителем. Поэтому листотрубные радиаторы можно применять на обычной и перегретой воде, а также на паре низкого и высокого давления.

Стальные листотрубные радиаторы выпускают *однорядные* и *спаренные,* монтажная высота прибора (расстояние между осями патрубков змеевика) — 500 *мм.* Технические данные этих приборов приведены в табл. 31.

Конвекторы изготовляют из стали или чугуна. Конвектор состоит из оребренного нагревателя, кожуха и воздушного клапана.

Наибольшее распространение получили конвекторы типа «Комфорт», предназначенные для отопления жилых, общественных и административных зданий. Благодаря высокой прочности эти приборы можно применять в однозонных системах водяного отопления зданий высотой до 30 этажей с гидростатическим давлением до 10 *кгс/см²*.

Нагреватель конвектора «Комфорт» представляет собою две или четыре стальные трубы с насаженными на них пластинами оребрения, огражденными боковыми стенками (рис. 20). В отгибах боковых стенок имеются отверстия для крепления конвекторов к сте-

Таблица 31. **Технические характеристики стальных листотрубных радиаторов [17]**

Тип	Размеры, *мм*		Поверхность нагрева		Масса, *кг*	
	высота	длина	$м^2$	*экм*	панели	1 *экм*
Однорядные						
ЛТ-1	600	800	1	1	10,2	10,2
ЛТ-2		1000	1,25	1,25	13	10,4
ЛТ-3		1200	1,5	1,5	15,5	10,3
ЛТ-4		1600	2	2	19	9,5
ЛТ-5		2000	2,5	2,5	23,7	9,5
Двухрядные (спаренные)						
2ЛТ-1	600	800	2	1,7	20,5	12,1
2ЛТ-2		1000	2,5	2,14	26,3	12,3
2ЛТ-3		1200	3	2,55	31,3	12,3
2ЛТ-4		1600	4	3,4	38,3	11,3
2ЛТ-5		2000	5	4,25	47,7	11,3

не или к полу, эти же отгибы служат для крепления металлических панелей кожуха.

Наличие в конструкции прибора воздушного клапана позволяет эффективно регулировать теплоотдачу изменением количества воздуха, проходящего через прибор, и отказаться от установки регулировочного крана на подводке к прибору. При полностью закрытом клапане теплоотдача конвектора снижается в четыре раза. Конструкция клапана дает возможность переставлять его в конвекторе так, чтобы легче было очищать от пыли оребренную поверхность нагревателя.

По способу установки конвекторы «Комфорт» подразделяют на три типа: настенные, навешиваемые на стену; островные, устанавливаемые на полу, и лестничные, встраиваемые в строительные конструкции.

Приборы «Комфорт» выпускаются в двух конструктивных вариантах. В *основном варианте* конвектор имеет с одной стороны штуцеры с короткой резьбой для подключения его к системе отопления, а с другой — коллекторы, которые соединяют трубы, несущие теплоноситель.

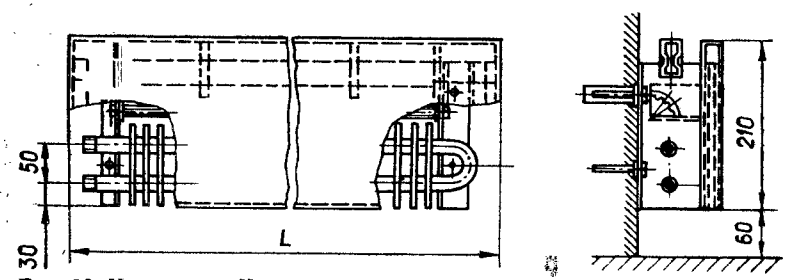


Рис. 20. Конвектор «Комфорт».

В проходном варианте конвектор имеет с одной стороны такие же штуцеры с короткой резьбой, а с другой — штуцеры с длинной резьбой для соединения с соседним конвектором.

Соединяют конвекторы на муфтах. При последовательном расположении конвекторов к основному прибору присоединяется нужное количество проходных.

Технические данные конвекторов «Комфорт» приведены в табл. 32. Теплоотдача приборов указана при температурном напоре $\Delta t_т = 64{,}5°C$ и расходе теплоносителя-воды $G_{пр} = 300$ *кг/ч*. При других значениях $\Delta t_т$ табличные данные надо пересчитать.

Таблица 32. **Технические характеристики конвекторов «Комфорт» [17]**

Марка	Длина, *мм*	Теплоотдача $Q_о$, *ккал/ч*	Поверхность нагрева $f_{конв}$, *экм*	Шаг пластин, *мм*	Масса, *кг*	
					прибора	1 *экм*
Настенные						
Н-1	710	332	0,76	7,5	4,93	6,49
Н-2	1110	554	1,27	7,5	7,44	5,85
Н-3	1510	775	1,78	7,5	10,1	5,67
Островные						
Н-4	710	354	0,81	10	6,9	8,52
Н-5	710	428	0,985	7,5	7,3	7,41
Н-6	710	537	1,24	5	8	6,46
Н-7	1110	590	1,35	10	9,9	7,33
Н-8	1110	713	1,64	7,5	10,5	6,42
Н-9	1110	895	2,06	5	11,7	5,68
Н-10	1510	820	1,9	10	13,2	6,94
Н-11	1510	1000	2,3	7,5	14	6,09
Н-12	1510	1250	2,87	5	15,7	5,47
Н-13	710	665	1,53	7,5	10,1	6,6
Н-14	1110	1110	2,55	7,5	15,1	5,92
Н-15	1510	1550	3,57	7,5	20,1	5,65

Примечание. Производство лестничных конвекторов пока не освоено.

Кроме конвекторов «Комфорт», в последние годы некоторое распространение получили также конвекторы без кожуха: чугунные плинтусные марки ЛТ-10 и стальные типа «Аккорд-1».

Конвекторы ЛТ-10 отливают в виде отдельных секций, соединяемых при сборке на фланцах. Эти конвекторы по массе и стоимости на 10—20% экономичнее чугунных радиаторов М-140-АО. На рис. 21 приведены общий вид и установка прибора ЛТ-10 у стены.

Основные технические данные этих приборов указаны в табл. 33.

Отопительные приборы настенного типа «Аккорд-1» состоят из водогазопроводных труб условным диаметром $d_у = 20$ *мм* и элементов оребрения, выполняемых из тонколистовой стали толщиной 1 *мм* (рис. 22). Элементы оребрения имеют в плане П-образную форму, открытую к стене, на которой установлен прибор. Плотность насадки элементов оребрения на трубу обеспечивается дорнованием труб.

Таблица 33. **Технические характеристики чугунных плинтусных конвекторов ЛТ-10 [17]**

Длина секции, *мм*	Теплоотдача секции $Q_о$, *ккал/ч*	Поверхность нагрева секции $f_{конв}$		Масса, *кг*	
		м²	*экм*	секции	1 *экм*
601	231	0,54	0,53	10,8	20,4
295	115	0,27	0,265	5,4	20,4

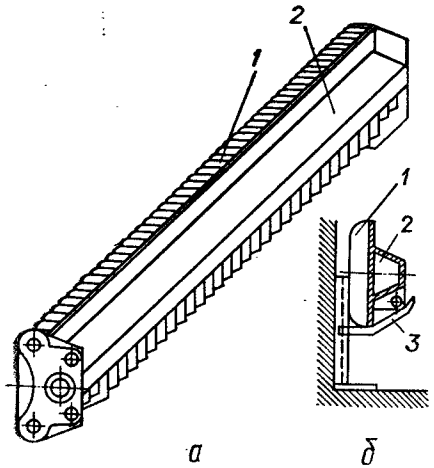


Рис. 21. Чугунный плинтусный конвектор ЛТ-10:

а — общий вид; *б* — установка конвектора у стены; *1* — ребра; *2* — канал для прохода теплоносителя; *3* — кронштейн.

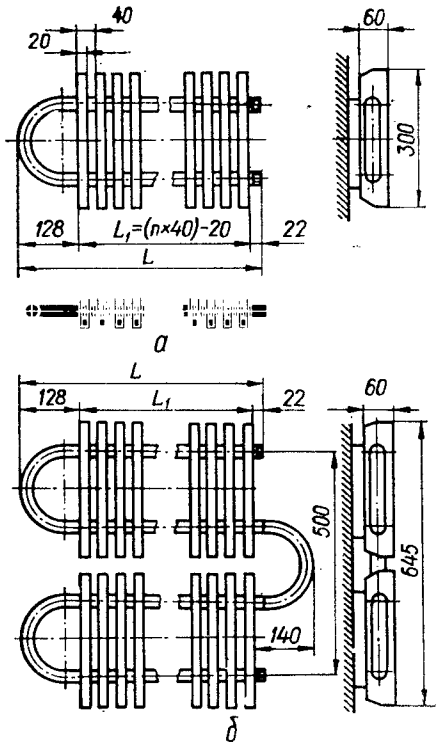


Рис. 22. Отопительный прибор «Аккорд-1»:

а — однорядная установка; *б* — двухрядная установка.

В табл. 34 приведены технические данные этих приборов при $\Delta t_т = 64{,}5°C$ и $G_{пр} = 300$ *кг/ч*.

Змеевики и регистры из стальных труб применяют, как правило, для отопления производственных помещений, где выделяется много пыли. Эти нагревательные приборы имеют гладкую поверхность, их легко очищать от пыли. Кроме того, они обладают высокими коэффициентами теплопередачи (значительно бо́льшими, чем у радиаторов и ребристых труб). Однако из-за неразвитой поверхности нагрева приборы из гладких труб громоздки, занимают много места и стоимость их высока.

Нагревательные приборы из стальных гладких труб диаметром от 40 до 100 *мм* в один или несколько рядов часто применяют для обогрева аэрационных фонарей.

Таблица 34. **Технические характеристики отопительных приборов «Аккорд-1» [17]**

Тип	Размеры, *мм*		Теплоотдача, *ккал/ч*	Поверхность нагрева, *экм*	Масса, *кг*	
	L	L_1			прибора	1 *экм*
А12	610	460	260	0,6	5,62	9,38
А16	770	620	350	0,8	7,2	9
А20	930	780	435	1	8,97	8,97
А24	1090	940	520	1,2	10,63	8,87
А28	1250	1100	610	1,4	12,29	8,75
А32	1410	1260	695	1,6	13,95	8,71
А36	1570	1420	795	1,8	15,67	8,71
А40	1730	1580	870	2	17,27	8,64

Примечание. В обозначении типов приборов А означает отопительный прибор «Аккорд-1»; 12 и т. д. — количество пластин в приборе. При двухрядной установке по высоте впереди добавляется цифра 2.

Примером нагревательных приборов из гладких труб являются также полотенцесушители для ванных комнат.

Змеевики и регистры изготовляют в заготовительных мастерских строительно-монтажных организаций.

§ 15. Выбор, размещение и установка нагревательных приборов

Вид нагревательных приборов надо выбирать в соответствии с характером и назначением отапливаемых зданий, сооружений и помещений. При этом нужно также учитывать тип системы отопления, вид и параметры теплоносителя, технико-экономические соображения.

Рекомендации по выбору нагревательных приборов и предельно допустимые температуры на их поверхности приведены в табл. 20.

Нагревательные приборы следует располагать у наружных стен, преимущественно под окнами. При таком размещении движение теплого воздуха от нагревательного прибора препятствует образованию ниспадающих холодных токов от окон и холодных поверхностей стен. Если под окнами разместить приборы нельзя, допускается установка их у наружных или у внутренних стен.

В высоких помещениях (залы с двойным светом, цехи с фонарями) для предотвращения конденсации влаги на верхнем остеклении до 30% нагревательных приборов устанавливают в верхней зоне.

В зданиях до четырех этажей нагревательные приборы в лестничных клетках следует устанавливать только на первом этаже, у входа. Во избежание замерзания воды в трубопроводах устанавливать нагревательные приборы в тамбурах, имеющих наружные двери, а также у входных одинарных дверей не разрешается.

Лестничные клетки многоэтажных зданий (выше четырех этажей), согласно СНиП II-Г.7-62, рекомендуется отапливать с помощью конвекторов, располагаемых в нижних частях лестничных клеток. Однако размещение нагревательных приборов по этажам обеспечивает более равномерное распределение температур по высоте лестничной клетки (табл. 35).

Таблица 35. **Распределение тепловой нагрузки в лестничных клетках, %**

Число этажей в здании	Рассчитываемый этаж							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
5	50	25	15	10	—	—	—	—
6	50	20	15	15	—	—	—	—
7	40	20	15	10	10	—	—	—
8	40	20	15	10	10	5	—	—

В лестничных клетках нагревательные приборы надо устанавливать так, чтобы они не выступали из плоскости стен на уровне движения людей и не сокращали требуемой нормами ширины маршей и площадок.

В помещениях нагревательные приборы устанавливают, как правило, в полунишах (глубиной 13 *см*) или открыто у стен (без ограждений), поскольку ограждающие и экранирующие устройства в большинстве приборов, за исключением конвекторов, снижают теплоотдачу нагревательных приборов (табл. 1 прилож. VI) и затрудняют очистку поверхности приборов от пыли. Декоративное укрытие приборов допускается лишь в помещениях с повышенными требованиями к интерьеру.

При установке приборов в нише или полунише расстояние от пола до низа прибора должно быть 60 *мм;* от верха прибора до подоконной доски — 50 *мм*; от прибора до поверхности штукатурки стены — 25 *мм* (рис. 23).

В помещениях лечебных учреждений нагревательные приборы устанавливаются открыто у стен (без ниш) на расстоянии не менее 100 *мм* от пола и 60 *мм* от поверхности стены.

Ширина ниши должна превышать ширину нагревательного прибора на 400 *мм* при прямой подводке труб к радиатору и на 600 *мм* при подводке с

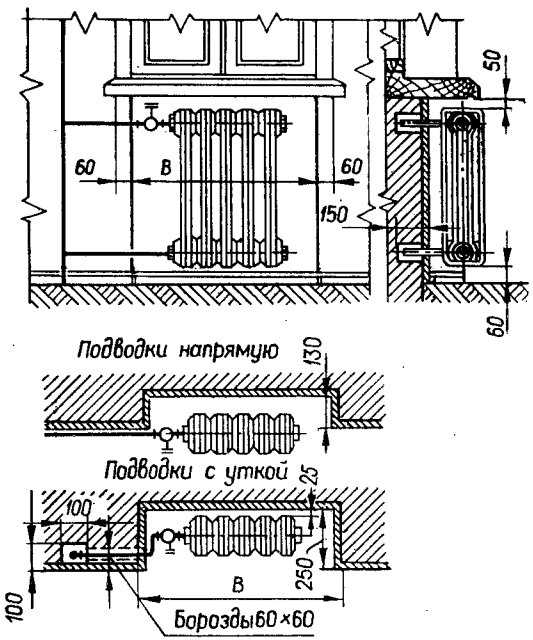


Рис. 23. Установка радиаторов под окном.

Таблица 36. **Минимальная ширина ниш *В* для радиаторов, *см***

Подводка	Число секций								
	3—4	5—6	7—8	9—10	11—12	13—14	15—16	17—18	19—20
С уткой	105	118	131	157	172	196	222	235	248
Прямая	79	105	118	144	157	172	196	209	235

Примечание. Ширина ниш принята без учета слоя штукатурки. Размеры ниш кратны $^1/_2$ кирпича. Толщина швов кладки — 1 *см*. Наибольшая ширина подоконной ниши должна быть на 12 *см* меньше ширины окна в свету, чтобы не нарушалась прочность заделки подоконной доски.

уткой. Минимальную ширину ниш для радиаторов в зависимости от количества секций в приборе принимают по табл. 36.

Когда применяют систему отопления с вертикальной разводкой трубопроводов, рекомендуется предусматривать прогрев углов наружных стен помещений, размещая в них отопительные стояки.

К стоякам, обслуживающим приборы лестничных клеток, нельзя присоединять приборы других помещений. Эти стояки выполняют по однотрубной проточной схеме.

Теплоотдача нагревательных приборов во многом зависит от принятой схемы присоединения приборов к трубопроводам системы отопления и схемы питания приборов теплоносителем.

На рис. 24 приведены различные схемы присоединения приборов к отопительным стоякам.

Односторонние подводки: они имеют лучший вид и требуют меньшего расхода труб по сравнению с другими схемами. При этом рекомендуется смещенная установка нагревательных приборов (на расстоянии 200 *мм* от края подоконной ниши), стояк располагают на расстоянии 150±50 *мм* от откоса оконного проема. Такой способ установки нагревательных приборов дает возможность унифицировать радиаторные узлы однотрубных систем отопления и наладить их индустриальную заготовку.

Однако при одностороннем присоединении приборов с большим количеством секций наиболее удаленные от стояка секции прогреваются недостаточно. Поэтому в системах с искусственной циркуляцией при числе секций в радиаторах более 25, а в гравитационных системах — более 15 рекомендуется применять разностороннюю схему присоединения приборов.

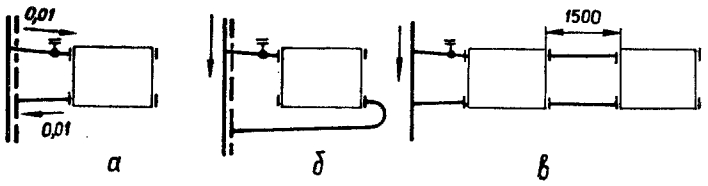


Рис. 24. Схемы присоединения нагревательных приборов к трубопроводам:
а — одиостороинняя; *б* — разностороннняя; *в* — на сцепке.

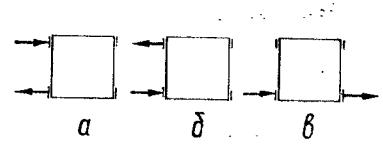


Рис. 25. Схемы питания нагревательных приборов теплоносителем:
а — «сверху вниз»; *б* — «снизу вверх»; *в* — «снизу вниз».

Присоединение приборов на сцепке позволяет уменьшить число стояков. Такое последовательное соединение приборов допускается в пределах одного помещения или в случае, когда присоединяемый на сцепке прибор находится в кухне, ванной, коридоре, санузле или в других вспомогательных помещениях. Диаметры соединительных труб в этом случае в водяных системах отопления — 32, а в паровых — 20 *мм*. Максимальная длина этих труб 1,5 *м*.

Соединять на сцепке при одностороннем присоединении можно не более двух приборов. Сцепка более двух приборов разрешается при насосной циркуляции и разностороннем присоединении. В паровых системах отопления низкого давления установка на сцепке более двух радиаторов не разрешается. Приборы, соединенные на сцепке, в теплотехническом и гидравлическом расчетах рассматривают как один прибор.

Приборы из нескольких гладких или ребристых труб при теплоносителе-воде надо присоединять к трубопроводу по последовательной схеме движения теплоносителя (из верхних рядов в нижние).

Конвекторы «Комфорт» присоединяют к системе по проточной схеме. Конвекторы лестничных клеток рекомендуется присоединять непосредственно к узлу ввода теплосети, до элеватора.

Питание нагревательных приборов теплоносителем может осуществляться сверху вниз, снизу вверх и снизу вниз (рис. 25).

Чаще применяют схему «сверху вниз» (во всех двухтрубных и однотрубных водяных системах с верхней разводкой и в паровых системах отопления). Коэффициент теплопередачи приборов водяного отопления, питаемых по этой схеме, выше, чем при двух других вариантах. Схему «снизу вниз» применяют в паровых и однотрубных водяных системах с нижней разводкой, а схему «снизу вверх» — только в однотрубных системах водяного отопления с нижней разводкой.

Важная особенность последней схемы: в этом случае максимальная температура на поверхности нагревательных приборов зависит не от средней температуры теплоносителя в них (как для других схем питания), а от температуры воды, выходящей из приборов, и с достаточной для технических расчетов точностью может быть принята равной этой температуре.

§ 16. Общие принципы расчета нагревательных приборов

После выбора вида нагревательных приборов, определения мест их установки и способа присоединения к трубопроводам системы отопления выполняют теплотехнический расчет приборов.

Для поддержания в отапливаемом помещении нужной температуры надо, чтобы количество тепла, отдаваемого нагревательными приборами, равнялось теплопотерям помещения. Температура поверхности приборов при этом не должна превышать установленного предела (табл. 20).

Требуемая поверхность нагрева приборов $F_{пр}$ может быть определена по следующим формулам:

для двухтрубных водяных систем отопления

$$F_{пр} = \frac{Q_{пр}}{k(t_{ср.пр} - t_в)} \beta_1\beta_2 \ м^2; \qquad (24)$$

для однотрубных водяных систем

$$F_{пр} = \frac{Q_{пр}}{ak(t_{ср.пр} - t_в)} \beta_1\beta_2 \ м^2; \qquad (25)$$

для паровых систем

$$F_{пр} = \frac{Q_{пр}}{k(t_{ср.пр} - t_в)} \beta_1 \ м^2. \qquad (26)$$

В формулах (24)—(26):

$Q_{пр}$ — расчетная тепловая нагрузка прибора, *ккал/ч;*

k — коэффициент теплопередачи прибора, *ккал/м²·ч·°С;*

$t_{ср.пр}$ — средняя температура теплоносителя в приборе, °С, вычисляемая для водяных систем отопления по формуле

$$t_{ср.пр} = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2},$$

где $t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температура воды на входе в прибор и на выходе из него, °С. В двухтрубных системах водяного отопления $t_{вх}$ принимают одинаковой для всех приборов и равной температуре воды в горячей магистрали $t_г$ (охлаждением воды в трубопроводах пренебрегают). Температурный перепад в приборах для этих систем постоянный. При расчете приборов паровых систем низкого давления $t_{ср.пр}$ принимают равной 100°С, а в системах парового отопления высокого давления — равной температуре насыщенного пара $t_п$ в зависимости от его давления перед прибором;

$t_в$ — расчетная внутренняя температура помещения, °С;

β_1 — коэффициент, учитывающий изменение теплоотдачи в зависимости от принятого способа установки прибора (прилож. VI, табл. 1);

β_2 — коэффициент, учитывающий снижение температуры воды относительно расчетного значения вследствие остывания в трубопроводах (прилож. VI, табл. 2 и 3);

a — коэффициент, учитывающий изменение теплоотдачи прибора в зависимости от относительного расхода воды (прилож. VI, табл. 5).

Согласно экспериментальным данным, коэффициент теплопередачи нагревательных приборов k при питании теплоносителем по схеме «снизу вниз» уменьшается на 5—10, а при питании по схеме «снизу вверх» — на 15—20% по сравнению с коэффициентом теплопередачи для схемы «сверху вниз» при одинаковом расходе воды.

Коэффициент a учитывает также влияние расхода воды через прибор. С увеличением расхода, а значит и скорости движения воды в элементах нагревательного прибора, увеличивается и его теплоотдача. В табл. 5 прилож. VI значения поправочного коэффициента a даны в зависимости от относительного расхода воды $\bar{G}$ через прибор, который вычисляют по формуле

$$\bar{G} = \frac{G_{факт}}{G_{норм}}, \qquad (27)$$

где $G_{факт}$ — фактический расход воды через прибор, *кг/ч;*

$G_{норм}$ — нормальный расход, равный 17,4 *кг/ч.*

Практически $\bar{G}$ определяют по формуле

$$\bar{G} = \frac{q_э}{17{,}4\Delta t_{пр}}, \qquad (28)$$

где $q_э$ — теплоотдача 1 *экм* прибора, *ккал/ч·экм* (табл. 37)

$\Delta t_{пр}$ — температурный перепад воды в приборе, °С.

Таблица 37. **Теплоотдача 1 *экм* чугунных радиаторов, ребристых труб и регистров из гладких труб**

А. В системах водяного отопления

Температурный напор $\Delta t_т$, °С	Теплоотдача $q_э$, *ккал/ч·экм*	Температурный напор $\Delta t_т$, °С	Теплоотдача $q_э$, *ккал/ч·экм*
46	280	68	465
48	295	70	480
50	310	72	500
52	325	74	520
54	340	76	535
56	360	78	555
58	375	80	575
60	395	82	595
62	415	84	615
64,5	435	86	635
66	450	88	650

Б. В системах парового отопления

$t_в$, °С	Теплоотдача $q_э$, *ккал/ч·экм*, при давлении пара p, *кгс/см²*						
	до 1,1	1,2	1,5	1,7	2	2,5	3
+5	693	712	764	795	835	892	941
+10	653	672	725	755	795	852	901
+15	613	632	685	715	755	812	861
+16	605	624	677	707	747	804	853
+18	589	608	662	691	731	788	837
+20	573	592	645	675	715	772	821
+25	533	552	605	635	675	733	781

Примечание. Теплоотдача приборов водяных систем дана при питании теплоносителем по схеме «сверху вниз».

С тех пор как введено измерение поверхности нагревательных приборов в *экм*, их требуемую поверхность $F_{треб}$ определяют по формулам:

для двухтрубных водяных систем

$$F_{треб} = \frac{Q_{пр}}{q_э}\beta_1\beta_2 \ экм; \qquad (29)$$

для однотрубных водяных систем

$$F_{треб} = \frac{Q_{пр}}{aq_э}\beta_1\beta_2 \ экм; \qquad (30)$$

для паровых систем

$$F_{треб} = \frac{Q_{пр}}{q_э}\beta_1 \ экм. \qquad (31)$$

Согласно СНиП II-Г.7-62 (п. 3.44), при определении требуемой поверхности нагревательных приборов следует учитывать выделение тепла $Q_{тр}$ в помещениях от открыто проложенных неизолированных трубопроводов, определяемое по формуле

$$Q_{тр} = b_т k_{тр}\pi d_н l(t_{ср} - t_в) \ ккал/ч, \qquad (32)$$

где $b_т$ — коэффициент, учитывающий полезную часть теплоотдачи труб в зависимости от их расположения (прилож. VII, табл. 1);

$k_{тр}$ — коэффициент теплопередачи труб, *ккал/м²·ч·°С*. При теплоносителе-воде величина $k_{тр}$ изменяется в пределах 11÷12,5 *ккал/м²·ч·°С* (в зависимости от температурного напора), при теплоносителе — паре низкого давления $k_{тр}$=13 *ккал/м²·ч·°С*;

$d_н$ — наружный диаметр трубы, *м*;

l — длина трубы, *м*;

$t_{ср}$ — средняя температура теплоносителя в трубопроводе, °С.

Количество тепла, которое должны отдать нагревательные приборы для восполнения теплопотерь помещения, уменьшают на величину $Q_{тр}$.

Если поверхность нагрева открыто проложенных труб $F_{тр}$ выразить в *экм* (с учетом коэффициента $b_т$), то расчетная поверхность нагревательных приборов составит

$$F_{расч} = F_{треб} - F_{тр} \ экм. \qquad (33)$$

Величину $F_{тр}$ определяют по формулам:

для труб $d_н \leqslant 32$ *мм*

$$F_{тр} = 1{,}78 b_т \pi d_н l \ экм; \qquad (34)$$

для труб $d_н \geqslant 38$ *мм*

$$F_{тр} = 1{,}56 b_т \pi d_н l \ экм. \qquad (35)$$

Чтобы упростить расчеты, величины $F_{тр}$ можно брать из табл. 1—3 прилож. VII.

Расчетное (ориентировочное) количество секций чугунных радиаторов находят так:

$$n_{расч} = \frac{F_{расч}}{f_{секц}} \text{ шт.}, \qquad (36)$$

где $f_{секц}$ — поверхность одной секции радиатора, *экм*.

После ориентировочного определения количества секций для помещения и разбивки их (при необходимости) на несколько приборов вводят коэффициент β_3 и находят принимаемое к установке количество секций:

$$n_{уст} = n_{расч}\beta_3 \text{ шт.}, \qquad (37)$$

где β_3 — коэффициент на количество секций в приборе (прилож. VI, табл. 4).

Коэффициент β_3 учитывает то обстоятельство, что теплоотдача различных секций нагревательного прибора неодинакова. Поверхность внутренних секций взаимно облучается, крайние же секции имеют больший коэффициент лучеиспускания, так как их наружные поверхности не испытывают влияния других секций. Поэтому средний коэффициент теплопередачи всего прибора уменьшается с увеличением количества секций.

Уменьшать расчетную поверхность нагрева приборов при округлении величины $n_{уст}$ до целого числа секций разрешается не более чем на 0,1 *экм*.

Пример 8. Определить поверхность нагрева радиаторов М-140-АО в угловой жилой комнате, расположенной на 1-м этаже двухэтажного дома (рис. 26). Теплопотери помещения $Q_т$=2360 *ккал/ч*; $t_в$ = +18°С.

Система отопления — водяная двухтрубная с насосным побуждением и нижней разводкой, температурный перепад в системе 95—70°С. Прокладка трубопроводов открытая, диаметры стояков — 25 *мм*, подводок — 15 *мм*; длина подводок — 600 *мм*. Высота помещения — 2,7 *м*. Радиаторы устанавливаются в полунишах глубиной 13 *см*, подводки прямые.

По табл. 37, *А* находим теплоотдачу 1 *экм* радиаторов при температурном напоре $\Delta t_т = \frac{95+70}{2} - 18 = 64{,}5$°С: $q_э$ = 435 *ккал/ч*.

Требуемую поверхность нагрева прибора определяем по формуле (29), подставив коэффициенты β_1 и β_2 по прилож. VI, табл. 1 и 2:

$$F_{треб} = \frac{2360}{435}\cdot 1\cdot 1{,}05 = 5{,}7 \ экм.$$

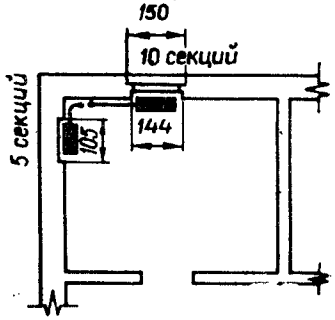


Рис. 26. К примеру расчета 8.

Расчетную поверхность открыто проложенных труб $F_{тр}$ находим по прилож. VII, табл. 2: при $d_{ст}$=25 *мм*, $d_{подв}$ = 15 *мм* и высоте стояка 2,7 *м* $F_{тр}$ = 0,63 *экм*.

Расчетная поверхность нагревательных приборов с учетом теплоотдачи открыто проложенных труб по формуле (33) составляет

$$F_{расч} = 5{,}7 - 0{,}63 = 5{,}07 \ экм.$$

Общее количество секций нагревательных приборов по формуле (36) ориентировочно (без учета коэффициента β_3)

$$n_{\text{расч}} = \frac{5{,}07}{0{,}35} = 14{,}5 \text{ шт.},$$

где 0,35 — поверхность нагрева одной секции радиаторов М-140-АО (табл. 27).

При распределении секций по нагревательным приборам и определении количества приборов в помещении учитываем, что комната — угловая, окно в ней имеет ширину 150 *см*. Согласно табл. 36, под этим окном может разместиться не более 10 секций, остальные должны быть размещены в нише глухой наружной стены.

В случае неравенства количества секций в нагревательных приборах одного помещения поправочный коэффициент β_3 надо вводить по прибору с бо́льшим количеством секций. Таким образом, согласно прилож. VI, табл. 4, $\beta_3 = 1{,}01$ (для 10 секций). Следовательно,

$$n_{\text{уст}} = n_{\text{расч}}\beta_3 = 14{,}5 \cdot 1{,}01 = 14{,}63 \approx 15 \text{ шт.}$$

Количество секций округляем в бо́льшую сторону, поскольку уменьшение $n_{\text{расч}}$ допускается не более чем на 0,1 *экм*, а величина 0,63 $f_{\text{секц}}$ составляет 0,22 *экм*.

К установке принимаем два прибора, состоящие из 10 и 5 секций радиаторов М-140-АО.

§ 17. Особенности расчета нагревательных приборов однотрубных систем водяного отопления с верхней разводкой

В однотрубных системах водяного отопления температура на входе в приборы $t_{\text{вх}}$ и температурные перепады $\Delta t_{\text{пр}}$ для различных приборов неодинаковы. Горячая вода последовательно проходит через приборы, присоединенные к стояку. Частично охладившись в одном приборе, вода поступает в следующий.

Температура воды $t_{\text{вх}}$ в любой точке однотрубного стояка

$$t_{\text{вх}} = t_{\text{г}} - \frac{\sum_1^n Q_{\text{пр}}}{G_{\text{ст}}} \text{ °C}. \qquad (38)$$

Здесь $t_{\text{г}}$ — температура горячей воды, поступающей в стояк, °С;

$\sum_1^n Q_{\text{пр}}$ — суммарная теплоотдача нагревательных приборов, расположенных до расчетной точки стояка (по ходу движения воды), *ккал/ч*;

$G_{\text{ст}}$ — количество воды, проходящей через стояк и вычисляемой по формуле

$$G_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}}}{t_{\text{г}} - t_{\text{о}}} \quad кг/ч, \qquad (39)$$

где $Q_{\text{ст}}$ — тепловая нагрузка стояка, равная теплоотдаче всех приборов, присоединенных к нему, *ккал/ч*;

$t_{\text{о}}$ — температура охлажденной воды, выходящей из стояка, °С.

Средняя температура воды в нагревательном приборе

$$t_{\text{ср.пр}} = t_{\text{вх}} - \frac{\Delta t_{\text{пр}}}{2} \text{ °C}. \qquad (40)$$

Температурный перепад в приборе вычисляют по формуле

$$\Delta t_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{G_{\text{пр}}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{\alpha G_{\text{ст}}} \text{ °C}, \qquad (41)$$

где $Q_{\text{пр}}$ — теплоотдача прибора, *ккал/ч*;

$G_{\text{пр}}$ — количество воды, протекающей через прибор, *кг/ч*;

α — коэффициент затекания воды в прибор. Этот коэффициент показывает, какая часть воды, протекающей по стояку $G_{\text{ст}}$, попадает в нагревательный прибор:

$$\alpha = \frac{G_{\text{пр}}}{G_{\text{ст}}}. \qquad (42)$$

Чем больше коэффициент затекания, тем больше воды пройдет через приборы и, следовательно, тем меньшая поверхность нагрева приборов будет нужна, но в то же время потребуется больший диаметр подводок к приборам. Однако, учитывая, что стоимость нагревательных приборов составляет примерно 70% всей стоимости системы отопления, уменьшение поверхности нагрева приборов делает более дешевой систему в целом.

Величина коэффициента затекания зависит от сочетания диаметров труб радиаторного узла (стояка $d_{\text{ст}}$, замыкающего участка $d_{\text{з.у}}$ и подводок $d_{\text{подв}}$), а также от скорости воды в стояке. При двустороннем присоединении приборов к стоякам увеличение длины подводки к одному из приборов очень мало влияет на изменение величины α, поэтому в практических расчетах при равенстве диаметров подводок коэффициенты затекания принимают одинаковыми независимо от длины подводок.

В проточных системах отопления при одностороннем присоединении $\alpha = 1$, а при двустороннем — 0,5.

Коэффициенты затекания для однотрубных систем с осевыми замыкающими участками можно брать по табл. 38, а для систем со смещенными замыкающими участками — по табл. 39. Часто величину коэффициента α находят с помощью номограмм.

Для определения коэффициентов затекания воды в приборы надо предварительно определить диаметры стояков и подводок. В проточных системах при одностороннем присоединении приборов диаметр подводки $d_{\text{подв}}$ принимают равным диаметру стояка $d_{\text{ст}}$, а при двустороннем — $d_{\text{подв}}$ берут на один сортамент меньше $d_{\text{ст}}$. В системах с замыкающими участками с целью увеличения коэффициента затекания диаметр труб этих участков $d_{\text{з.у}}$ принимают на один сортамент меньше $d_{\text{ст}}$, $d_{\text{подв}}$ может быть принят равным $d_{\text{ст}}$ или на сортамент меньше.

Таблица 38. **Коэффициенты затекания воды α в приборы однотрубных систем отопления с осевыми замыкающими участками**

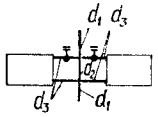
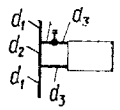
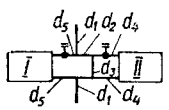
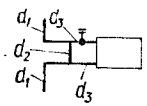
Эскиз радиаторного узла	Условный диаметр труб, *мм*			Значение α при скорости воды в стояке, *м/сек*			
	d_1	d_2	d_3	0,1	0,2	0,3	0,4
	32	25	20	0,2	0,14	0,12	0,12
	25	20	20	0,35	0,23	0,19	0,18
	20	15	20	—	0,32	0,27	0,27
	15	15	20	—	0,36	0,28	0,24
	25	20	20	0,45	0,3	0,26	0,25
	20	15	20	0,6	0,45	0,42	0,42
	15	15	20	0,6	0,45	0,42	0,42

Таблица 39. **Коэффициенты затекания воды α в приборы однотрубных систем отопления со смещенными замыкающими участками**

Эскиз радиаторного узла	Условный диаметр труб, *мм*					Значение α при скорости воды в стояке, *м/сек*							
						0,1		0,2		0,3		0,4	
	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	I	II	I	II	I	II	I	II
	32	32	25	20	20	0,29	0,26	0,26	0,23	0,25	0,21	0,24	0,2
	25	25	20	20	20	0,42	0,28	0,38	0,25	0,35	0,24	0,35	0,23
	20	20	15	20	20	0,53	0,31	0,49	0,3	0,46	0,29	0,45	0,24
	25	25	20	15	15	0,23	0,21	0,21	0,18	0,2	0,17	0,2	0,18
	20	20	15	15	15	0,42	0,26	0,38	0,26	0,36	0,25	0,35	0,26
	15	15	15	15	15	0,52	0,26	0,45	0,25	0,44	0,24	0,42	0,24
	32	25	20	—	—	0,35		0,28		0,26		0,26	
	25	20	20	—	—	0,45		0,34		0,32		0,31	
	20	15	20	—	—	0,65		0,6		0,54		0,52	
	25	20	15	—	—	0,26		0,2		0,18		0,18	
	20	15	15	—	—	0,45		0,42		0,39		0,37	
	15	15	15	—	—	0,52		0,46		0,43		0,43	

Как видно из табл. 38 и табл. 39, возможны и другие сочетания диаметров труб радиаторных узлов.

Определив коэффициент затекания, по формуле (41) находят $\Delta t_{пр}$, по формуле (40) — $t_{ср.пр}$, вычисляют $\Delta t_т$ и по формуле (30) рассчитывают требуемую поверхность нагрева приборов.

Пример 9. Рассчитать нагревательные приборы стояка однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и смещенными замыкающими участками. Тепловые нагрузки приборов указаны на схеме (рис. 27), нагрузка стояка $Q_{ст}=8600$ *ккал/ч*. У приборов установлены краны двойной регулировки. Тип приборов — радиаторы М-140-АО.

Температурный перепад в стояке 100—70°С, температура отапливаемых помещений $t_в=18$°С. Нагревательные приборы устанавливаются у наружных стен открыто, подводки предусмотрены с утками. Диаметры труб стояка и подводок определены в результате гидравлического расчета и равны 20 *мм*, диаметр замыкающих участков — 15 *мм*. Скорость воды в стояке $v_{ст}=0{,}222$ *м/сек*.

Расход воды, проходящий через стояк.

$$G_{ст}=\frac{8600}{100-70}=287\ кг/ч.$$

По табл. 39, интерполируя, находим коэффициент затекания воды α, учитывая диаметры труб радиаторного узла и скорость воды в стояке. Пользуясь найденной величиной $\alpha=0{,}59$, определяем расход воды через приборы

$$G_{пр}=0{,}59\cdot 287=169\ кг/ч.$$

Затем по формуле (38) рассчитываем температуру воды перед каждым прибором, по формуле (41) — температурные перепады в приборах и по формуле (40) — средние температуры теплоносителя в приборах. По температурному напору $\Delta t_т=t_{ср.пр}-t_в$ определяем теплоотдачу 1 *экм* радиаторов (табл. 37, *А*) и по формуле (30) требуемую поверхность нагрева. Поправочные коэффициенты β_1 и β_2 принимаем по прилож. VI, табл. 1 и 2, а поправочный коэффициент a — по табл. 5 того же приложения после определения относительного расхода воды через прибор $\overline{G}$ по формуле (28).

Расчетную поверхность приборов вычисляем по формуле (33) с учетом $F_{тр}$ — расчетной поверхности труб (прилож. VII, табл. 3).

Число секций в приборах $n_{расч}$ и $n_{уст}$ определяем по формулам (36) и (37).

В изложенной последовательности рассчитываем нагревательные приборы.

Прибор I

$$t_{вх}=100°С;\quad \Delta t_{пр}=\frac{1050}{169}=6{,}2°С;$$

$$t_{ср.пр}=100-\frac{6{,}2}{2}=96{,}9°С.$$

При $\Delta t_т=96{,}9-18=78{,}9$°С

$$t_э=564\ ккал/ч\cdot экм;\quad \overline{G}=\frac{564}{17{,}4\cdot 6{,}2}=5{,}2;$$

$$a=1{,}05;\quad \beta_1=1;\quad \beta_2=1;$$

$$F_{треб}=\frac{1050}{1{,}05\cdot 564}1\cdot 1=1{,}77\ экм;$$

$$F_{тр}=0{,}54\ экм;\ F_{расч}=1{,}77-0{,}54=1{,}23\ экм;$$

$$n_{расч}=\frac{1{,}23}{0{,}35}=3{,}51\ шт.;\quad \beta_3=0{,}97;$$

$$n_{уст}=3{,}51\cdot 0{,}97\approx 4\ шт.$$

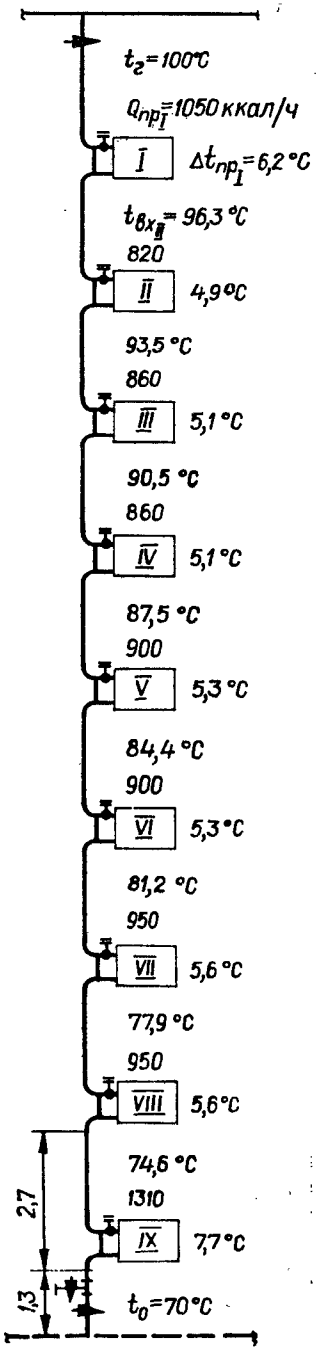


Рис. 27. К примеру расчета 9.

Прибор II

$$t_{вх} = 100 - \frac{1050}{287} = 100 - 3{,}7 = 96{,}3°C; \qquad \Delta t_{пр} = \frac{820}{169} = 4{,}9°C;$$

$$t_{ср.пр} = 96{,}3 - \frac{4{,}9}{2} = 93{,}9°C.$$

При $\Delta t_т = 93{,}9 - 18 = 75{,}9°C$

$q_э = 534$ *ккал/ч·экм*; $\overline{G} = \frac{534}{17{,}4 \cdot 4{,}9} = 6{,}3$; $a = 1{,}06$; $\beta_1 = 1$; $\beta_2 = 1$;

$$F_{треб} = \frac{820}{1{,}06 \cdot 534} = 1{,}45 \text{ } экм; \; F_{тр} = 0{,}54 \text{ } экм; \; F_{расч} = 1{,}45 - 0{,}54 = 0{,}91 \text{ } экм;$$

$$n_{расч} = \frac{0{,}91}{0{,}35} = 2{,}59 \text{ шт.}; \quad \beta_3 = 0{,}96; \quad n_{уст} = 2{,}59 \cdot 0{,}96 \approx 3 \text{ шт.}$$

Расчет остальных приборов стояка производится аналогично. Результаты расчета сведены в табл. 40.

Таблица 40. **Расчетные данные к примеру 9**

№ прибора	$Q_{пр}$, *ккал/ч*	$t_{вх}$, °С	$\Delta t_{пр}$, °С	$t_{ср.пр}$, °С	$\Delta t_т$, °С	$q_э$, *ккал/ч·экм*	$\overline{G}$	a	β_1	β_2	$F_{треб}$, *экм*	$F_{тр}$, *экм*	$F_{расч}$, *экм*	$n_{расч}$, шт.	β_3	$n_{уст}$, шт.
I	1050	100	6,2	96,9	78,9	564	5,2	1,05	1	1	1,77	0,54	1,23	3,51	0,97	4
II	820	96,3	4,9	93,9	75,9	534	6,3	1,06	1	1	1,45	0,54	0,91	2,59	0,96	3
III	860	93,5	5,1	90,9	72,9	509	5,7	1,05	1	1	1,61	0,54	1,07	3,06	0,96	3
IV	860	90,5	5,1	87,9	69,9	479	5,4	1,05	1	1	1,71	0,54	1,17	3,34	0,96	3
V	900	87,5	5,3	84,8	66,8	457	5	1,05	1	1	1,88	0,54	1,34	3,83	0,97	4
VI	900	84,4	5,3	81,7	63,7	429	4,7	1,05	1	1	2	0,54	1,46	4,16	0,97	4
VII	950	81,2	5,6	78,4	60,4	399	4,1	1,04	1	1,02	2,34	0,54	1,8	5,14	0,98	5
VIII	950	77,9	5,6	75,1	57,1	368	3,8	1,04	1	1,03	2,56	0,54	2,02	5,76	0,99	6
IX	1310	74,6	7,7	70,7	52,7	331	2,5	1,03	1	1,04	3,99	0,54	3,45	9,85	1,01	10

§ 18. Особенности расчета нагревательных приборов однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой

Нагревательные приборы этих систем рассчитывают в соответствии с «Указаниями по проектированию и расчету радиаторных однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей» (СН 419-70). Методика расчета, предусмотренная этими нормами, учитывает особенности однотрубных систем с нижней разводкой, а также некоторые новые данные по теплоотдаче нагревательных приборов, полученные экспериментально в последние годы.

Температуру воды на входе в любой прибор определяют по формуле (38). При этом рекомендуется учитывать остывание воды в подающем магистральном трубопроводе. Для определения снижения температуры воды предварительно находят теплопотери изолированных подающих трубопроводов от ввода до расчетного стояка

$$Q_{пот} = q_{тр} l \text{ } ккал/ч, \tag{43}$$

где $Q_{пот}$ — потери тепла подающими трубопроводами, *ккал/ч*;
$q_{тр}$ — теплоотдача 1 *м* изолированных труб, *ккал/ч·м*, определяемая по СН 419-70 [37];
l — протяженность магистрального трубопровода от ввода до расчетного стояка, *м*.

Снижение температуры воды в подающем магистральном трубопроводе $\Delta t_{пот}$ ориентировочно определяют так:

$$\Delta t_{пот} = \frac{Q_{пот}}{G_{ср.маг}} °C, \tag{44}$$

где $G_{ср.маг}$ — усредненный расход воды в подающей магистрали на участках до расчетного стояка, *кг/ч*.

Если величина $\Delta t_{пот}$ составляет меньше 1°С, в технических расчетах остыванием воды в подающем магистральном трубопроводе можно пренебречь.

При расчете приборов стояков с транзитной подъемной частью надо обязательно определять остывание воды в подъемной части стояка, так как температура воды в этом случае снижается на несколько градусов в зависимости от этажности здания. Одновременно при вычислении расчетной поверхности нагрева приборов учитывают полезную теплоотдачу в помещения транзитных участков стояков на всю высоту стояка в пределах этажа (по данным прилож. VII, табл. 1).

Полезную теплоотдачу и остывание воды в трубопроводах, прокладываемых в штробах или замоноличенных в бетонные (железобетонные) стены и перегородки, следует определять по нормативным и справочным материалам для систем панельного отопления [27], [36].

Строительные нормы СН 419-70 рекомендуют при расчете приборов однотрубных систем с нижней разводкой теплоотдачу 1 *экм* чугунных радиаторов определять не в зависимости от температурного напора $\Delta t_т$, а как функцию разности температур воды на входе в прибор и воздуха внутри помещения $t_{вх} - t_в$, а также температурного перепада в приборе $\Delta t_{пр}$. Величины $q_э$ в зависимости от разности $t_{вх} - t_в$, $\Delta t_{пр}$ и схемы питания прибора теплоносителем приведены в табл. 1 прилож. VIII. Эти данные косвенно учитывают зависимость теплоотдачи 1 *экм* от относительного расхода воды через прибор, поэтому при определении требуемой поверхности нагрева приборов с использованием значений $q_э$ по табл. 1 прилож. VIII коэффициент a вводить не нужно.

Следует отметить, что расчеты нагревательных приборов с использованием значений $q_э$ в зависимости от $\Delta t_т$ (табл. 37, *А*) и значений $q_э$ как функции разности температур $t_{вх}-t_в$ и температурного перепада в приборе $\Delta t_{пр}$ (табл. 1 прилож. VIII) дают практически одинаковые результаты.

В проточно-регулируемых системах отопления с трехходовыми кранами всю воду можно пропускать через нагревательные приборы, добиваясь таким образом уменьшения требуемой поверхности нагрева. Однако при температуре горячей воды в системе 105°С пропуск всей воды через первые по ходу движения теплоносителя приборы привел бы к превышению предельно допустимой температуры поверхности приборов 95°С. Чтобы избежать этого, следует ограничить расход воды через первые приборы такой величиной, при которой $t_{вых}$ не превышала бы 95°С. Как показали исследования Б. М. Аше, Е. И. Чечика, Н. Т. Ральчука и других авторов [4], при питании радиаторов водой по схеме «снизу вверх» температура поверхности приборов примерно равна температуре выхода воды из прибора $t_{вых}$.

Следовательно, температурный перепад в первых приборах проточно-регулируемых систем с $t_г=105$°С надо определять так:

$$\Delta t_{пр} = t_{вх} - 95°С. \qquad (45)$$

Величиной $\Delta t_{пр}$ обусловливается и количество воды, циркулирующей через эти приборы. Необходимый расход $G_{пр}$ обеспечивают регулировкой трехходовыми кранами.

При температуре воды на входе в прибор 95°С или близкой к ней независимо от схемы питания нагревательных приборов всю воду $G_{ст}$ пропускают через приборы. В этом случае температурный перепад

$$\Delta t_{пр} = \frac{Q_{пр}}{G_{ст}}. \qquad (46)$$

При расчете нагревательных приборов однотрубных систем с замыкающими участками величину $\Delta t_{пр}$ рекомендуется принимать по табл. 2 прилож. VIII в зависимости от конструкции радиаторного узла, тепловой нагрузки, расхода теплоносителя и схемы питания прибора. Приведенные в этой таблице данные получены в результате расчетов, учитывающих количество воды, затекающей в приборы, при определенном сочетании диаметров труб радиаторных узлов.

Проектируя однотрубные системы отопления с замыкающими участками и нижней разводкой, надо учитывать, что температура горячей воды 100°С является предельной для удовлетворения требования СНиП об ограничении температуры поверхности приборов 95°С.

После определения $\Delta t_{пр}$ дальнейший расчет нагревательных приборов однотрубных систем с нижней разводкой (как проточно-регулируемых, так и с замыкающими участками) производят так же, как и для систем с верхней разводкой.

Количество секций $n_{уст}$, которое надо установить в помещении, можно принять по табл. 3 прилож. VIII, причем по величине расчетной поверхности прибора $F_{расч}$ надо принимать ближайшее большее число секций.

Пример 10. Рассчитать нагревательные приборы (радиаторы М-140-АО) проточно-регулируемого стояка (с перемычкой) одиотрубной системы с нижней разводкой. Суммарная тепловая нагрузка стояка $Q_{ст}=18130$ *ккал/ч*, нагрузки отдельных приборов показаны на схеме (рис. 28).

Глубина ниш для нагревательных приборов 13 *см*, подводки к приборам прямые; диаметры труб стояка и радиаторных узлов 20 *мм*; диаметр перемычки 15 *мм*; диаметр подающей магистрали $d_у=70$ *мм*; расстояние от ввода до расчетного стояка — 30 *м*; расход воды на расчетных участках до рассматриваемого стояка $G_1=5000$ *кг/ч*; $G_2=4500$ *кг/ч*; $G_3=4000$ *кг/ч*; $G_4=3500$ *кг/ч*; $G_5=3000$ *кг/ч*.

Температурный перепад в системе 105—70°С, температура отапливаемых помещений 18°С.

Вычисляем усредненный расход теплоносителя на участках подающей магистрали до расчетного стояка

$$G_{ср.маг} = \frac{5000+4500+4000+3500+3000}{5} = 4000 \text{ кг/ч}.$$

Пользуясь СН 419-70 [37] и формулой (43), находим потери тепла подающим трубопроводом

$$Q_{пот}=76{,}8\cdot 30=2300 \text{ ккал/ч}.$$

По формуле (44) определяем снижение температуры воды в подающей магистрали

$$\Delta t_{пот} = \frac{2300}{4000} = 0{,}58°С.$$

Ввиду того, что $\Delta t_{пот}<1$°С, в дальнейших расчетах снижение температуры воды $t_г$ не учитываем.

Расход воды в стояке (в нижней его части, до перемычки)

$$G_{ст} = \frac{18130}{35} = 518 \text{ кг/ч}.$$

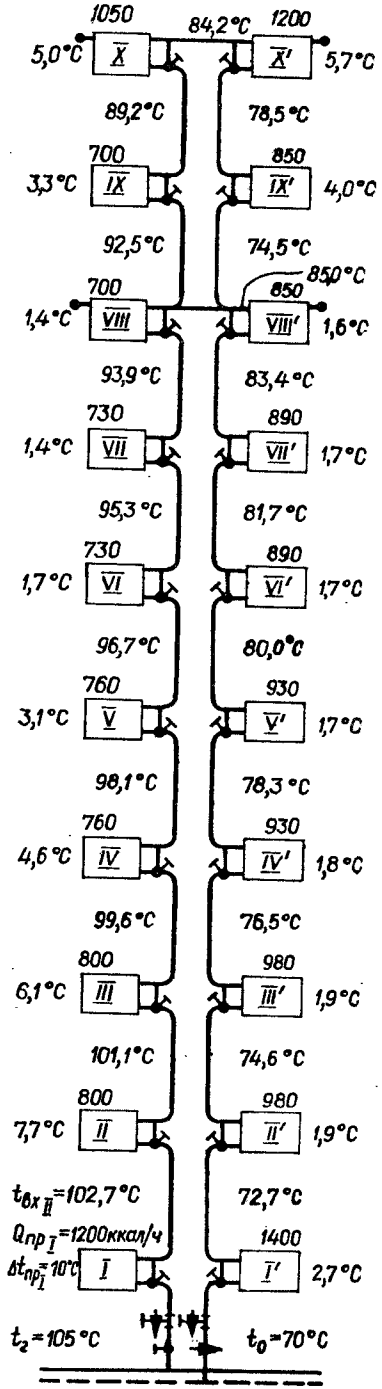


Рис. 28. К примеру расчета 10.

Расход воды через перемычку $G_{пер}=307$ *кг/ч*; через участок стояка выше перемычки $G'_{ст}=211$ *кг/ч* (методика определения расходов $G_{пер}$ и $G'_{ст}$ приведена в примере 21).

Рассчитываем температуры теплоносителя на входе во все нагревательные приборы (данные расчета заносим в табл. 41).

Приборы I—IX и VII′—I′:

$$t_{вх}=105-\frac{\sum Q_{пр}}{518}.$$

Например, температура воды на входе в прибор III

$$t_{вхIII}=105-\frac{1200+800}{518}=101{,}1°C;$$

Приборы X и X′—IX′:

$$t_{вх}=t_{вхIX}-\frac{\sum Q_{пр}}{211}.$$

Например, $t_{вх}$ в прибор X:

$$t_{вхX}=92{,}5-\frac{700}{211}=89{,}2°C;$$

Прибор VIII′ (как температуру смеси воды из верхней части стояка и воды из перемычки)

$$t_{вхVIII'}=\frac{74{,}5\cdot 211+92{,}5\cdot 307}{518}=85°C.$$

Определяем температурные перепады:

Приборы I—VI — по формуле (45).

Например, для прибора I

$$\Delta t_{пр}=105-95=10°C;$$

для прибора III

$$\Delta t_{пр}=101{,}1-95=6{,}1°C;$$

Приборы VII—X и X′—I′ — по формуле (46).

Например, для прибора VII

$$\Delta t_{пр}=\frac{730}{518}=1{,}4°C;$$

для прибора X

$$\Delta t_{пр}=\frac{1050}{211}=5°C.$$

Находим требуемую поверхность нагрева приборов $F_{треб}$ по формуле (30) с использованием коэффициентов β_1 и β_2 по табл. 1 и 2 прилож. VI и теплоотдачи 1 *экм* радиаторов $q_э$ по табл. 1 прилож. VIII.

Далее по формуле (33) вычисляем расчетную поверхность нагрева радиаторов $F_{расч}$ с учетом полезной теплоотдачи открыто проложенных труб (прилож. VII, табл. 3).

По найденной величине $F_{расч}$, пользуясь табл. 3 прилож. VIII, определяем принимаемое к установке количество секций в приборе $n_{уст}$.

В этой последовательности рассчитываем нагревательные приборы.

Прибор I

$$t_{вх}=105°C;\quad \Delta t_{пр}=105-95=10°C;\quad t_{вх}-t_{в}=105-18=87°C;$$

$$q_э=504\ \textit{ккал/ч·экм};\quad F_{треб}=\frac{1200}{504}\cdot 1\cdot 1=2{,}39\ \textit{экм};\quad F_{расч}=2{,}39-0{,}5=$$

$$=1{,}89\ \textit{экм};\quad n_{уст}=6\ \text{шт.}$$

Прибор VIII

$$t_{вх}=105-\frac{1200+800+800+760+760+730+730}{518}=93{,}9°C;$$

$$t_{вх}-t_{в}=93{,}9-18=75{,}9°C;\quad \Delta t_{пр}=\frac{700}{518}=1{,}4°C;\quad q_э=482\ \textit{ккал/ч·экм};$$

$$F_{треб}=\frac{700}{482}\cdot 1\cdot 1=1{,}45\ \textit{экм};\quad F_{расч}=1{,}45-0{,}6=0{,}85\ \textit{экм};\quad n_{уст}=3\ \text{шт.}$$

Остальные приборы рассчитывают аналогично. Результаты расчета сведены в табл. 41.

Таблица 41. **Расчетные данные к примеру 10**

№ прибора	$Q_{ор}$, *ккал/ч*	$t_{вх}$, °C	$\Delta t_{пр}$, °C	$t_{вх}-t_{в}$, °C	$q_э$, $\frac{ккал}{ч\cdot экм}$	β_1	β_2	$F_{треб}$, *экм*	$F_{тр}$, *экм*	$F_{расч}$, *экм*	$n_{уст}$, шт.
I	1200	105	10	87	504	1	1	2,39	0,5	1,89	6
II	800	102,7	7,7	84,7	506	1	1	1,58	0,5	1,08	3
III	800	101,1	6,1	83,1	506	1	1	1,58	0,5	1,08	3
IV	760	99,6	4,6	81,6	510	1	1	1,49	0,5	0,99	3
V	760	98,1	3,1	80,1	507	1	1	1,5	0,5	1	3
VI	730	96,7	1,7	78,7	501	1	1	1,46	0,5	0,96	3
VII	730	95,3	1,4	77,3	492	1	1	1,47	0,5	0,97	3
VIII	700	93,9	1,4	75,9	482	1	1	1,47	0,6	0,85	3
IX	700	92,5	3,3	74,5	463	1	1	1,51	0,5	1,01	3
X	1050	89,2	5	71,2	419	1	1	2,51	0,17	2,34	7
X′	1200	84,2	5,7	66,2	447	1	1	2,68	0,14	2,54	7
IX′	850	78,5	4	60,5	406	1	1	2,09	0,43	1,66	5
VIII′	850	85	1,6	67	479	1	1,02	1,82	0,51	1,31	4
VII′	890	83,4	1,7	65,4	465	1	1,02	1,95	0,43	1,52	4
VI′	890	81,7	1,7	63,7	447	1	1,03	2,05	0,43	1,62	5
V′	930	80	1,7	62	431	1	1,03	2,22	0,43	1,79	5
IV′	930	78,3	1,8	60,3	416	1	1,03	2,3	0,43	1,87	6
III′	980	76,5	1,9	58,5	398	1	1,04	2,56	0,43	2,13	6
II′	980	74,6	1,9	56,6	380	1	1,04	2,68	0,43	2,25	7
I′	1400	72,7	2,7	54,7	361	1	1,04	4,03	0,43	3,6	11

§ 19. Расчет стальных штампованных радиаторов панельиого типа

Особенностью расчета панельных радиаторов является то, что требуемая теплоотдача в помещение обеспечивается установкой прибора определенного типоразмера, а не набором стандартных элементов как при расчете секционных радиаторов. В связи с этим нормами допускается расхождение между теплопотерями отапливаемых помещений и теплоотдачей размещенных в них поверхностей нагрева в пределах от —4 до +20% [38].

Стальные панельные радиаторы можно применять в любых системах водяного отопления, однако, как правило, рекомендуется применять их в проточно-регулируемых системах с трехходовыми кранами. При отсутствии трехходовых кранов следует предусматривать однотрубные стояки со смещенными замыкающими участками и кранами двойной регулировки перед приборами.

Здесь приводится методика расчета стальных радиаторов змеевикового типа в проточно-регулируемых системах. Основные ее положения применимы и для расчета стальных радиаторов в системах с замыкающими участками. Коэффициенты затекания α в этом случае надо принимать по [38]. По этой же методике можно рассчитывать стальные панели типа МЗ и листотрубные радиаторы.

Расчет начинают с определения по формуле (39) расхода воды через стояк $G_{ст}$. (Напомним, что в проточно-регулируемых системах отопления $G_{пр}=G_{ст}$).

Затем по формуле (38) вычисляют $t_{вх}$, по формуле (41) $\Delta t_{пр}$, по формуле (40) $t_{ср.пр}$, после чего подсчитывают температурный напор $\Delta t_т$.

По РСН-233-71 [38] определяют теплоотдачу 1 *м* открыто проложенных вертикальных и горизонтальных труб ($q_{верт}$ и $q_{гор}$) в зависимости от разности температур теплоносителя на входе в этажестояк $t_{нач}$ и воздуха помещения $t_в$ ($t_{нач}$ принимают равной температуре воды на входе в прибор данного этажа $t_{вх}$).

Теплоотдача всех труб этажестояка

$$Q_{тр} = q_{верт} l_{ст} + q_{гор} l_{подв} \ ккал/ч, \qquad (47)$$

где $l_{ст}$ — высота стояка, *м*;

$l_{подв}$ — суммарная длина обеих подводок к прибору, *м*.

Требуемая теплоотдача радиатора

$$Q'_{рад} = Q_{пр} - Q_{тр} \ ккал/ч. \qquad (48)$$

По табл. 4 прилож. VIII подбирают типоразмер радиатора при расходе $G_{пр}$ и вычисленном температурном напоре $\Delta t_т$ и находят фактическую теплоотдачу радиатора $Q_{рад}$.

Общая полезная теплоотдача этажестояка с радиатором

$$Q_{общ} = Q_{рад} + Q_{тр} \ ккал/ч. \qquad (49)$$

Невязка между теплопотерями помещения и общей полезной теплоотдачей установленных поверхностей нагрева равна

$$\frac{Q_{общ} - Q_{пр}}{Q_{пр}} 100\%. \qquad (50)$$

При превышении предельно допустимых величин невязки надо подобрать иной типоразмер прибора.

В заключение определяют температуру теплоносителя на выходе из прибора

$$t_{вых} = t_{вх} - \frac{Q_{общ}}{G_{ст}}. \qquad (51)$$

Полученная температура является одновременно температурой воды на входе в следующий этажестояк и нагревательный прибор этого этажа.

Пример 11. Рассчитать нагревательные приборы стояка проточно-регулируемой системы отопления, схема которого с указанием тепловых нагрузок приборов приведена на рис. 29. Тип приборов — стальные панельные радиаторы змеевикового типа.

Суммарная тепловая нагрузка стояка $Q_{ст}$ = =8600 *ккал/ч*. Температурный перепад в стояке 95—70°С. Температура отапливаемых помещений $t_в$=18°С.

Высота этажа от чистого пола до потолка — 2,7 *м*. Диаметры стояка, обводных участков и подводок 20 *мм*, длина труб подводок 0,4·2=0,8 *м*.

Расход воды в стояке $G_{ст} = \frac{8600}{95-70} = 344$ *кг/ч*.

Прибор I (однорядный радиатор)

$$t_{вх} = 95°С; \quad \Delta t_{пр} = \frac{1050}{344} = 3°С;$$

$$t_{ср.пр} = 95 - \frac{3}{2} = 93{,}5°С;$$

$$\Delta t_т = 93{,}5 - 18 = 75{,}5°С;$$

$$Q_{тр} = 70{,}5 \cdot 2{,}7 + 88 \cdot 0{,}8 = 260 \ ккал/ч;$$

$$Q'_{рад} = 1050 - 260 = 790 \ ккал/ч.$$

Пользуясь табл. 4 прилож. VIII, принимаем к установке радиатор ЗС-11-4 с фактической теплоотдачей $Q_{рад}$ =750 *ккал/ч*.

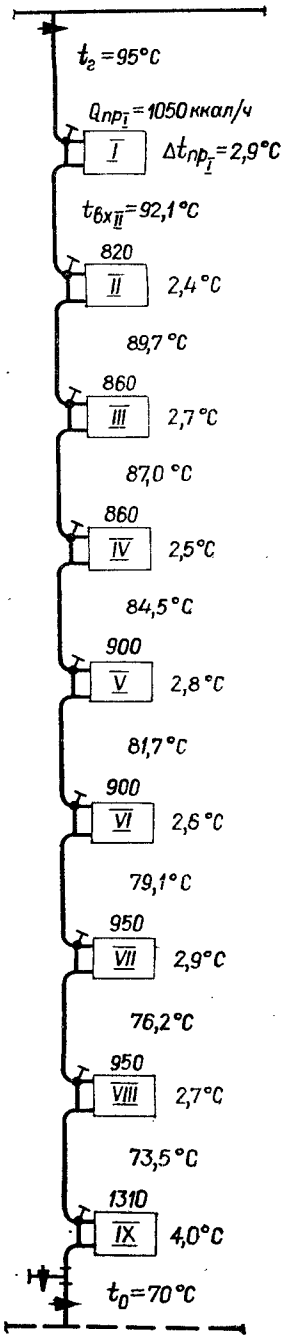


Рис. 29. К примеру расчета 11.

Общая полезная теплоотдача этажестояка с радиатором

$$Q_{общ} = 750 + 260 = 1010 \text{ ккал/ч}.$$

Невязка равна $\frac{1010 - 1050}{1050} 100\% = -3{,}96\%$, т. е. не превышает допустимой величины (—4%).

$$t_{вых} = 95 - \frac{1010}{344} = 95 - 2{,}94 \approx 92{,}1°C.$$

Прибор IX (двухрядный радиатор)

$$t_{вх} = 73{,}5°C; \quad \Delta t_{пр} = \frac{1310}{344} = 3{,}8°C; \quad t_{ср.пр} = 73{,}5 - \frac{3{,}8}{2} = 71{,}6°C;$$

$$\Delta t_т = 71{,}6 - 18 = 53{,}6°C; \quad Q_{тр} = 44{,}5 \cdot 2{,}7 + 57{,}2 \cdot 0{,}8 = 166 \text{ ккал/ч};$$

$$Q'_{рад} = 1310 - 166 = 1144 \text{ ккал/ч}.$$

Поскольку тепловая нагрузка радиатора (1144 *ккал/ч*) более чем на 4% превышает теплоотдачу радиатора ЗС-11-7 ($Q_{рад} = 820$ *ккал/ч*) — прибора самого большого типоразмера из выпускаемых промышленностью, к установке принимаем радиатор в двухрядном исполнении.

Требуемая теплоотдача одного радиатора в двухрядном исполнении

$$Q'_{дв.\ рад} = 1{,}15 \frac{Q'_{рад}}{2} = 1{,}15 \frac{1144}{2} = 658 \text{ ккал/ч}.$$

Расход теплоносителя через каждый прибор

$$G_{пр} = \frac{G_{ст}}{2} = \frac{344}{2} = 172 \text{ кг/ч}.$$

По табл. 4 прилож. VIII подбираем типоразмер одного радиатора с теплоотдачей, близкой к $Q'_{дв.рад}$, при $\Delta t_т = 53{,}6°C$:

ЗС-11-6 ($Q_{рад} = 662$ *ккал/ч*).

Принимаем к установке двухрядный радиатор ЗС-21-6 с фактической теплоотдачей

$$Q_{дв.\ рад} = 2 \cdot 0{,}85 \cdot 662 = 1125 \text{ ккал/ч}.$$

Тогда

$$Q_{общ} = 1125 + 166 = 1391 \text{ ккал/ч}.$$

Невязка $\frac{1391 - 1310}{1310} 100\% = +6{,}2\%$, что не превышает предельно допустимой величины (+20%).

$$t_{вых} = 73{,}5 - \frac{1391}{344} = 73{,}5 - 4 = 69{,}5°C.$$

Данные выполненного расчета сведены в табл. 42.

Таблица 42. Расчетные данные к примеру 11

№ прибора	$Q_{пр}$, *ккал/ч*	$t_{вх}$, °C	$t_{ср.пр}$, °C	$\Delta t_т$, °C	$Q_{тр}$, *ккал/ч*	$Q'_{рад}$, *ккал/ч*	$Q_{рад}$, *ккал/ч*	Тип радиатора	$Q_{общ}$, *ккал/ч*	Невязка, %	$t_{вых}$, °C
I	1050	95	93,5	75,5	260	790	750	ЗС-11-4	1010	—3,96	92,1
II	820	92,1	90,9	72,9	251	569	566	ЗС-11-3	817	—0,4	89,7
III	860	89,7	88,4	70,4	238	622	688	ЗС-11-4	925	+7,6	87
IV	860	87	85,7	67,7	223	637	650	ЗС-11-4	873	+1,5	84,5
V	900	84,5	83,2	65,2	213	687	750	ЗС-11-5	963	+7	81,7
VI	900	81,7	80,4	62,4	201	699	710	ЗС-11-5	911	+1,2	79,1
VII	950	79,1	77,7	59,7	191	759	792	ЗС-11-6	983	+2,9	76,2
VIII	950	76,2	74,8	56,8	178	772	748	ЗС-11-6	926	—2,6	73,5
IX	1310	73,5	71,6	53,6	166	1144	1125	ЗС-21-6	1391	+6,2	69,5

§ 20. Расчет конвекторов

При расчете конвекторов сначала ориентировочно выбирают типоразмер прибора, исходя из требуемой теплоотдачи и размеров места для установки конвектора.

Затем определяют температурный напор $\Delta t_т$. Для конвекторов «Комфорт» Н-4÷Н-12, «Аккорд-1» и плинтусных конвекторов ЛТ-10 $\Delta t_т$ вычисляют как обычно:

$$\Delta t_т = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} - t_в.$$

Для конвекторов «Комфорт» Н-1÷Н-3 и Н-13÷Н-15, имеющих два ряда труб по ходу воздуха, температурный напор составляет:

при подаче теплоносителя по схеме «сверху вниз»

$$\Delta t_т = \frac{0{,}71(t_{вх} - t_в) + 0{,}31(t_{вых} - t_в)}{1{,}02}; \qquad (52)$$

при подаче теплоносителя по схеме «снизу вверх»

$$\Delta t_т = \frac{0{,}31(t_{вх} - t_в) + 0{,}71(t_{вых} - t_в)}{1{,}02}. \qquad (53)$$

В том случае, если $\Delta t_т \neq 64{,}5°C$ и $G_{пр} \neq 300$ *кг/ч*, надо пересчитать значения теплоотдачи конвекторов, указанные в табл. 32, 33 и 34, по формуле

$$Q_{факт} = Q_0 \varphi_1 \varphi_2 \text{ ккал/ч}, \qquad (54)$$

где $Q_{факт}$ — фактическая теплоотдача конвектора, *ккал/ч*;

Q_0 — теплоотдача прибора при $\Delta t_т = 64{,}5°C$ и $G_{пр} = 300$ *кг/ч*;

φ_1 — коэффициент, учитывающий изменение температурного напора (табл. 43);

φ_2 — коэффициент, учитывающий изменение расхода (табл. 44).

Таблица 43. **Коэффициент φ_1, учитывающий изменение теплоотдачи конвекторов в зависимости от температуриого иапора**

Тип конвектора	Температурный иапор $\Delta t_т$, °С									
	45	50	55	60	64,5	70	75	80	85	90
«Комфорт»	0,62	0,71	0,81	0,91	1	1,12	1,23	1,34	1,46	1,59
ЛТ-10	0,63	0,72	0,82	0,92	1	1,12	1,22	1,32	1,43	1,55
«Аккорд-1»	0,65	0,73	0,83	0,92	1	1,09	1,19	1,28	1,38	1,48

Таблица 44. **Коэффициент φ_2, учитывающий изменение теплоотдачи конвекторов в зависимости от расхода теплоносителя**

Тип конвектора	Расход теплоносителя $G_{пр}$, *кг/ч*						
	30	60	90	120	150	200	300
«Комфорт» при шаге пластин, *мм*:							
s=5	0,75	0,85	0,9	0,93	0,95	0,98	1
s=7,5	0,84	0,88	0,92	0,94	0,96	0,98	1
s=10	0,9	0,92	0,94	0,96	0,97	0,99	1
ЛТ-10	0,88	0,92	0,94	0,96	0,97	0,98	1
«Аккорд-1»	0,78	0,85	0,9	0,93	0,95	0,97	1

Конвекторы «Аккорд-1» можно устанавливать в два ряда по высоте, а конвекторы ЛТ-10 — в два, три и четыре ряда. В этом случае на теплоотдачу приборов вводится еще одна поправка φ_3 (табл. 45), и формула (54) приобретает вид

$$Q_{факт} = Q_0\varphi_1\varphi_2\varphi_3 \quad ккал/ч. \qquad (55)$$

Таблица 45. **Коэффициеит φ_3, учитывающий число рядов конвекторов по высоте**

Ряды по высоте	Тип конвектора	
	«Аккорд-1»	ЛТ-10
Два	0,92	0,92
Три	—	0,87
Четыре	—	0,83

Примечания: 1. Конвекторы устанавливают так, чтобы расстояние между осями каналов для теплоиосителя равнялось 200 *мм*.

2. При установке коивекторов ЛТ-10 в два ряда по высоте без зазора между секциями (при расстоянии между осями каналов 140 *мм*) φ_3=0,87.

Требуемую поверхность нагрева конвектора определяют по формуле

$$F_{треб} = \frac{Q_{пр}\beta_2}{435\varphi_1\varphi_2\varphi_3} \quad экм. \qquad (56)$$

Количество конвекторов вычисляют так:

$$n = \frac{F_{треб} - F_{тр}}{f_{конв}} \text{ шт.}, \qquad (57)$$

где $F_{тр}$ — расчетная поверхность нагрева труб этажестояка (табл. 3 прилож. VII);

$f_{конв}$ — поверхность нагрева одного конвектора, *экм* (табл. 32, 33, 34).

При округлении принимаемого количества конвекторов до целого числа расчетную поверхность нагрева приборов можно уменьшать не более чем на 10%.

Пример 12. Для условий примера 9 (см. рис. 27) рассчитать нагревательный прибор VII ($Q_{пр}$=950 *ккал/ч*; $G_{пр}$=169 *кг/ч*; $t_{вх}$=81,2°С; $t_{вых}$=75,6°С; $t_в$=18°С). Тип прибора — конвектор «Комфорт».

I вариант решения. Исходя из требуемой теплоотдачи и учитывая, что часть теплопотерь помещения будет компенсирована выделением тепла от открыто проложенных труб, по табл. 32 ориентировочно выбираем островной конвектор Н-10 (Q_0=820 *ккал/ч*; $f_{конв}$=1,9 *экм*).

Рассчитываем прибор по изложенной методике:

$$\Delta t_т = \frac{81,2 + 75,6}{2} - 18 = 60,4°С; \quad \varphi_1 = 0,92 \text{ (табл. 43)}; \quad \varphi_2 = 0,98 \text{ (табл. 44)};$$

$$\beta_2 = 1,02 \text{ (табл. 40)}; \quad F_{треб} = \frac{950 \cdot 1,02}{435 \cdot 0,92 \cdot 0,98} = 2,47 \text{ экм}; \quad F_{тр} = 0,54 \text{ экм} \text{ (из}$$

примера 9); $n = \frac{2,47 - 0,54}{1,9} = 1,02$ шт.

Принимаем к установке коивектор «Комфорт» Н-10.

Невязка $\frac{(1,9 + 0,54) - 2,47}{2,47} 100 = -1,2\%$, что меньше допускаемой величиины (—10%).

II вариант решения. Ориентировочно выбираем иастенный конвектор «Комфорт» Н-3 (Q_0=775 *ккал/ч*; $f_{конв}$=1,78 *экм*).

Температурный напор определяем по формуле (52)

$$\Delta t_т = \frac{0,71(81,2 - 18) + 0,31(75,6 - 18)}{1,02} = 63,6°С; \quad \varphi_1 = 0,98; \quad \varphi_2 = 0,97;$$

$$\beta_2 = 1,02; \quad F_{треб} = \frac{950 \cdot 1,02}{435 \cdot 0,98 \cdot 0,97} = 2,35 \text{ экм}; \quad n = \frac{2,35 - 0,54}{1,78} = 1,02 \text{ шт.}$$

Принимаем к установке конвектор «Комфорт» Н-3.

Невязка $\frac{(1,78 + 0,54) - 2,35}{2,35} 100 = -1,3\%$.

Оба варианта по теплоотдаче практически равнозначны, однако установка настенного конвектора Н-3 более экономична: его масса 10,1 *кг*, тогда как масса конвектора Н-10 — 13,2 *кг*.

Пример 13. Для тех же условий, что и в примере 12, рассчитать чугунный плинтусный конвектор ЛТ-10. Установка прибора — двухрядная (расстояние между осями каналов 200 *мм*).

$$\varphi_1 = 0,93; \quad \varphi_2 = 0,97; \quad \varphi_3 = 0,92 \text{ (табл. 45)}; \quad \beta_2 = 1,02; \quad F_{треб} =$$

$$= \frac{950 \cdot 1,02}{435 \cdot 0,93 \cdot 0,97 \cdot 0,92} = 2,69 \text{ экм}; \quad f_{конв} = 0,53 \text{ экм} \quad (l = 601 \text{ мм});$$

$$n = \frac{2,69 - 0,54}{0,53} = 4,06 \text{ шт.}$$

Принимаем прибор, состоящий из четырех секций конвекторов плинтусного типа ЛТ-10 (в двухрядной установке).

Невязка $\frac{(0{,}53 \cdot 4 + 0{,}54) - 2{,}69}{2{,}69} 100 = -1{,}1\%$.

Пример 14. Для тех же условий, что и в предыдущем примере, рассчитать отопительный прибор «Аккорд-1». Установка прибора — двухрядная.

$\varphi_1 = 0{,}93$; $\varphi_2 = 0{,}96$; $\varphi_3 = 0{,}92$; $\beta_2 = 1{,}02$; $F_{\text{треб}} = \frac{950 \cdot 1{,}02}{435 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}92} =$

$= 2{,}72$ *экм*; $f_{\text{конв}} = 1{,}2$ *экм* (прибор А24); $n = \frac{2{,}72 - 0{,}54}{1{,}2} = 1{,}81$ шт.

Принимаем к установке прибор 2А24.

Невязка $\frac{(2 \cdot 1{,}2 + 0{,}54) - 2{,}72}{2{,}72} 100 = +8{,}1\%$.

§ 21. Расчет нагревательных приборов из ребристых и гладких труб

Температурный напор, требуемую и расчетную поверхность нагрева приборов из ребристых и гладких труб определяют по обычным формулам.

Для вычисления поверхности нагрева открыто проложенных труб $F_{\text{тр}}$ используют данные табл. 1 прилож. VII, причем теплоотдающую поверхность обратной подводки принимают как для трубопровода, проложенного у пола, а длину калачей обычно не учитывают.

Требуемое для установки количество ребристых труб определяют по формуле

$$n = \frac{F_{\text{расч}}}{f_{\text{р.тр}}} \text{ шт.}, \qquad (58)$$

где $f_{\text{р.тр}}$ — расчетная поверхность нагрева одной ребристой трубы, *экм* (табл. 46).

При округлении количества труб до целого числа величину $F_{\text{расч}}$ можно уменьшать не более чем на 10%.

Количество ребристых труб может быть определено также по табл. 5 прилож. VIII, в которой расчетная поверхность увеличена на 10%. Поэтому количество труб при пользовании этой таблицей надо принимать по величине $F_{\text{расч}}$, ближайшей большей по отношению к полученной по расчету.

Общую длину гладких труб в регистре вычисляют по формуле

$$l_{\text{общ}} = \frac{F_{\text{расч}}}{f_{\text{гл.тр}}} \text{ м}, \qquad (59)$$

где $f_{\text{гл.тр}}$ — расчетная поверхность нагрева 1 *м* гладкой трубы, *экм* (табл. 47).

Таблица 46. **Расчетная поверхность нагрева одной ребристой трубы, *экм*, в зависимости от числа рядов труб** (по данным НИИСантехники МПСМ СССР)

Число рядов труб по вертикали	Длина трубы, *м*		
	1	2	3
Один	1,38	2,07	2,76
Два	1,29	1,94	2,58
Три	1,065	1,6	2,13

Таблица 47. **Расчетная поверхность нагрева 1 *м* гладкой трубы регистра, *экм*, в зависимости от числа рядов труб**

Число рядов труб по вертикали	Диаметр трубы, *мм*				
	40	50	70	80	100
Один	0,244	0,304	0,384	0,45	0,58
Два и более	0,195	0,243	0,306	0,358	0,462

Длину регистра находят так:

$$l_{\text{рег}} = \frac{l_{\text{общ}}}{n_{\text{р}}} \text{ м}, \qquad (60)$$

где $n_{\text{р}}$ — количество рядов труб в регистре.

Пример 15. Определить поверхность нагрева ребристых труб в паровой системе отопления (давление пара $p = 1{,}5$ *кгс/см*^{2}). Температура отапливаемых помещений 16°С. Схема установки приборов, диаметры и длины труб, а также тепловые нагрузки даны на рис. 30. Ребристые трубы должны быть установлены открыто у стен.

Прибор I (левый)

По табл. 37, *Б* находим, что при $p = 1{,}5$ *кгс/см*^{2} $q_{\text{э}} = 677$ *ккал/ч·экм*.

По формуле (31) $F_{\text{треб}} = \frac{1500}{677} 1 = 2{,}22$ *экм*.

По табл. 1 прилож. VII $F_{\text{то}} = 0{,}12 \cdot 0{,}6 + 0{,}08 \cdot 1{,}6 + 0{,}1 \cdot 3 \cdot 2 = 0{,}8$ *экм*.

Следовательно, $F_{\text{расч}} = 2{,}22 - 0{,}8 = 1{,}42$ *экм*.

По табл. 5 прилож. VIII определяем, что рассчитываемый нагревательный прибор состоит из одной ребристой трубы $l = 1$ *м*.

Прибор II (правый) рассчитываем аналогично.

$F_{\text{треб}} = \frac{2100}{677} 1 = 3{,}1$ *экм*;

$F_{\text{тр}} = 0{,}12 \cdot 0{,}4 + 0{,}08 \cdot 1{,}4 = 0{,}16$ *экм*;

$F_{\text{расч}} = 3{,}1 - 0{,}16 = 2{,}94$ *экм*.

К установке принимаем одну ребристую трубу $l = 2$ *м* (или две трубы $l = 1$ *м*, расположенные в один ряд).

Пример 16. Определить поверхность регистров из гладких труб в двухтрубной водяной системе отопления с температурным перепадом 95—70°С. Система насосная с нижней разводкой. Регистры предназначены для открытой установки на 1-м этаже четырехэтажного здания, $t_{\text{в}} = 16$°С.

Схема установки, диаметры и длины труб стояков и подводок, а также тепловые нагрузки проведены на рис. 31.

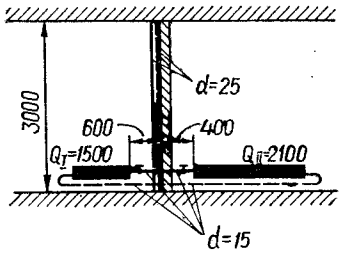


Рис. 30. К примеру расчета 15.

Прибор I

$\Delta t_{\text{т}} = \frac{95 + 70}{2} - 16 = 66{,}5$°С;

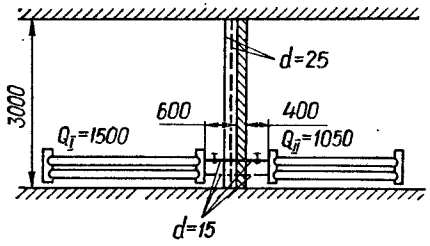


Рис. 31. К примеру расчета 16.

$q_э = 454$ *ккал/ч* (табл. 37, *А*);

$$F_{тр} = 0{,}12 \cdot 0{,}6 + 0{,}08 \cdot 0{,}6 + 0{,}1 \cdot 3 \cdot 2 =$$

$$= 0{,}72 \text{ экм}; \quad F_{расч} = \frac{1500 \cdot 1}{454} - 0{,}72 =$$

$$= 2{,}59 \text{ экм}.$$

Исходя из полученного значения $F_{расч}$ и того, что прибор должен быть компактным, выбираем диаметр гладких труб $d_у = 100$ *мм* и по табл. 47 находим расчетную поверхность нагрева 1 *м* таких труб при двухрядной установке — $f_{гл.тр} = 0{,}462$ *экм*. Тогда

$$l_{общ} = \frac{2{,}59}{0{,}462} = 5{,}6 \text{ м}.$$

Принимаем к установке регистр из двух труб $d_у = 100$ *мм* и $l = 2{,}8$ *м*.

Прибор II

$$F_{тр} = 0{,}12 \cdot 0{,}4 + 0{,}08 \cdot 0{,}4 = 0{,}08 \text{ экм}; \quad F_{расч} = \frac{1050 \cdot 1}{454} - 0{,}08 = 2{,}34 \text{ экм};$$

$$l_{общ} = \frac{2{,}34}{0{,}462} = 4{,}84 \text{ м}.$$

Принимаем регистр из двух гладких труб $d_у = 100$ *мм* и $l = 2{,}4$ *м*.

Глава IV. РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

§ 22. Общие сведения

После изучения особенностей планировочного решения и строительных конструкций проектируемого здания, технологического процесса и режима работы (для промышленных и общественных зданий), а также обоснования принципиальной и конструктивной схем системы центрального отопления (выбора вида и параметров теплоносителя, типа нагревательных приборов и способа их установки, схемы разводящих магистралей и конструкции стояков) выполняют гидравлический расчет трубопроводов.

Задача гидравлического расчета состоит в обоснованном выборе экономичных диаметров труб с учетом принятых перепадов давлений и расходов теплоносителя. При этом должна быть гарантирована подача его во все части системы отопления для обеспечения расчетных тепловых нагрузок нагревательных приборов. Правильный выбор диаметров труб обусловливает экономию металла [1].

Существующие общепринятые методы гидравлических расчетов трубопроводов систем отопления, как правило, очень трудоемки, а точность увязки расходуемых давлений невелика из-за ограниченного сортамента труб. Так, действующими нормами допускаются невязки расходуемых давлений в циркуляционных кольцах водяного отопления в пределах 15—25% и в ветвях паропроводов до 25% [32]. Однако в 1972 г. нормами СН 419-70 по проектированию и расчету однотрубных систем водяного отопления была предусмотрена увязка расходуемых давлений в циркуляционных кольцах с точностью 5—15% [37].

Гидравлические расчеты выполняют в основном при помощи вспомогательных таблиц и номограмм.

При расчетах по таблицам надо подробно записывать промежуточные величины методом последовательных приближений, на что затрачивается много времени. Однако вспомогательные таблицы широко используют в проектной практике, так как они позволяют проверять вычисления по ходу расчета и легко обнаруживать ошибки.

Расчеты при помощи номограмм, выполняемые без записи промежуточных величин, позволяют быстро получать конечные результаты с большей точностью, чем по расчетным таблицам. Тем не менее номограммами пользуются реже, чем расчетными таблицами, поскольку в процессе работы номограммы быстро изнашиваются, а проверка вычислений сводится к повторному расчету.

В последнее время во многих проектных организациях для гидравлических и теплотехнических расчетов систем центрального отопления и вентиляции с успехом используют электронно-вычислительные машины [19], [40]. Применение ЭВМ наиболее целесообразно при проектировании систем отопления зданий массового строительства. Разумеется, работе на ЭВМ должно предшествовать глубокое изучение существующих методов гидравлических расчетов трубопроводов, используемых в проектной практике.

В этой главе рассмотрены методы гидравлического расчета главным образом однотрубных систем водяного отопления с насосной циркуляцией и их модификаций, наиболее распространенных в современных многоэтажных зданиях. Однотрубные и двухтрубные системы водяного отопления с естественной циркуляцией рассмотрены лишь для зданий со встроенными индивидуальными котельными, причем двухтрубные системы водяного и парового отопления представлены в основном для зданий производственного назначения.

§ 23. Гидравлический режим трубопроводов

Гидравлический расчет трубопроводов выполняют по заранее сконструированной схеме, состоящей из отдельных расчетных участков.

Расчетным участком называют отрезок трубопровода одного диаметра с постоянным расходом теплоносителя.

Потери давления на расчетном участке при движении жидкости в круглых трубах находят по общеизвестной формуле гидравлики

$$P = l \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2g} \rho + \sum \xi \frac{v^2}{2g} \rho \ кгс/м^2, \qquad (61)$$

где l — длина трубопровода расчетного участка, *м*;
λ — безразмерный коэффициент трения;
d — внутренний диаметр трубы, *м*;
v — скорость потока, *м/сек*;
$g = 9{,}81$ *м/сек*^{2} — ускорение свободно падающего тела;
$\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на расчетном участке;
ρ — плотность (объемная масса) теплоносителя, *кг/м*^{3}.

Потери давления на расчетном участке складываются из потерь на трение Rl и потерь в местных сопротивлениях Z. Величина R — есть удельная потеря давления на трение, прямо пропорциональная коэффициенту трения λ и динамическому давлению $\frac{v^2}{2g}\rho$ и обратно пропорциональная диаметру трубы d. Таким образом, чем больше расход теплоносителя G и меньше диаметр трубы d, тем больше будут удельные потери R, т. е.

$$R = \frac{\lambda}{d} \frac{v^2}{2g} \rho \ кгс/м^2 \text{ на } 1 \ м. \qquad (62)$$

Потери давления в местных сопротивлениях Z обусловливаются изменением скорости и направления движения потока. Значит, на величину Z оказывают влияние изменение расхода теплоносителя G, а также форма и конструктивные особенности расчетного участка, т. е.

$$Z = \sum \xi \frac{v^2}{2g} \rho \ кгс/м^2, \qquad (63)$$

где $\sum \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (к. м. с.).

Общие потери давления на всех расчетных участках $\sum_1^n$ рассматриваемого трубопровода системы отопления могут быть выражены формулой

$$P = \sum_1^n (Rl + Z) \ кгс/м^2. \qquad (64)$$

Безразмерный коэффициент трения λ — величина переменная, зависящая от относительной шероховатости стенки трубы $\frac{k_э}{d}$ и режима движения потока, характеризуемого критерием Рейнольдса Re, т. е.

$$\lambda = f\left(\frac{k_э}{d}, \ \mathrm{Re}\right), \qquad (65)$$

где $k_э$ — эквивалентная шероховатость — условная линейная величина, характеризующая не только размеры, но и форму выступов на внутренней поверхности стенки трубы (зернистую шероховатость).

Величина $\frac{d}{k_э}$ — есть относительная гладкость стенки, или характеристика трубы [14], [15], [25].

Критерий (или число) Рейнольдса Re зависит от диаметра трубы d, скорости потока v и коэффициента кинематической вязкости среды ν:

$$\mathrm{Re} = \frac{dv}{\nu}. \qquad (66)$$

Этот критерий позволяет судить о режиме движения потока. Опытами установлено, что при значениях $\mathrm{Re} < 2320$ движение потока жидкости в трубах является слоистым (ламинарным). Тогда коэффициент гидравлического трения в ламинарном режиме находят по формуле Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}. \qquad (67)$$

В системах отопления ламинарное движение потока почти не встречается. Например, для воды температурой $t = 80°C$ при диаметре трубы $d = 15$ *мм* скорость ограничивается величиной $v = 0{,}04$ *м/сек* (табл. 48). Поскольку трубопроводы систем отопления в ламинарном режиме практически не работают, все таблицы и номограммы для гидравлических расчетов составлены для турбулентного движения потока.

Критическую скорость перехода ламинарного движения потока в турбулентное определяют из выражения

$$v_{кр} = \frac{2320\nu}{d} \ м/сек. \qquad (68)$$

Из гидравлики известно, что турбулентный режим имеет три области движения потока: гидравлически гладких труб (рис. 32, *а*), переходную область от гладких к шероховатым трубам (рис. 32, *б*) и гидравлически шероховатых труб (рис. 32, *в*).

В области гидравлически гладких труб значение λ зависит только от величины критерия Рейнольдса. Здесь преобладают силы вязкости жидкости. Толщина пограничного слоя δ

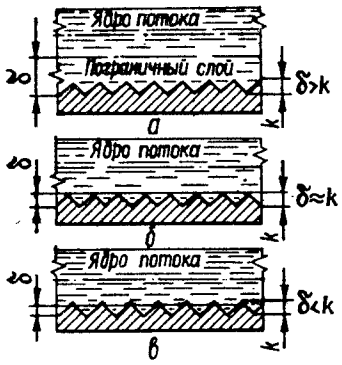


Рис. 32. Области турбулентного режима теплоносителя в отопительных трубопроводах:

а — гладких труб; *б* — переходная область; *в* — шероховатых труб.

больше абсолютной шероховатости (выступов) k стенки трубы, и поэтому ядро потока жидкости в соприкосновение с ними не вступает.

Коэффициент гидравлического трения λ в области гладких труб при $\delta > k$ определяют по опытным данным Г. А. Мурина

$$\lambda = \frac{1{,}01}{(\lg \mathrm{Re})^{2{,}5}}. \qquad (69)$$

В переходной области от гидравлически гладких к шероховатым трубам значение λ зависит от величины критерия Рейнольдса и относительной шероховатости стенки трубы. Здесь толщина пограничного слоя δ и высота выступов k шероховатой стенки трубы примерно совпадают, т. е. $\delta \approx k$.

Значение коэффициента трения λ в переходной области турбулентного режима для труб диаметром 15—200 *мм* определяют по формуле М. И. Киссина и В. М. Зусмановича

$$\lambda = \frac{0{,}343}{\left(\frac{d}{k_э}\right)^{0{,}125} \mathrm{Re}^{0{,}17}}. \qquad (70)$$

На основании исследований, проведенных во Всесоюзном теплотехническом институте им. Ф. Э. Дзержинского (ВТИ), Б. Н. Лобаев [14] установил границы переходной области турбулентного режима (рис. 33): нижняя граница $\mathrm{Re_I} = 11 \frac{d}{k_э}$; верхняя граница $\mathrm{Re_{II}} = 445 \frac{d}{k_э}$.

Коэффициент трения в переходной области турбулентного режима по формуле Б. Н. Лобаева

$$\lambda = \frac{1{,}42}{\left(\lg \mathrm{Re} \frac{d}{k_э}\right)^2}. \qquad (71)$$

В области гидравлически шероховатых труб значение λ зависит только от относительной шероховатости стенок трубы $\frac{k_э}{d}$. Здесь толщина пограничного ламинарного слоя жидкости δ меньше выступов k. Коэффициент трения λ при $\delta < k$ подчиняется квадратичному закону и определяется по формуле Никурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}14 + 2 \lg \frac{d}{k_э}\right)^2}. \qquad (72)$$

Опыты, проведенные Г. А. Муриным, показали, что формула Никурадзе дает несколько завышенное значение λ (до 12%), поскольку Никурадзе проводил исследования при искусственной шероховатости стенок, весьма отличающейся от характера шероховатости обычных стальных труб.

Теоретический анализ полученных результатов показывает, что трубопроводы систем отопления рассчитывают при скоростях потока, работающих главным образом в переходной области турбулентного режима (табл. 48).

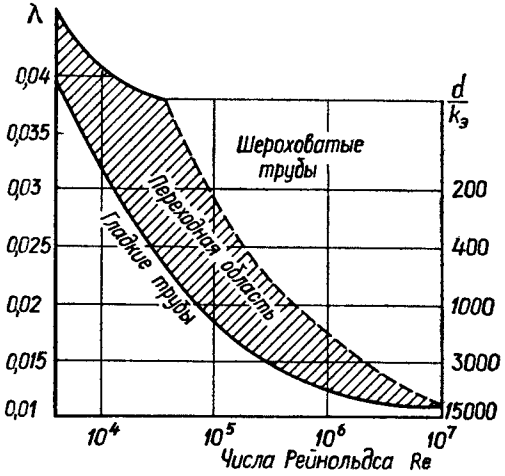


Рис. 33. Зависимость коэффициента трения λ от числа Re для водогазопроводных труб.

Таблица 48. **Критические скорости потока в границах переходной области турбулентного режима по Б. Н. Лобаеву [14], [15]**

Критическая скорость, *м/сек*	Вода t=80°C			Пар P=1 *кгс/см²*		
	Шероховатость стенок трубы $k_э$, *мм*					
	0,1	0,2	0,3	0,1	0,2	0,5
v_I	0,04	0,02	0,008	2,24	1,12	0,45
v_{II}	1,62	0,81	0,325	91	45,5	18

Рекомендуемые предельные скорости теплоносителя регламентируются нормами (табл. 49).

Таблица 49. **Предельные скорости движения теплоносителя v, *м/сек*, в трубопроводах систем отопления** (по СНиП II-Г.7-62)

Диаметр трубопровода, *мм*	Скорость теплоносителя-воды	Скорость теплоносителя-пара давлением на вводе, *кгс/см²*		
		до 0,7		более 0,7
		Движение пара и конденсата		Попутное движение пара и конденсата
		попутное	встречное	
15	0,3	14	10	25
20	0,65	18	12	40
25	0,8	22	14	50
32	1	23	15	55
40	1,5	25	17	60
50	1,5	30	20	70
Более 50	1,5	30	20	80

Примечание. В трубопроводе диаметром от 6 до 15 *мм* предельная скорость теплоносителя-воды — 0,3 *м/сек*. Предельные скорости движения пара в системах с давлением на вводе более 0,7 *кгс/см²* при встречном движении пара и конденсата следует принимать равным 0,7 значений, приведенных для попутного движения.

В системах водяного и парового отопления для устранения опасности гидравлических ударов и обеспечения бесшумности и хорошего отвода воздуха трубопроводы рекомендуется рассчитывать при скоростях воды в пределах 0,2÷0,8 *м/сек*, а пара 2÷45 *м/сек*.

Следует отметить, что на величину коэффициента трения λ большое влияние оказывает *состояние стенок труб*, бывших длительное время в эксплуатации.

Большая утечка воды, отсутствие химической очистки и деаэрации подпиточной воды, периодичность работы трубопроводов способствуют образованию отложений на стенках труб, увеличивающих их шероховатость. Поэтому при составлении расчетных таблиц и номограмм принимают следующие значения $k_э$ для стальных трубопроводов [8]:

Паропроводы насыщенного пара и водяные теплопроводы при незначительных утечках воды (до 0,5%) и деаэрации подпиточной воды	0,2
Паропроводы, работающие периодически (с простоями), и конденсатопроводы с открытой системой возврата конденсата	0,5
Конденсатопроводы, работающие периодически, водяные теплопроводы при отсутствии деаэрации и химической очистки подпиточной воды и при больших утечках воды (до 1,5—3%)	1

На величину коэффициента гидравлического трения λ влияет также *изменение температуры воды*. В практических расчетах систем водяного отопления среднюю температуру воды принимают $t=80°C$, а у высокотемпературной воды — значительно выше. При одинаковых расходах воды с увеличением ее температуры коэффициент трения λ, а значит, и удельные потери на трение R уменьшаются.

Для систем водяного отопления с целью сокращения количества расчетных таблиц и номограмм тепловые нагрузки, а следовательно, и расходы теплоносителя-воды приняты условно при температурном перепаде $\Delta t=1°C$ и теплоемкости воды $c=1$ *ккал/кг·°С*. Таким образом, тепловая нагрузка Q, выраженная в *ккал/ч* и деленная на перепад температур воды в системе отопления Δt, численно равна расходу воды, G *кг/ч*. Отсюда истинная тепловая нагрузка на расчетном участке равна условной, умноженной на температурный перепад, принятый для расчета системы водяного отопления ($\Delta t=t_г-t_о$, °С):

$$\left.\begin{aligned} &Q=Gc\Delta t \text{ ккал/ч}, \\ &\text{откуда} \\ &G=\frac{Q}{\Delta tc} \text{ кг/ч} \quad \text{и} \quad \Delta t=\frac{Q}{Gc}, \text{ °С}. \end{aligned}\right\} \qquad (73)$$

Для паровых систем отопления низкого давления расчетные таблицы и номограммы составлены при плотности пара $\rho''=0{,}633$ *кг/м³* и абсолютном давлении пара $P=1{,}1$ *кг/см²* с тепловыми нагрузками Q, выраженными в *ккал/ч*.

Для систем парового отопления высокого давления тепловые нагрузки в расчетных таблицах и номограммах выражены через расходы пара G, *кг/ч*, при плотности пара $\rho''=1$ *кг/м³*.

Зная тепловую нагрузку Q, *ккал/ч*, и теплоту испарения насыщенного пара при среднем давлении в паропроводе $r_{ср}$, *ккал/кг*, расход пара на расчетном участке определяют так:

$$G=\frac{Q}{r_{ср}} \text{ кг/ч}. \qquad (74)$$

По мере движения пара высокого давления по паропроводу вследствие гидравлических потерь изменяются параметры пара (давление и плотность), что надо учитывать при расчете. Действительные удельные потери трения $R_д$ и действительные скорости пара $v_д$ получают делением табличных значений $R_т$ и $v_т$ на величину плотности насыщенного пара $\rho_{ср}$ при среднем давлении в паропроводе:

$$R_д=\frac{R_т}{\rho_{ср}} \text{ кгс/м}^2 \text{ на 1 м}; \qquad (75)$$

$$v_д=\frac{v_т}{\rho_{ср}} \text{ м/сек}. \qquad (75а)$$

В паровых системах низкого давления при избыточном давлении пара $P>0{,}2$ *кгс/см²* также рекомендуется учитывать изменение его плотности.

В отопительной технике обычно применяют **водопроводные насосы.** В каталогах насосов указывают напор. Давление, развиваемое насосом, есть произведение его напора $H_н$, *м*, на плотность перекачиваемой жидкости ρ, *кг/м³*, т. е. $P_н=H_н\rho$ *кгс/м²*. Так, при напоре $H_н=20$ *м* и температуре воды $t=20°C$ давление насоса будет равно $P_н=20\cdot1000=20000$ *кгс/м²* $=2$ *кгс/см²*, или 20 *м вод. ст.*

В системах водоснабжения при расчете мощности насосов напор $H_н$ принимают равным сумме потерь напора в сети, высоты всасывания и подъема с запасом на свободный излив воды из водоразборной арматуры.

В системах водяного отопления требуется значительно меньшая мощность насосов, чем в водопроводных. Эти насосы должны преодолевать лишь потери давления в замкнутом циркуляционном контуре и обычно не могут поднять воду на всю высоту отапливаемого здания. Циркуляция воды по трубам происходит под воздействием перепада давлений $P_н$, создаваемого насосом, или за счет гравитационных сил.

В паровых системах отопления пар движется по трубам вследствие избыточного давления.

§ 24. Общие принципы гидравлического расчета трубопроводов

Общие принципы и последовательность подготовительных операций и этапов гидравлического расчета трубопроводов систем центрального отопления заключаются в следующем.

На основании технико-экономических соображений и требований норм в зависимости от назначения здания, архитектурно-планировочного решения (размеров, этажности и пр.) выбирают принципиальную схему системы отопления, конструкцию и тип нагревательных приборов, параметры теплоносителя, способы циркуляции воды в системе, размещают разводящие магистрали и стояки и т. д.

После размещения на планах здания нагревательных приборов, стояков и разводящих магистралей конструируют пространственную схему всей системы отопления в целом. Для многоэтажных зданий такую схему выполняют лишь для разводящих магистралей с отростками стояков. Узел управления ТЕЦ или коммуникации встроенной котельной вычерчивают отдельно. Стояки с нагревательными приборами изображают в виде развертки. Конструкция этажестояков должна быть по возможности единообразной и отвечать требованиям индустриализации монтажных работ. Применять для стояков трубы разных диаметров можно лишь при необходимости увязать расходуемые давления в сети.

Для точного учета местных сопротивлений на всех расчетных схемах и развертках стояков должны быть указаны все изгибы труб, запорно-регулирующая арматура, вспомогательные устройства и оборудование.

Расчетные схемы разводящих магистралей и развертки стояков выполняют в масштабе 1 : 100, а коммуникации узлов управления ТЭЦ и встроенных котельных — 1 : 50.

На основании расчета теплопотерь на схемы наносят тепловые нагрузки нагревательных приборов, стояков и всех расчетных участков по отдельным циркуляционным кольцам и ветвям системы отопления.

Каждое циркуляционное кольцо водяного отопления или ветку паропровода разбивают на расчетные участки по ходу движения теплоносителя, начиная от котла, узла управления ТЭЦ или концевого нагревательного прибора. Для каждого расчетного участка надо указать порядковый номер, длину l, *м*, и тепловую нагрузку Q, *ккал/ч*, или расход G, *кг/ч*.

Приняв параметры теплоносителя и располагаемый перепад давлений в системе отопления $P_р$ и пользуясь вспомогательными расчетными таблицами или номограммами, по принятой методике гидравлического расчета находят потери давления на трение Rl и в местных сопротивлениях Z для всех расчетных участков. Затем найденные потери давления суммируют по циркуляционным кольцам и ветвям расчетной схемы трубопроводов в пределах рассматриваемых расчетных участков $1 \div n$.

Полученные результаты должны соответствовать требованиям

норм: невязки в расходуемых давлениях по отдельным кольцам и ветвям системы не должны превышать допустимых значений. Величину запаса или невязки используемых давлений определяют по формуле

$$A = \frac{P_р - \sum_1^n (Rl + Z)}{P_р} 100\%. \qquad (76)$$

При расчете наиболее протяженного и нагруженного кольца или ветви трубопровода следует оставлять запас располагаемого перепада давлений $P_р$ на неучтенные расчетом сопротивления, но не более 10%, или

$$0{,}9P_р \geqslant \sum_1^n (Rl + Z) \ кгс/м^2. \qquad (77)$$

При определении располагаемого перепада давлений в узловых точках (ответвлениях) $P_{р.о}$ для последующего расчета потерь давления в ответвлениях из величины $P_р$ для наиболее протяженного и нагруженного кольца или ветви трубопровода вычитают известные потери давления, найденные ранее на общих, уже рассчитанных участках, а именно

$$P_{р.о} = P_р - \sum_1^n (Rl + Z) \ кгс/м^2. \qquad (78)$$

Гидравлический расчет трубопроводов водяного отопления выполняют с постоянными или переменными перепадами температур теплоносителя в стояках.

В однотрубных системах величины *переменных перепадов температур* в отдельных стояках не должны отличаться от расчетного перепада температур теплоносителя, принятого в системе отопления (в целом), более чем на $\pm 15\%$.

Потери давления в циркуляционных кольцах однотрубных систем водяного отопления, рассчитанных с *постоянными перепадами температур* теплоносителя в стояках, не должны различаться более чем на 15% при тупиковой схеме разводки магистралей и на 5% — при попутной [37].

В двухтрубных системах водяного отопления, рассчитываемых только с *постоянными перепадами температур*, потери давления в циркуляционных кольцах не должны различаться более чем на 15% при попутной схеме разводки магистралей и на 25% — при тупиковой.

§ 25. Методы гидравлического расчета трубопроводов

В отопительной технике применяют различные методы гидравлических расчетов трубопроводов, обеспечивающие разную точность получаемых результатов.

Метод удельной потери давления. Сущность этого метода заключается в том, что по заранее известной величине средней удельной потери давления на трение $R_{ср}$, *кгс/м²* на 1 *м*, для циркуляционного кольца или ветви трубопровода при помощи таблиц или номограмм по принятым тепловым нагрузкам Q, *ккал/ч*, или расходам G, *кг/ч*, выполняют сперва предварительный, а затем окончательный гидравлический расчет.

Выбор диаметров труб обусловливается увязкой расходуемых давлений в больших и малых циркуляционных кольцах — в разводящих магистралях, отдельных ветвях и стояках системы отопления, а также в подводках нагревательных приборов. Действительные невязки используемых давлений на потери трения и местные сопротивления $\sum_{1}^{n}(Rl+Z)$ вычисляют по формуле (76).

Предварительный гидравлический расчет трубопроводов водяного и парового отопления начинают с определения величины средней удельной потери давления $R_{ср}$ для самого протяженного и нагруженного кольца или ветви расчетной схемы по формуле

$$R_{ср} = b\frac{P_р}{\sum l}, \ кгс/м^2 \text{ на } 1 \ м, \qquad (79)$$

где $\sum l$ — общая длина расчетного кольца или ветви трубопровода, *м*;

b — коэффициент, учитывающий долю потери давления на преодоление сопротивления трения от общего располагаемого перепада давлений $P_р$ в системе отопления.

Значение коэффициента b

Системы водяного отопления с насосной циркуляцией воды	0,65
То же, с естественной циркуляцией воды	0,5
Районные теплопроводы при среднем расстоянии до здания около 50 *м*	0,8
То же, около 100 *м*	0,9
Паровые системы низкого давления	0,65
То же, высокого давления внутри здания	0,8
То же, в наружных сетях	0,9
Конденсационные трубопроводы систем отопления	0,8
То же, магистральных наружных сетей	0,9

Расчет выполняют вначале при наименьшем значении $R_{ср}$, т. е. для главного наиболее протяженного и нагруженного кольца или ветви трубопровода, а затем уже рассчитывают другие ответвления, второстепенные ветви и стояки.

Ориентируясь на принятую величину $R_{ср}$ и расчетные тепловые нагрузки Q или расходы теплоносителя G, по табл. III.55, III.64 и III.71 справочника [43] назначают диаметр труб d и находят действительные удельные потери на трение R, а также скорость воды или пара v.

Рекомендуется скорости теплоносителя v по мере его движения по трубам принимать по табл. 48 без резких изменений, не превышая предельно допустимых значений для систем отопления.

Потери давления в местных сопротивлениях Z определяют по сумме коэффициентов местных сопротивлений $\sum\xi$ и скорости теплоносителя v на расчетных участках по табл. III.63 и III.65 справочника [43].

После выяснения предварительной величины невязки расходуемых давлений в рассматриваемых частях системы выполняют окончательный расчет, чтобы величина невязки не превышала допустимых норм.

Величину невязок в рассматриваемом расчетном кольце или ветви трубопровода изменяют увеличением или уменьшением потери давления на отдельных участках расчетной схемы при различных диаметрах труб. Увязывать расходуемые давления рекомендуется изменением диаметров труб наиболее нагруженных участков расчетной схемы трубопровода. Все расчетные величины записывают в бланк (табл. 50).

Таблица 50. **Форма бланка для расчета трубопроводов водяного отопления по методу удельной потери давления**

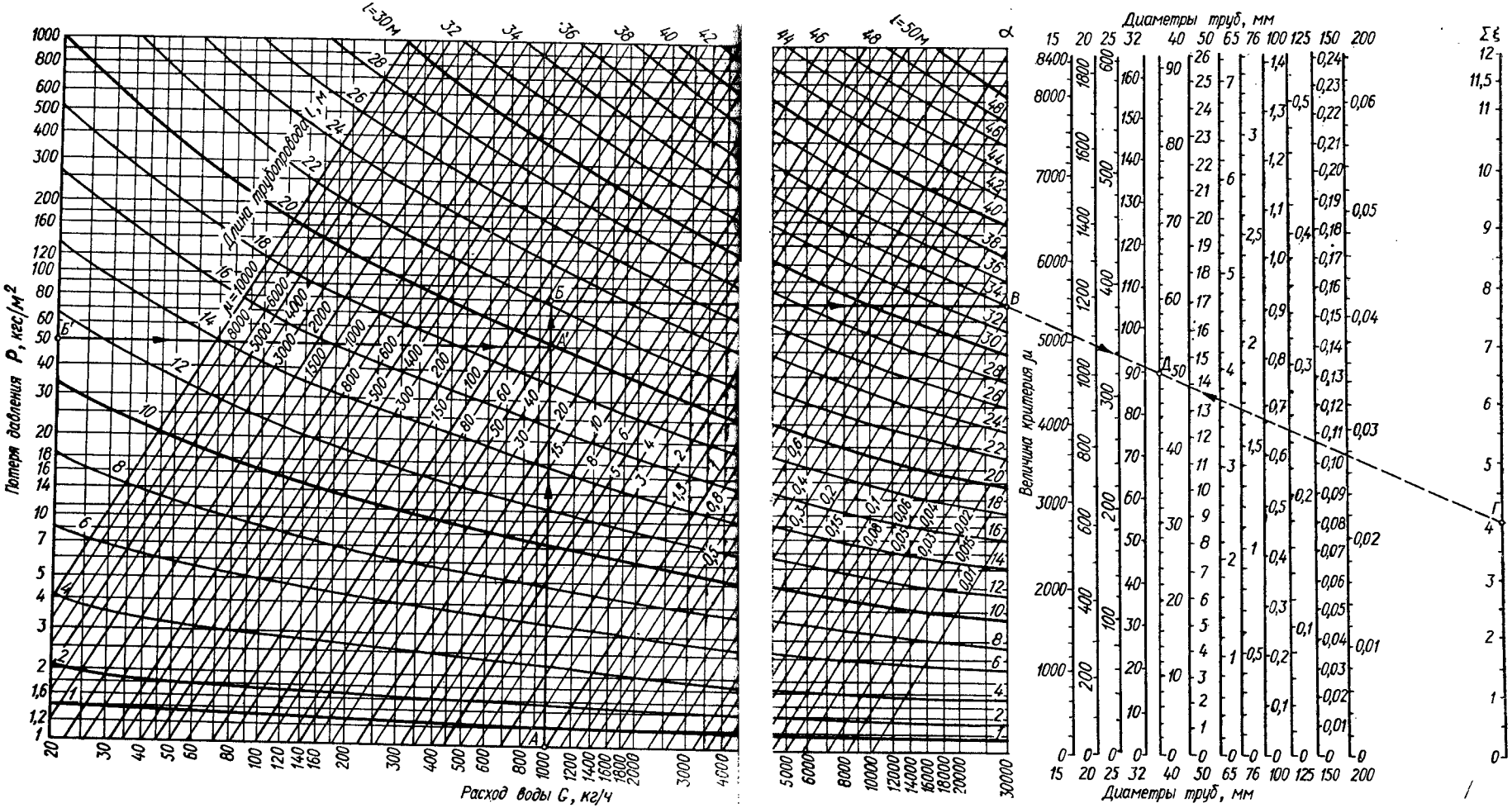
Исходные данные				Результаты расчета													
				предварительного							окончательного						
№ участка	Q, *ккал/ч*	G, *кг/ч*	l, *м*	$d_у$, *мм*	v, *м/сек*	R, *кгс/м²* на 1 *м*	Rl, *кгс/м²*	$\sum\xi$	Z, *кгс/м²*	$Rl+Z$, *кгс/м²*	$d_у$, *мм*	v, *м/сек*	R, *кгс/м²* на 1 *м*	Rl, *кгс/м²*	$\sum\xi$	Z, *кгс/м²*	$Rl+Z$, *кгс/м²*
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18

Метод эквивалентных сопротивлений. Этот метод, разработанный Б. Н. Лобаевым, заключается в том, что при гидравлическом расчете трубопроводов полную величину располагаемого перепада давлений $P_р$ делят на длину главного (наиболее нагруженного и протяженного) циркуляционного кольца или ветви трубопровода рассматриваемой расчетной схемы $\sum l$. В результате находят средний располагаемый перепад давлений на 1 *м* трубопровода, включающий потери на трение и потери в местных сопротивлениях, а именно:

$$R_о = \frac{P_р}{\sum l} \ кгс/м^2 \text{ на } 1 \ м. \qquad (80)$$

Отсюда падение давления на любом расчетном участке длиной l_n будет

$$P_n = R_о l_n \ кгс/м^2. \qquad (81)$$



Номограмма Б. Н. Лобаева для гидравлического расчета трубопроводов водяного отопления по методу эквивалентных сопротивлений.

На основании формул (62) и (63), выразив скорость потока через расход и диаметр трубы, определяют потери давления на расчетном участке

$$P_n = \left(\frac{\lambda l}{d^5} + \frac{\sum\xi}{d^4}\right)\frac{G^2}{2g\left(\frac{\pi}{4}\right)^2\rho} \quad кгс/м^2. \qquad (82)$$

В водяных системах отопления для упрощения расчета плотность воды принята величиной постоянной (при $t=80°C$, $\rho=971{,}8$ *кг/м*³). При расходе воды G, *кг/ч*, и внутреннем диаметре трубы d, *мм*, после соответствующих преобразований потери давления на расчетном участке

$$P_n = 6{,}53\left(\frac{1000\lambda l}{d^5} + \frac{\sum\xi}{d^4}\right)G^2 \quad кгс/м^2. \qquad (83)$$

Если обозначить выражение в скобках через коэффициент μ, называемый *гидравлическим критерием*, формула (83) принимает более простой вид

$$P_n = 6{,}53\,\mu G^2 \quad кгс/м^2. \qquad (84)$$

Гидравлический критерий μ зависит от конструктивных особенностей расчетного участка при данном расходе воды, т. е. от длины

и диаметра трубы, коэффициента трения и суммы коэффициентов местных сопротивлений.

Для расчета трубопроводов водяного отопления по методу эквивалентных сопротивлений предложена весьма простая номограмма (см. с. 92 и 93). На сетчатой части номограммы на оси абсцисс нанесены расходы воды G, *кг/ч*, а по оси ординат, слева, потери давления P *кгс/м²*. На наклонных параллельных прямых помечены значения гидравлического критерия μ. На кривых указаны длины расчетных участков. На этой же номограмме справа находится шкала $1000\lambda=\alpha$. В правой части номограммы расположены вертикальные шкалы (для каждого диаметра трубы) с нанесенными значениями гидравлического критерия μ и шкала значений $\sum\xi$.

Пользоваться номограммой несложно. При заданном расходе воды G на расчетном участке по величине располагаемого перепада давлений P_n легко определить гидравлический критерий μ, затем по известной сумме коэффициентов местных сопротивлений (к. м. с.) на одной из вертикальных шкал находят искомый диаметр трубы d.

Особенность гидравлического расчета по номограмме Б. Н. Лобаева заключается в том, что, зная заранее требуемую величину потери давления на расчетном участке P_n, находят искомый диаметр трубы d, который будет окончательным при известном расходе G и неизменном значении $\sum\xi$, без повторных пересчетов участков трубопровода.

Пример 17. Дано: расход воды $G=1000$ *кг/ч*, потери давления на расчетном участке длиной $l=22$ *м* $P_n=50$ *кгс/м²*, а сумма к. м. с. $\sum\xi=4$. Найти диаметр трубы.

По номограмме на с. 92 и 93, последовательно прикладывая линейку к заданным точкам, находим искомый диаметр трубы. Ход расчета показан на номограмме линиями *А→А'→Б→В* и *В→Д←Г*, откуда получаем значение $\mu=50$, а диаметр трубы $d=40$ *мм* является окончательным.

По этой же номограмме можно решить обратную задачу. Например, для существующей сети при известном диаметре трубы d, гидравлическом критерии μ, сумме к. м. с. $\sum\xi$ и заданном расходе G находим потери давления на расчетном участке P_n.

Порядок записи расчетных величин указан в табл. 71 (пример 30).

Метод динамических давлений. Сущность этого метода, разработанного И. С. Либером, состоит в замене потерь на трение R равновеликими им потерями в местных сопротивлениях $Z_{экв}$

$$Rl=Z_{экв},$$

или на основании формул (62) и (63)

$$l\frac{\lambda}{d}\frac{v^2}{2g}\rho=\xi_{экв}\frac{v^2}{2g}\rho,$$

откуда общая потеря давления на расчетном участке $\sum(Rl+Z)$ определится так:

$$P_n=\left(l\frac{\lambda}{d}+\sum\xi\right)P_д \quad кгс/м^2, \qquad (85)$$

где $\frac{\lambda}{d}$ — приведенный коэффициент трения на 1 *м* трубы данного диаметра (табл. 52);

$P_д$ — динамическое, или скоростное, давление, *кгс/м²*, при данном расходе воды G, *кг/ч* (табл. 51).

Величину

$$l\frac{\lambda}{d}+\sum\xi=\xi_{пр} \qquad (86)$$

называют *приведенным коэффициентом сопротивления* расчетного участка трубопровода. Тогда

$$P_n=\xi_{пр}P_д \quad кгс/м^2. \qquad (87)$$

Форма записи результатов расчетов трубопроводов по методу динамических давлений приведена в табл. 70 (пример 29).

Метод характеристик сопротивления. Суть этого метода, разработанного Е. А. Белинким для расчета трубопроводов водяного отопления, заключается в том, что общая потеря давления на расчетном участке $\sum(Rl+Z)$ при неизменном расходе G и диаметре трубы d может быть представлена в виде

$$P_n=\left(l\frac{\lambda}{d}+\sum\xi\right)\frac{v^2}{2}\frac{\rho}{g} \quad кгс/м^2, \qquad (88)$$

где скорость воды в трубопроводе $v=\dfrac{G}{3600\frac{\pi d^2}{4}\rho}$ *м/сек*.

Расход теплоносителя G, *кг/ч*, отнесенный к скорости $v=1$ *м/сек*,

$$\frac{G}{v}=900\pi d^2\rho.$$

Выразив в формуле (88) скорость теплоносителя через его расход, получим

$$P_n=A\left(l\frac{\lambda}{d}+\sum\xi\right)G^2 \quad кгс/м^2, \qquad (89)$$

где A — удельное динамическое (скоростное) давление в трубопроводе при расходе воды $G=1$ *кг/ч* плотностью ρ, *кг/м³*, определяемое по формуле

$$A=\frac{16}{3600^2\pi^2d^4 2g\rho}\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}. \qquad (90)$$

Для постоянной плотности воды (при $t=80°C$; $\rho=971{,}8$ *кг/м³*) величины $\frac{G}{v}$ и A для трубопроводов заданного диаметра находят по табл. 52.

Таблица 51. **Значения динамического давления** $P_д = \frac{v^2\rho}{2g}$ *кгс/м²* [13]

Условный диаметр труб $d_у$, *мм*	Расход воды *G*, *кг/ч*																
15	75	80	85	87	90	93	95	100	105	108	110	115	120	123	125	128	130
20	135	141	148	155	163	169	175	181	187	194	201	206	212	218	225	231	239
25	220	230	240	252	263	272	281	292	303	312	320	333	344	352	360	370	379
32	382	398	424	444	464	477	490	512	534	550	566	583	600	615	630	652	675
40	510	538	555	580	605	627	650	673	690	721	745	760	775	805	835	859	892
50	855	893	930	966	1005	1046	1086	1123	1160	1202	1244	1282	1320	1358	1395	1435	1475
65	1405	1470	1535	1597	1660	1730	1800	1855	1920	1980	2060	2115	2170	2235	2300	2365	2430
70	1485	1503	1620	1690	1760	1822	1895	1957	2030	2100	2167	2289	2305	2372	2440	2507	2575
80	2070	2160	2255	2440	2444	2539	2633	2718	2780	2895	3010	3074	3137	3260	3385	3482	3570
100	3100	3220	3320	3480	3655	3755	3850	4020	4185	4350	4499	4645	4770	4920	5050	5200	5350
v, *м/сек*	0,11	0,115	0,12	0,125	0,13	0,135	0,14	0,145	0,15	0,155	0,16	0,165	0,17	0,175	0,18	0,185	0,19
$P_д$, *кгс/м²*	0,6	0,66	0,72	0,78	0,85	0,91	0,98	1,05	1,12	1,19	1,28	1,36	1,44	1,53	1,62	1,71	1,8

Условный диаметр труб $d_у$, *мм*	Расход воды *G*, *кг/ч*																
15	135	140	145	150	153	155	157	160	163	165	168	170	173	175	180	185	187
20	242	247	254	262	268	275	283	286	293	300	305	311	321	326	330	334	341
25	390	402	414	425	433	442	454	465	474	493	497	505	517	530	535	540	562
32	692	710	726	742	756	770	791	812	834	856	871	886	910	925	940	955	968
40	908	935	955	975	997	1020	1045	1070	1087	1104	1136	1168	1217	1230	1252	1275	1300
50	1512	1550	1587	1625	1665	1708	1748	1787	1827	1862	1906	1950	2003	2035	2065	2090	2120

Продолж. табл. 51

Условный диаметр труб $d_у$, *мм*	Расход воды *G*, *кг/ч*																
65	2470	2555	2625	2695	2797	2800	2867	2935	3000	3065	3127	3180	3267	3350	3395	3465	3525
70	2642	2707	2774	2842	2910	2975	3040	3115	3180	3245	3315	3385	3470	3520	3565	3660	3730
80	3655	3760	3852	3945	4040	4140	4235	4325	4415	4510	4597	4685	4795	4870	4940	5115	5215
100	5500	5600	5700	5800	5900	6080	6250	6360	6480	6600	6800	7000	7150	7340	7450	7560	7670
v, *м/сек*	0,195	0,2	0,205	0,21	0,215	0,22	0,225	0,23	0,235	0,24	0,245	0,25	0,255	0,26	0,265	0,27	0,275
$P_д$, *кгс/м²*	1,9	2	2,1	2,2	2,31	2,42	2,53	2,64	2,76	2,87	3	3,12	3,25	3,37	3,5	3,63	3,77

Условный диаметр труб $d_у$, *мм*	Расход воды *G*, *кг/ч*																
15	190	195	200	205	210	212	215	218	220	224	228	232	235	238	242	246	250
20	349	355	361	367	374	380	386	393	400	408	415	420	425	430	435	440	445
25	580	585	590	605	620	625	630	638	645	658	670	680	690	695	700	710	720
32	980	990	1000	1053	1065	1086	1108	1130	1152	1167	1188	1206	1224	1242	1260	1278	1296
40	1325	1345	1365	1387	1410	1438	1465	1493	1520	1547	1570	1597	1615	1640	1662	1687	1710
50	2150	2198	2245	2295	2345	2395	2446	2496	2547	2587	2626	2666	2706	2746	2785	2825	2865
65	3599	3649	3705	3763	3820	3910	4006	4100	4192	4272	4328	4398	4464	4530	4590	4653	4716
70	3800	3850	3900	4065	4130	4210	4290	4370	4448	4578	4657	4726	4796	4865	4920	4960	5000
80	5350	5410	5500	5600	5700	5810	5920	5977	6149	6294	6336	6436	6528	6628	6720	6820	6910
100	7785	7980	8305	8430	8550	8595	8800	9000	9150	9220	9290	9350	9510	9685	9830	10050	10300
v, *м/сек*	0,28	0,285	0,29	0,295	0,3	0,305	0,31	0,315	0,32	0,325	0,33	0,335	0,34	0,345	0,35	0,355	0,36
$P_д$, *кгс/м²*	3,91	4,05	4,19	4,34	4,49	4,64	4,79	4,95	5,11	5,27	5,43	5,6	5,76	5,93	6,11	6,28	6,46

Продолж. табл. 51

Условный диаметр труб d_y, мм	Расход воды G, кг/ч																							
15	254	258	262	265	270	275	280	290	300	310	330	340	374	420	448	484	524							
20	420	460	468	475	480	485	500	525	550	580	600	630	682	748	816	870	940							
25	730	740	750	760	770	780	800	840	895	930	975	1030	1124	1240	1316	1400	1500							
32	1316	1332	1350	1368	1386	1404	1440	1512	1584	1656	1728	1820	1936	2130	2334	2520	2700							
40	1735	1758	1788	1805	1827	1852	1900	1995	2090	2185	2280	2375	2600	2820	3094	3324	3600							
50	2905	2950	2985	3024	3064	3104	3184	3349	3502	3660	3820	3980	4240	4690	5174	5570	6000							
65	4780	4850	4965	4978	5036	5109	5240	5502	5784	6026	6288	6550	7058	7640	8544	9180	10000							
70	5074	5145	5215	5282	5382	5421	5560	5838	6116	6394	6672	6950	7460	8260	9156	9960	10430							
80	7012	7104	7204	7296	7386	7488	7680	8064	8498	8832	9216	9600	10430	11400	12600	13440	14400							
100	10420	10590	10710	10868	11088	11270	11440	12000	12580	13150	13730	14300	15340	17100	18440	19660	21420							
v, м/сек	0,365	0,37	0,375	0,38	0,385	0,39	0,4	0,42	0,44	0,46	0,48	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75							
$P_д$, кгс/м²	6,64	6,82	7,01	7,2	7,4	7,59	7,98	8,79	9,75	10,58	11,48	12,48	15	18	21	24,5	28							

Таблица 52. **Значения удельных скоростных давлений и приведенных коэффициентов трения для трубопроводов систем водяного отопления [2], [37]**

ГОСТ	Диаметры труб, мм: условный d_y	наружный $d_н$	внутренний $d_в$	$\frac{G}{v}$, кг/ч / м/сек	$A \cdot 10^n$, кгс/м² / (кг/ч)²	Средние значения $\frac{\lambda}{d}$, $\frac{1}{м}$ при циркуляции воды: насосной	естественной
	Трубы $d_y \leqslant 50$ мм при значении $A \cdot 10^4$						
3262—62	10	17	12,6	425	2,7	3,6	3,9
»	15	21,3	15,7	690	1,08	2,7	2,8
»	20	26,8	21,2	1250	0,325	1,8	2,1
»	25	33,5	27,1	2000	0,125	1,4	1,5
»	32	42,3	35,9	3500	0,04	1	1,1
»	40	48	41	4650	0,0235	0,8	0,9
»	50	60	53	7800	0,0084	0,55	0,65
»	70	75,5	67,5	12800	0,0031	0,4	0,45
	Трубы $d_y \geqslant 50$ мм при значении $A \cdot 10^6$						
8732—58	50	57	49	6600	1,15	0,6	0,7
»	70	76	70	13400	0,274	0,4	0,45
»	80	89	82	18400	0,145	0,3	0,35
»	100	108	100	27600	0,0665	0,23	0,25
»	125	133	125	43000	0,027	0,18	0,2
»	150	159	149	61000	0,0138	0,15	0,16

Величина $\frac{G}{v}$ позволяет по заданному расходу воды G и диаметру трубы d вычислить скорость теплоносителя v делением расхода на эту величину. Используя величину A, можно найти потери давления в трубопроводе по заданному расходу, без определения скорости.

Характеристику сопротивления участка трубопровода, равную потере давления в нем при расходе 1 *кг/ч*, определяют по формуле

$$S = A\xi_{пр} \ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}, \qquad (91)$$

где $\xi_{пр}$ — приведенный коэффициент местного сопротивления, вычисляемой по формуле (86).

Подставив в выражение (89) значение характеристики сопротивления участка трубопровода, получим

$$\left.\begin{aligned} P_п &= SG^2 \ кгс/м^2, \\ \text{откуда} \\ S &= \frac{P_п}{G^2} \ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}; \quad G = \sqrt{\frac{P_п}{S}} \ кг/ч. \end{aligned}\right\} \qquad (92)$$

В этих выражениях характеристика сопротивления трубопровода S равна потере давления в нем при расходе теплоносителя $G = 1$ *кг/ч*.

Значение характеристики сопротивления S может быть отнесено к отдельному участку или к части сети из нескольких участков, соединенных между собой последовательно или параллельно.

При известных расходах и соответствующих им потерях давлений характеристика сопротивления S может быть определена с учетом таких соображений.

Суммарная потеря давлений двух или более *последовательно соединенных участков сети* с неизменным расходом

$$P = P_1 + P_2 \text{ кгс/м}^2. \tag{93}$$

Выражая потери давления через характеристики сопротивления последовательных участков сети, находим

$$S'G^2 = S_1G^2 + S_2G^2,$$

откуда

$$S' = S_1 + S_2 \frac{\text{кгс/м}^2}{(\text{кг/ч})^2}. \tag{94}$$

Таким образом, суммарная характеристика последовательно соединенных участков сети с неизмененным расходом теплоносителя равна сумме характеристик сопротивлений этих участков.

В параллельно соединенных участках сети потери давлений равны между собой. Суммарный расход на этих участках $\sum G = G_1 + G_2$ *кг/ч*.

Суммарную характеристику сети на основании формул (92) можно выразить так:

$$\left.\begin{aligned} &\sqrt{\frac{P}{S'}} = \sqrt{\frac{P}{S_1}} + \sqrt{\frac{P}{S_2}}, \\ &\text{откуда} \\ &\frac{1}{\sqrt{S'}} = \frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}}, \\ &\text{или} \\ &S' = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}}\right)^2} \frac{\text{кгс/м}^2}{(\text{кг/ч})^2}. \end{aligned}\right\} \tag{95}$$

Гидравлический расчет трубопроводов водяного отопления по методу характеристик сопротивления производят аналитически, руководствуясь формулами (92) и табл. 52 и имея в виду, что:

при расчете сетей их характеристика сопротивления при неизменных диаметрах труб и конфигурации трубопровода принимается постоянной;

общий расход в сети изменяется пропорционально корню квадратному из действующего в ней перепада давлений. При увязке расходуемых давлений в смежных ветвях новый расход в одной из них определяют пересчетом по формуле

$$G'_2 = G_2 \sqrt{\frac{P_1}{P_2}} \text{ кг/ч}, \tag{96}$$

где P_1 и P_2 — потери давления, *кгс/м²*, в двух рассматриваемых смежных ветвях трубопровода, найденные по предварительному расчету;

G_2 — расход воды, *кг/ч*, в ветви;

G'_2 — новый расход воды в этой ветви, *кг/ч*, после пересчета;

при изменении общего расхода в сети расходы на всех ее участках изменяются пропорционально коэффициенту a, найденному по формуле

$$a = \frac{G_{\text{общ}}}{G_{\text{р}}}, \tag{97}$$

где $G_{\text{общ}}$ — общий расход воды, *кг/ч*, в двух смежных рассматриваемых ветвях трубопровода, подсчитанный по формуле (73) при принятом в системе отопления температурном перепаде Δt: $G_{\text{общ}} = G_1 + G_2$ *кг/ч*.

$G_{\text{р}}$ — суммарный расход воды, *кг/ч*, после уравнивания давлений в обеих смежных ветвях трубопровода, который составит

$$G_{\text{р}} = G_1 + G'_2 \text{ кг/ч}. \tag{98}$$

Действительную потерю давления в любой ветви системы отопления при новых расходах воды можно определить по формуле

$$P'_1 = P_1a^2 \text{ кгс/м}^2. \tag{99}$$

Изложенный метод расчета трубопроводов водяного отопления при помощи характеристик сопротивления труб весьма удобен: он требует минимума вычислительных операций и рекомендуется нормами СН 419-70.

Порядок записи расчетных величин приведен в табл. 67, 68 и 69 (примеры 26, 27).

§ 26. Подсчет коэффициентов местных сопротивлений

По каждому расчетному участку трубопровода надо выбрать коэффициенты местных сопротивлений (к. м. с.) и подсчитать их сумму $\sum\xi$, требуемую для последующего расчета. Правильный выбор и подсчет суммы к. м. с. для определения потерь давления

Таблица 53. **Значения коэффициента местных сопротивлений ξ**

Сопротивление	Условный диаметр $d_у$, *мм*	ξ
Котлы чугунные	—	2,5
Проточные воздухосборники и расширительные баки	—	1,5
Радиаторы двухколонные при диаметре подводки	15	1,6
То же	20	1,2
Конвекторы «Комфорт» при длине греющего элемента 1 *м*:		
четырехтрубный	15	4,15
двухтрубный	20	5
четырехтрубный	20	8
Краны пробочные	15	3,5
То же	20 и более	1,5
Вентили с вертикальным шпинделем	15	16
То же	20	10
»	25 и 32	9
»	40	8
»	50 и более	7
Вентили прямоточные с косым шпинделем типа «Косва»	15, 20 и 25	3
То же	32 и 40	2,5
»	50 и более	2
Задвижки параллельные	—	0,5
Краны двойной регулировки с цилиндрической пробкой	15	4
То же	20	2
Краны трехходовые конструкции Сантехдеталь на прямой проход	15	2
То же	20	1,5
»	25	2
Краны трехходовые конструкции Сантехдеталь на проход с поворотом	15 и 20	3
То же	25	4,5
Краны трехходовые конструкции Главмосстроя на прямой проход	15	3,2
То же	20 и более	6,6
Краны трехходовые конструкции Главмосстроя на проход с поворотом	15	5,5
То же	20 и более	10,5
Внезапное расширение (относится к большей скорости)	—	1
Внезапное сужение (относится к большей скорости)	—	0,5

Продолж. табл. 53

Сопротивление	Условный диаметр $d_у$, *мм*	ξ
Отступы	—	0,5
Компенсаторы П-образные и лирообразные	—	2
» сальниковые	—	0,5
Тройники на прямой проход	—	1
» на проход с поворотом	—	1,5
» на противотоке	—	3
Крестовины на прямой проход	—	2
» на проход с поворотом	—	3
Отводы, гнутые под углом 90°	15	1,5
То же	20	1
»	25	0,5
»	32 и более	0,3
Утки гнутые	15	0,8
То же	20	0,7
»	25 и более	0,6
Скобы гнутые	20	1,5
То же	25	0.8
»	32	0,6
Грязевик	—	10

Примечания: 1. Значения ξ для радиаторов, котлов, грязевиков и т. п. даны для скорости теплоносителя в подводящем трубопроводе.

2. При расчете панельного отопления, а также листотрубных радиаторов значение ξ находят как сумму к. м. с. змеевика.

на расчетном участке Z оказывает существенное влияние на точность гидравлического расчета сети независимо от принятого метода.

Сумму к. м. с. $\sum\xi$ подсчитывают для каждого расчетного участка трубопровода по количеству фасонных частей, арматуры и оборудования или по отдельным конструктивным узлам расчетной схемы сети (например, по этажестоякам, узлам присоединения стояков к разводящим магистралям систем водяного отопления и т. д.). Значения $\sum\xi$ конструктивных узлов подсчитано для различных комбинаций диаметров труб. Так, по прилож. IX берут приведенные к. м. с. узлов чугунных радиаторов с учетом сопротивления в трубопроводах, подсчитанные по отдельным конструктивным элементам узлов, а по табл. 53 — приближенные значения к. м. с. для отдельных элементов систем водяного и парового отопления. Указанные в этой таблице к. м. с. для тройников и крестовин являются усредненными. Расчет трубопроводов при пользовании этими дан-

Таблица 54. **Коэффициенты местных сопротивлений (к. м. с.) тройников** (по данным Всесоюзного научно-исследовательского института гидромеханизации, санитарно-технических и специальных строительных работ ВНИИГС) [6]

Обозначение коэффициентов	Соотношения $G_o/G_{сб}$ и $G_{пр}/G_{сб}$ при слиянии потоков									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ξ_o	—46,4	—3,9	1,8	2,9	3	2,8	2,6	2,3	2	2
$\xi_{пр}$	73	20	8,8	5,2	3,2	2,1	1,4	0,6	0,5	0,2
	Соотношения $G_o/G_{сб}$ и $G_{пр}/G_{сб}$ при делении потоков									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
ξ_o	100	25,3	11,4	6,6	4,3	3,1	2,3	1,9	1,5	1,5
$\xi_{пр}$	28	5,8	2,1	1	0,6	0,4	0,3	0,2	0,2	0,2

Таблица 55. **Усредненные значения к. м. с. тройников при ответвлениях стояков от магистральных трубопроводов** (по СН 419-70)

Обозначение коэффициентов	Место присоединения	$G_o/G_{сб}$				
		0,1	0,1÷0,2	0,2÷0,3	0,3÷0,4	0,4÷0,5≥0,5
		$G_{пр}/G_{сб}$				
		0,9	0,9÷0,8	0,8÷0,7	0,7÷0,6	0,6÷0,5≤0,5
ξ_o	Горячий трубопровод	5				
	Обратный трубопровод	0		1	1,5	
$\xi_{пр}$	Горячий трубопровод	0,2		0,3		0,5
	Обратный трубопровод	0,5	0,7	1,2	1,5	3

Примечание. В табл. 54 и 55 приняты обозначения: G_o и ξ_o — расходы и к. м. с. в ответвлении; $G_{пр}$ и $\xi_{пр}$ — то же, в проходе; $G_{сб}$ — расход в сборном трубопроводе.

ными значительно упрощается, хотя и не может считаться достаточно точным [11].

Потери давления в местных сопротивлениях Z, находящихся на границе двух смежных участков, относят к участку с меньшим расходом теплоносителя. При расположении на расчетном участке местных сопротивлений переменного сечения (проточный воздухосборник, грязевик, распределительная гребенка и т. п.) потери давления находят по бóльшей скорости теплоносителя, т. е. по скорости в трубопроводе.

При расчетах систем водяного отопления с естественной циркуляцией, типовом проектировании и в других случаях, когда нужна тщательная увязка расходуемых давлений во всех частях системы, следует пользоваться уточненными к. м. с. тройников и крестовин, полученными на основе опытов, в зависимости от слияния или деления потоков, соотношения диаметров подводящих труб и относительных расходов теплоносителя [2].

Уточненные значения к. м. с. для тройников и крестовин при разнообразных комбинациях их конструкций и относительных расходов теплоносителя берут из специальной литературы [7], [10].

В табл. 54 и 55 даны усредненные значения к. м. с. для тройников при слиянии и делении потоков теплоносителя, а также при ответвлении стояков от магистральных трубопроводов.

§ 27. Расчет располагаемого перепада давлений систем водяного отопления

Величина располагаемого перепада давлений $P_р$ является определяющей для выбора диаметров труб при гидравлических расчетах систем водяного и парового отопления.

Значение $P_р$ до начала гидравлического расчета следует всесторонне обосновать с учетом всех особенностей здания и проектируемой в нем системы отопления, приняв во внимание размеры, этажность и планировку здания; параметры теплоносителя и источник теплоснабжения; тип нагревательных приборов и регулирующей арматуры; схему прокладки магистральных трубопроводов, конструкцию стояков и требования к индустриализации работ.

Нормы на проектирование систем водяного и парового отопления содержат общие рекомендации по определению величины $P_р$, уточняемой гидравлическим расчетом трубопроводов. Так, в системах водяного отопления с насосной циркуляцией и в паровых системах отопления потери давления находят, ориентируясь на предельные скорости теплоносителя (табл. 49). При этом учитывают возможность увязки расходуемых давлений по отдельным кольцам и ветвям системы для принятых диаметров труб, а также технико-экономические соображения.

Следует иметь в виду, что в системах центрального отопления максимальное давление, допустимое механической прочностью нагревательных приборов, не должно превышать для чугунных секционных и стальных штампованных радиаторов 6 *кгс/см²*, а для

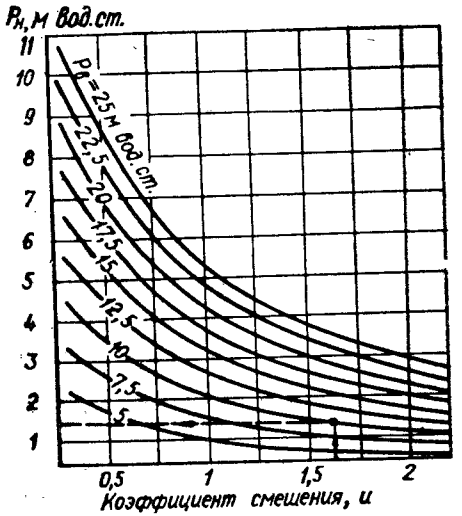


Рис. 34. График для выбора $P_н$ систем водяного отопления при элеваторном присоединении к тепловой сети.

стальных трубчатых греющих элементов (например в панельном отоплении, листотрубных радиаторах, регистрах и т. п.) — 10 *кгс/см²*.

Водяное отопление с насосной циркуляцией. В системах водяного отопления с насосной циркуляцией вода движется по трубам вследствие давления $P_н$, развиваемого насосом, а также вследствие естественных (гравитационных) сил $P_е$, возникающих при охлаждении горячей воды в нагревательных приборах и трубопроводах. В таких системах отопления величина располагаемого перепада давлений

$$P_р = P_н + BP_е \ кгс/м^2. \qquad (100)$$

Поправка B=0,4 вводится для однотрубных и B=0,5÷0,7 для двухтрубных систем водяного отопления. Эта поправка учитывает, что система длительное время (в течение отопительного сезона) может работать при уменьшенной величине естественного давления. Величину $P_е$ не учитывают, если она составляет не более 10% давления $P_н$, развиваемого насосом.

Располагаемый перепад давлений $P_р$ для преодоления всех гидравлических потерь в системах с насосной циркуляцией определяют так.

1. Если система отопления присоединяется непосредственно к тепловым сетям без элеватора, величину $P_р$ принимают равной разности давлений в горячем и обратном трубопроводах на вводе $P_в$, который обычно задают в *м вод. ст.*

2. Для систем отопления, впоследствии присоединяемых к тепловым сетям через элеватор, $P_р$ не должно быть более 1000—1200 *кгс/м²* после элеватора при $P_в \geqslant 10 \div 15$ *м вод. ст.* и параметрах теплоносителя в местной системе Δt=95—70°С.

3. При элеваторном присоединении системы отопления величину $P_р$ определяют в зависимости от располагаемого перепада давлений на вводе тепловой сети $P_в \geqslant 10 \div 15$ *м вод. ст.* и коэффициента смешения u по графику на рис. 34.

По рекомендациям ВНИИГС [6] для систем отопления с элеваторным присоединением к тепловой сети при Δt=150—70°С величину $P_р$ в зависимости от коэффициента смешения u и параметров теплоносителя после элеватора принимают дифференцированно:

При Δt = 95—70°С и u = 2 — $P_р$ = 1200 *кгс/м²*;
» Δt = 100—70° и u = 1,51 — $P_р$ = 1600 *кгс/м²*;
При Δt = 105—70°С и u = 1,17 — $P_р$ = 2000 *кгс/м²*;
» Δt = 110—70° и u = 0,91 — $P_р$ = 2500 *кгс/м²*.

4. Для систем отопления, присоединяемых к тепловым сетям через водоподогреватели (по независимой схеме — при давлении в обратном теплопроводе более 60 *м вод. ст.*), и систем, не имеющих перспективы присоединения к тепловым сетям, перепад давлений принимают в зависимости от максимально допустимых скоростей теплоносителя в трубопроводах.

Кроме того, учитывают возможность увязки потерь давления в циркуляционных кольцах и технико-экономические соображения. В необходимых случаях в узле ввода тепловой сети в здание устанавливают насос на перемычке для повышения $P_р$ в местной системе отопления. Коэффициент смешения вычисляют по формуле

$$u = \frac{T_ф - t_г}{t_г - t_{ф.о}}, \qquad (101)$$

где $T_ф$ — фактическая температура горячей воды на входе в отопительную систему с учетом предвключенной тепловой нагрузки (до элеваторного узла), например лестничных воздухонагревателей, °С;

$t_г$ — расчетная температура горячей воды в системе отопления, °С;

$t_{ф.о}$ — фактическая температура обратной воды, найденная по формуле

$$t_{ф.о} = t_о - \frac{\sum Q_д}{G_{сист}} °С. \qquad (102)$$

Здесь $t_о$ — расчетная температура обратной воды, возвращающейся из системы отопления, °С;

$\sum Q_д$ — дополнительные потери тепла, но не более 15% от величины $Q_т$ (см. с. 32);

$G_{сист}$ — расход теплоносителя, определяемый по величине расчетных теплопотерь $Q_т$ и принятому перепаду температур $\Delta t = t_г - t_о$ в системе отопления:

$$G_{сист} = \frac{Q_т}{c\Delta t} \ кг/ч, \qquad (103)$$

где c = 1 *ккал/кг·°С* — удельная теплоемкость воды.

Элеваторы и насосы подбирают по коэффициенту смешения с 10%-ным запасом на неучтенные потери давления в самой системе отопления и в элементах узла ввода тепловой сети в здание, т. е. $u' = 1{,}1\,u$.

В вертикальных однотрубных системах с насосной циркуляцией учитывают естественное давление $P_е$ от остывания

воды в стояках в размере 40% от его расчетной величины, вычисленной по формуле

$$P_e = 0{,}4\varepsilon \frac{\sum qh}{G_{ст}} \ кгс/м^2, \qquad (104)$$

где ε — увеличение плотности воды при охлаждении ее на 1°С, *кг/м³·°С* (табл. 56). При заданном температурном перепаде в системе отопления $\Delta t = t_г - t_о$ величина ε постоянна;

$\sum qh$ — сумма произведений тепловых нагрузок этажестояков, *ккал/ч*, на высоту установки нагревательных приборов над обратным трубопроводом, *м*. В стояке высóты измеряются от точки изменения температуры воды в нем до обратного трубопровода: в проточных и проточно-регулируемых однотрубных системах — от середины приборов, а в системах с замыкающими участками — от обратной подводки к приборам (рис. 35);

Таблица 56. **Значение коэффициента ε**

Параметры теплоносителя $\Delta t = t_г - t_о$, °С	85—65	95—70	100—70	105—70	130—70	150—70
ε, *кг/м³·°С*	0,6	0,64	0,65	0,66	0,72	0,76

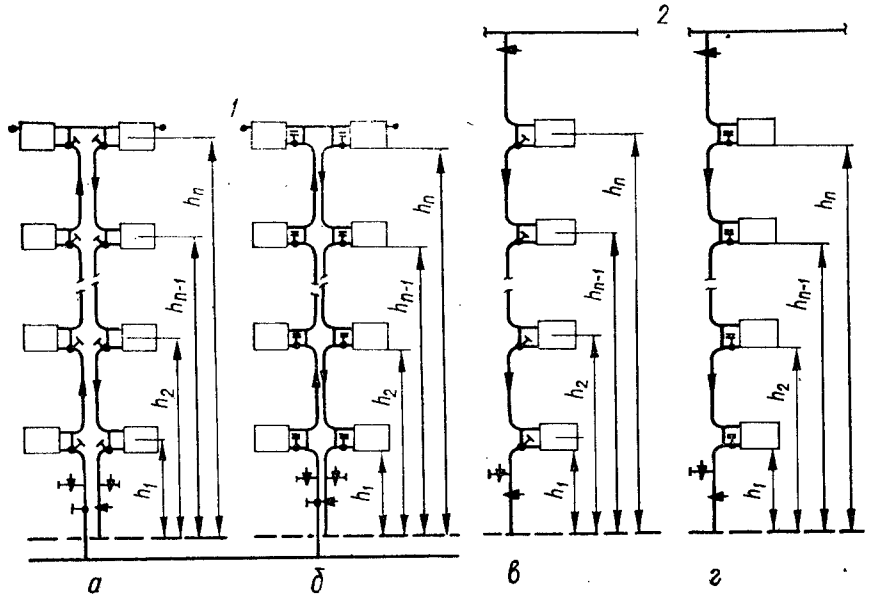


Рис.35. Схемы однотрубных стояков (*а, в* — проточно-регулируемых; *б, г* — с замыкающими участками) для расчета естественных давлений при разводке магистралей:
1 — нижней; *2* — верхней.

$G_{ст}$ — расход теплоносителя через стояк, *кг/ч*, вычисленный по формуле (73).

Нормы СН 419-70 допускают вычисление величины естественного давления для однотрубных систем водяного отопления при нижней разводке магистралей по приближенной формуле

$$P_e = 13nh_э\Delta t \ кгс/м^2, \qquad (105)$$

где n — число этажей;

$h_э$ — высота этажа в здании, *м*.

Найденные по формуле (105) величины учитывают поправку $B = 0{,}4$, указанную в формуле (100).

В горизонтальных однотрубных системах водяного отопления с насосной циркуляцией естественное давление рассчитывают последовательно для ветви каждого нижележащего этажа по формуле

$$P_e = 0{,}4\varepsilon h_э\Delta t \ кгс/м^2, \qquad (106)$$

где $h_э$ — расстояние между горизонтальными ветвями соседних по высоте этажей, *м*.

Водяное отопление с естественной циркуляцией. Гравитационные силы P_e являются располагаемым перепадом давлений при естественной циркуляции теплоносителя

$$P_р = P_e = P + \Delta P \ кгс/м^2, \qquad (107)$$

где P — естественное давление, возникающее от охлаждения воды в нагревательных приборах, *кгс/м²*;

ΔP — естественное давление, возникающее от охлаждения воды в трубопроводах, *кгс/м²*, в зависимости от вида и геометрических размеров системы водяного отопления. ΔP находят по графику (рис. 36). Этот график составлен для открытой прокладки стояков по стенам помещений, но при изолированных магистральных трубопроводах. Если стояки проложены в бороздах без изоляции, то вводится поправка 0,75. Если стояки изолированы, а также в системах с нижней разводкой магистралей, величину

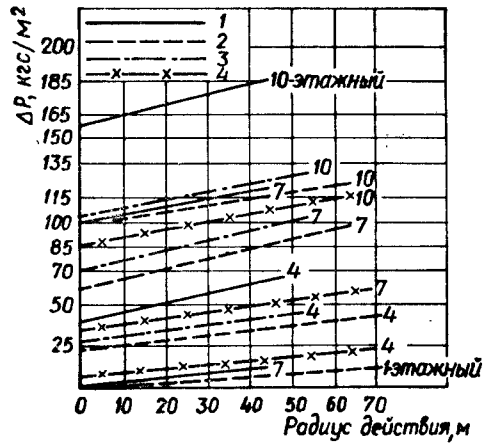


Рис. 36. График для определения естественного давления ΔP от охлаждения воды в трубопроводах:
1 — двухтрубная система с естественной циркуляцией; *2* — то же, с искусственной циркуляцией; *3* — однотрубная система с естественной циркуляцией; *4* — то же, с искусственной циркуляцией.

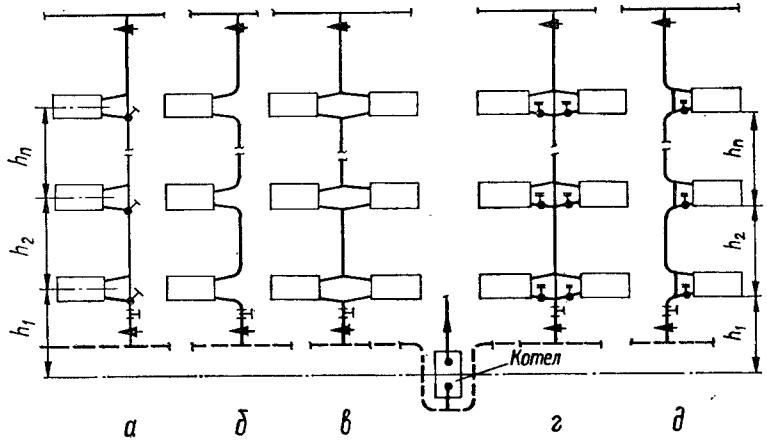


Рис. 37. Схемы однотрубных стояков (*а, б, в* — проточных; *г, д* — с замыкающими участками) для расчета естественных давлений.

ΔP не учитывают [27]. Во всех случаях действующие нормы [32] предусматривают необходимость учета величины ΔP лишь в случаях, когда она превышает 10% общего располагаемого перепада давлений в системе отопления $P_р$.

Естественное давление от охлаждения воды в нагревательных приборах вычисляют так.

В однотрубных системах с верхней разводкой магистралей предварительно по формуле (38) находят температуры воды в стояках, последовательно входящей в приборы каждого этажа — температуры смеси $t_{вх}$. Затем, зная расположение нагревательных приборов по высоте (рис. 37), величину P определяют, в зависимости от плотности воды соответственно температурам по развернутой формуле

$$P = (h_1\rho_0 + h_2\rho_1 + \cdots + h_n\rho_n) - (h_1 + h_2 + \cdots + h_n)\rho_г \ кгс/м^2, \quad (108)$$

где $h_1, h_2, \ldots, h_n$ — вертикальные расстояния, *м*, между точками смешения воды (рис. 37);

ρ_0 и $\rho_г$ — плотность охлажденной и горячей воды, *кг/м*^{3}, по табл. 1 прилож. XI.

$\rho_1, \rho_2, \ldots, \rho_n$ — плотность смешанной воды по высоте стояка, *кг/м*^{3}, при соответствующих значениях $t_{вх}$.

Величины P для однотрубных вертикальных систем водяного отопления также можно вычислить по формуле (104), но без поправки 0,4.

При переменных перепадах температур воды в стояках значения P определяют для всех стояков.

В двухтрубных системах водяного отопления с радиусом действия до 30 *м* при высоте от середины котла до середины нагревательных приборов нижнего этажа $h_1 \geqslant 3$ *м* величину P находят (рис. 38) по таким формулам:

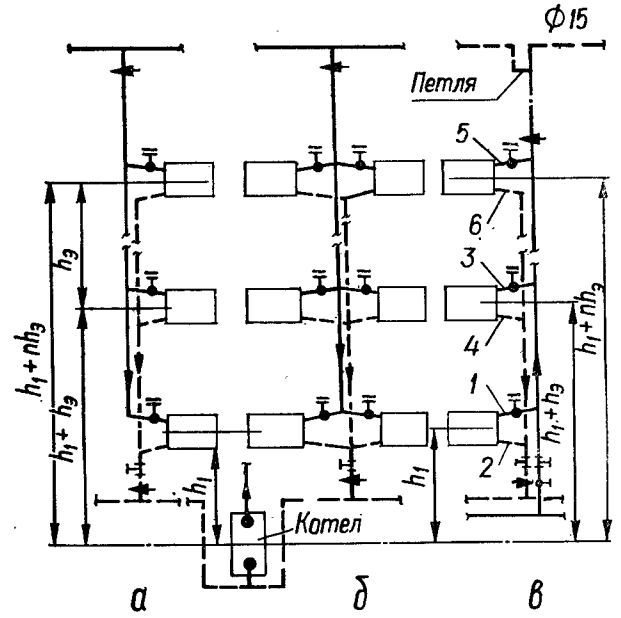


Рис. 38. Схемы двухтрубных стояков для расчета естественного давления при разводке магистралей:
а, б — верхней; *в* — нижией; *1 — 6* — номера подводок.

для приборов нижнего этажа при верхней и нижней разводке магистралей

$$P = h_1(\rho_0 - \rho_г) \ кгс/м^2; \quad (109)$$

для приборов вышележащих этажей при верхней разводке магистралей

$$P = (h_1 + nh_э)(\rho_0 - \rho_г) \ кгс/м^2; \quad (110)$$

для приборов вышележащих этажей при нижней разводке магистралей

$$P = (h_1 + n\,h_э)(\rho_0 - \rho_г) + \Sigma(Rl + Z)_{под} \ кгс/м^2. \quad (111)$$

В формуле (111)

$\Sigma(Rl+Z)_{под}$ — потери давления в подводках (рис. 38, *в*) для приборов первого этажа — на участках *1*, *2*; второго этажа — на участках *3*, *4* и т. д.

Пример 18. Определить требуемую величину располагаемого перепада давлений $P_р$ в системе водяного отопления с П-образными стояками, нижней разводкой магистралей и насосной циркуляцией для семиэтажного дома. Система отопления присоединяется к наружной тепловой сети при помощи элеватора. Параметры теплоносителя системы отопления приняты Δt=100—70°С. Температура воды в подающей линии тепловой сети T=150°С. Расчетные теплопотерн

здания $Q=300\,000$ *ккал/ч*. Отопление лестничных клеток предусмотрено воздухонагревателями, включенными до элеватора. Теплопотери лестничных клеток составляют 10% расчетных теплопотерь всего здания. Перепад давлений в подающем и обратном трубопроводах на вводе тепловой сети задан $P_в=10$ *м вод. ст.*

Последовательность расчета

По формуле (103) вычисляем расход воды, циркулирующей в системе отопления, без учета использования теплоносителя для обогрева лестничных клеток воздухонагревателями, присоединенными до элеватора:

$$G_{сист}=\frac{300\,000-0{,}1\cdot 300\,000}{100-70}=9000\ кг/ч.$$

Затем находим фактическую температуру обратной воды по формуле (102), принимая дополнительные потери тепла в размере 15% расчетных:

$$t_{ф.о}=70-\frac{0{,}15\cdot 300\,000}{9000}=65°C.$$

Далее подсчитываем требуемый коэффициент смешения по формуле (101)

$$u=\frac{150-100}{100-65}=1{,}43.$$

На основании формулы (104) определяем величину действующего в системе естественного давления при таких данных: схему наименее нагруженного стояка принимаем по аналогии с рис. 35, *а* при высоте этажа $h_э=2{,}7$ *м* и $h_1=1$ *м*; тепловые нагрузки приборов на первом и седьмом этажах $Q_{пр}=1000$ *ккал/ч*, а на остальных промежуточных этажах (со второго по седьмой) $Q_{пр}=500$ *ккал/ч*; расход воды в стояке по формуле (73)

$$G_{ст}=\frac{(1000\cdot 2+500\cdot 5)2}{100-70}=300\ кг/ч.$$

Тогда по формуле (104) естественное давление

$$P_е=\frac{0{,}4\cdot 0{,}65}{300}[1000\cdot 1+500\cdot 3{,}7+500\cdot 6{,}4+500\cdot 9{,}1+500\cdot 11{,}8+500\cdot 14{,}5+$$

$$+1000\cdot 17{,}2]2=71\ кгс/м^2.$$

Затем можно проверить вычисленную величину $P_е$ по приближенной формуле (105)

$$P_е=0{,}13\cdot 7\cdot 2{,}7(100-70)=73\ кгс/м^2.$$

Сравнив полученные результаты, видим, что разница в подсчетах оказалась всего 2 *кгс/м²*, или 3%.

По графику на рис. 34 при $P_э=10$ *м вод. ст.* и найденном коэффициенте смешения $u=1{,}43$ с запасом 10%, т. е. $u'=1{,}1\cdot 1{,}43=1{,}57$, определяем, что $P_н=1{,}4$ *м вод. ст.* или 1400 *кгс/м²*.

Суммарная возможная величина располагаемого перепада давлений $P_р$ на преодоление гидравлических потерь в системе отопления с учетом потерь в арматуре узла ввода тепловой сети составляет

$$P_р=P_н+P_е=1400+71\approx 1470\ кгс/м^2.$$

Пример 19. Найти величину $P_р$ в однотрубной системе водяного отопления с естественной циркуляцией в пятиэтажном доме при таких данных: температурный перепад $\Delta t=t_г-t_о=95-70°C$; стояки проложены открыто по стенам помещений; магистральные трубопроводы изолированы. Высота этажа $h_э=3{,}5$ *м*, а $h_1=5$ *м*. Тепловые нагрузки радиаторов на первом и пятом этажах $Q_{пр}=1500$ *ккал/ч* и на промежуточных этажах (от второго до четвертого) $Q_{пр}=1000$ *ккал/ч*.

Порядок расчета

Пользуясь формулой (73), подсчитываем расход воды, циркулирующей по стояку,

$$G_{ст}=\frac{1500\cdot 2+1000\cdot 3}{95-70}=240\ кг/ч.$$

Затем вычисляем температуры воды, входящей в нагревательные приборы (последовательно на каждом этаже), по формуле (38), а по табл. 1 прилож. XI берем плотности:

$t_г=t_5=95°C$; $\rho_г=\rho_5=961{,}92\ кг/м^3$;

$t_4=95-\frac{1500}{240}=89°C$; $\rho_4=966{,}01\ кг/м^3$;

$t_3=95-\frac{1500+1000}{240}=84{,}6°C$; $\rho_3=968{,}91\ кг/м^3$;

$t_2=95-\frac{1500+1000\cdot 2}{240}=81{,}9°C$; $\rho_2=970{,}63\ кг/м^3$;

$t_1=95-\frac{1500+1000\cdot 3}{240}=76{,}3°C$; $\rho_1=974{,}1\ кг/м^3$;

$t_о=70°C$. $\rho_о=977{,}81\ кг/м^3$.

Зная расположение раднаторов, определяем по формуле (108) естественное давление от охлаждения воды в приборах

$$P=(5\cdot 977{,}81+3{,}5\cdot 974{,}10+3{,}5\cdot 970{,}63+3{,}5\cdot 968{,}91+3{,}5\cdot 966{,}01)-(5+3{,}5\cdot 4)\times$$

$$\times 961{,}92=191\ кгс/м^2.$$

Полную величину располагаемого естественного давления с учетом дополнительного давления от охлаждения воды в трубопроводах при радиусе действия системы до 30 *м* на основании графика на рис. 36 получаем интерполируя:

$$P_р=P_е=P+\Delta P=191+52=243\ кгс/м^2.$$

Проверяем величину P по формуле (104), но без поправки 0,4, для сравнения полученных результатов

$$P=\frac{0{,}64}{240}(1500\cdot 5+1000\cdot 8{,}5+1000\cdot 12+1000\cdot 15{,}5+1500\cdot 19)=192\ кгс/м^2.$$

Разница в подсчетах оказалась всего 1 *кгс/м²*.

§ 28. Расчет циркуляционных колец систем водяного отопления

После обоснованного выбора принципиальной схемы разводки магистральных трубопроводов (тупиковой или с попутным движением воды для всего здания или секционной для отдельных частей здания) и определения для принятой конструкции стояков величины располагаемого перепада давлений выполняют гидравлический расчет главного и второстепенных колец циркуляции.

Главное циркуляционное кольцо — наиболее нагруженное и протяженное — включает узел управления на вводе тепловой сети в здание или коммуникацию встроенной в это здание отопительной котельной, магистральные подающие и обратные трубопроводы и рассматриваемый расчетный стояк.

Второстепенными циркуляционными кольцами являются все ответвления от главного кольца.

В системах с насосной циркуляцией воды допустимые скорости теплоносителя в трубах для обеспечения бесшумности и надежного удаления воздуха должны соответствовать данным, приведенным в табл. 57.

Таблица 57. **Допустимые скорости и расходы теплоносителя в трубопроводах водяного отопления**

Условный диаметр труб, *мм*	Максимальные для обеспечения бесшумности		Минимальные для удаления воздуха			
			независимо от диаметров труб, проложенных без уклона,		в подводках к нагревательным приборам	
	$v_{макс}$, *м/сек*	$G_{макс}$, *кг/ч*	$v_{мин}$, *м/сек*	$G_{мин}$, *кг/ч*	$v_{мин}$, *м/сек*	$G_{мин}$, *кг/ч*
10	0,3	130	0,25	110	0,2	100
15	0,5	350	0,25	175	0,2	140
20	0,65	810	0,25	310	0,2	250
25	0,8	1600	0,25	500	0,2	400
32	1	3500	0,25	875	—	—
40	1,5	6970	0,25	1160	—	—
50	1,5	11700	0,25	1950	—	—
70	1,5	20100	0,25	3350	—	—
80	1,5	27600	0,25	4600	—	—
100	1,5	41400	0,25	6900	—	—
125	1,5	64500	0,25	10750	—	—
150	1,5	91500	0,25	15250	—	—

С целью повышения гидравлической устойчивости вертикальных однотрубных систем водяного отопления, устранения возможности горизонтальной разрегулировки и лучшей увязки потерь давления в расчетных кольцах гидравлический расчет трубопроводов больших колец циркуляции ведут, придерживаясь таких *основных рекомендаций:*

во всех случаях следует проектировать как более простую и экономичную тупиковую схему разводки магистральных трубопроводов. Схему разводки магистралей с попутным движением воды можно применять как исключение только при соответствующем обосновании (например, если нет перерасхода труб на магистральных участках сети и при невозможности использования в тупиковой схеме всего располагаемого перепада давлений в расчетных кольцах);

тупиковую схему разводки можно применять в системах отопления с насосной и естественной циркуляцией, а попутную — лишь при насосной циркуляции;

нагревательные приборы частей зданий различной этажности и воздухонагреватели лестничных клеток должны обслуживаться самостоятельными ветками;

потери давления в стояках должны составлять не менее 80% общих потерь давления в циркуляционных кольцах без учета потерь давления в тех участках, которые являются общими для группы стояков или ветвей расчетной схемы трубопроводов;

в гидравлическом расчете трубопроводов с переменными перепадами температур воды в стояках можно не учитывать естественное давление при увязке колец, поскольку оно мало влияет на точность получаемых результатов;

при увязке потерь давления в циркуляционных кольцах в однотрубных системах с нижней разводкой магистралей в первую очередь следует менять диаметры «хвостовых» участков стояков от магистралей до нижних подводок к нагревательным приборам. В однотрубных системах с верхней разводкой можно изменять диаметры опускных частей стояков от горячей магистрали;

гидравлический расчет трубопроводов рекомендуется выполнять наиболее простым, удобным и довольно точным методом характеристик сопротивления или методом динамических давлений.

Потери давления в циркуляционных кольцах по методу характеристик сопротивления определяют по формуле

$$\sum_{1}^{n} SG^2 = P_р + 0{,}4\varepsilon \frac{\sum qh}{G_{ст}} \quad кгс/м^2, \qquad (112)$$

а по методу динамических давлений по формуле

$$\sum_{1}^{n} \left(l \frac{\lambda}{d} + \sum \xi \right) P_д = P_р + 0{,}4\varepsilon \frac{\sum qh}{G_{ст}} \quad кгс/м^2. \qquad (113)$$

Здесь $0{,}4 \frac{\sum qh}{G_{ст}}$ — величина естественного давления в стояках, которую вычисляют по приближенной формуле (105) и учитывают лишь при подборе насоса или элеватора. В тех случаях, когда разница в высотах смежных стояков превышает 30%, при гидравлической увязке стояков с магистралью следует учитывать естественное давление в размере 40% найденной расчетной величины.

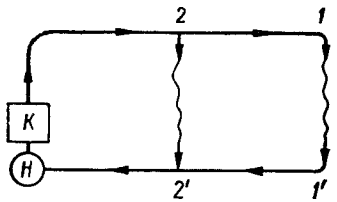


Рис. 39. Принципиальная схема циркуляции теплоносителя в системе водяного отопления:
1—1' и *2—2'* — стояки; Н — насос; К — котел.

Уравнения (112) и (113) действительны для однотрубных систем с верхней или нижней разводкой магистральных трубопроводов. Для двухтрубных систем в этих уравнениях величину естественного давления, вычисленную по формулам (109)—(111), принимают с поправкой $B=0{,}5\div0.7$.

Левая часть уравнений (112) и (113) обозначает суммарную потерю давления в данном расчетном циркуляционном кольце или стояке, а правая часть — действующий в них располагаемый перепад давлений, создаваемый насосом или заданный после элеватора, с учетом гравитационных сил.

При гидравлическом расчете главного циркуляционного кольца располагаемым перепадом давлений является разность давлений, принятая для всей системы отопления, а для любого из участков расчетной схемы разность давлений определяется, как указано в § 24, на с. 89. Это положение можно объяснить следующим образом (рис. 39).

Располагаемый перепад давлений $P_р$ для участков сети между точками *2—2'* можно найти из выражения

$$P_{р_{2-2'}} = P_н - \sum_1^n P_о \ кгс/м^2,$$

где $\sum P_о$ — потери давления, *кгс/м²*, на общих участках сети между насосом и стояком *2—2'* (в данном случае — на участках *2'—Н—К—2*).

Располагаемый перепад давлений в стояках *1—1'* и *2—2'*, соединяющихся в общих точках *2—2'*, будет одинаков и составит

$$P_{р_{2-1-1'-2'}} = P_{р_{2-2'}} \ кгс/м^2.$$

Если величины естественных давлений в узловых точках стояков не равны между собой, потери давлений в этих стояках также не равны. В насосных системах водяного отопления величины $P_р$ равны полному перепаду давления, создаваемого насосом $P_н$, или заданному после элеватора с учетом естественного давления.

Все сказанное позволяет заключить, что *задача гидравлического расчета трубопроводов* состоит в увязке используемых давлений во всех циркуляционных кольцах с целью подачи требуемых расходов теплоносителя во все части системы отопления для обеспечения расчетной теплоотдачи нагревательных приборов при заданных диаметрах труб.

Гидравлический расчет трубопроводов вертикальных однотрубных систем водяного отопления можно выполнять двумя способами: с постоянными или переменными перепадами температур воды в стояках Δt.

При постоянном перепаде температуры воды в стояках расходы теплоносителя G на любом участке расчетной схемы определяют делением тепловой нагрузки Q на принятый для системы отопления постоянный перепад температуры воды $\Delta t=t_г-t_о$.

Недостаток этого способа расчета заключается в том, что при имеющемся весьма ограниченном сортаменте труб трудно увязать используемые давления в отдельных циркуляционных кольцах системы. Для увязки потерь давления в расчетных кольцах зачастую приходится конструировать составные стояки и радиаторные узлы из труб разных диаметров.

На практике для уменьшения разрегулировки обычно приходится дросселировать избыточные давления в отдельных частях системы запорно-регулирующей арматурой.

Результаты гидравлического расчета трубопроводов при постоянном перепаде температур воды в стояках и теплового расчета нагревательных приборов могут не отражать действительной картины работы отопительной системы, а применение различных конструкций стояков и радиаторных узлов снижает степень индустриализации трубозаготовительных операций на заводах монтажных организаций.

При переменном перепаде температур воды в стояках перечисленные недостатки однотрубных систем отопления отсутствуют. Расходы воды по стоякам заранее не известны и зависят от принятых диаметров стояков, сконструированных из стандартных радиаторных узлов. Поэтому при заданных тепловых нагрузках стояков в них получаются различные температурные перепады циркулирующей воды (обычно в наиболее удаленных от теплового центра стояках — бóльшие, а в ближних — меньшие). Перепады температур воды в отдельных стояках не должны отличаться от расчетного, принятого для системы отопления в целом, более чем на $\pm15\%$ [37].

Принципы гидравлического расчета трубопроводов однотрубных систем отопления с переменным перепадом температур воды в стояках, предложенные А. И. Орловым [16] и в дальнейшем детально разработанные Е. А. Белинким [2], Б. Н. Лобаевым [15], Л. Ф. Офицеровым [21] и другими, позволили теоретически обосновать преимущество переменных перепадов и рекомендовать их для широкого применения в проектной практике.

Этот способ гидравлического расчета трубопроводов водяного отопления с нижним или верхним питанием однотрубных стояков имеет такие неоспоримые *достоинства:* он не требует монтажной регулировки системы отопления; повышает индустриализацию заготовок радиаторных узлов и стояков; позволяет шире применять наиболее экономичную и простую тупиковую схему разводки магистральных трубопроводов с большим радиусом действия при насосной и естественной циркуляции. Кроме того, результаты гидравлического расчета трубопроводов и теплового расчета на-

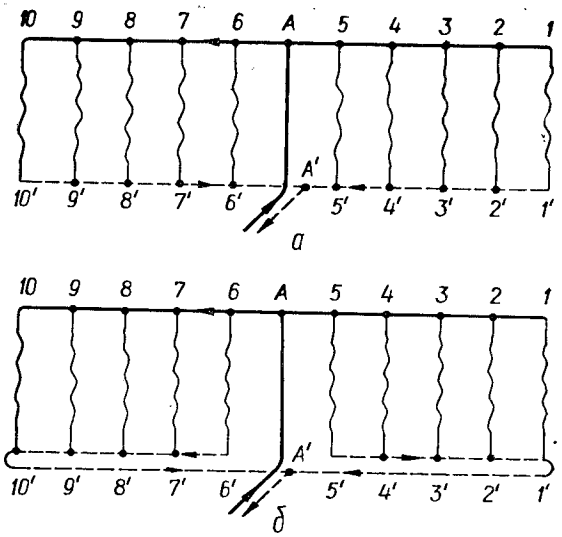


Рис.40. Расчетные схемы циркуляционных колец систем водяного отопления при разводке магистралей:

а — тупиковой; *б* — с попутным движением воды.

гревательных приборов более достоверно отражают действительную картину работы системы отопления, так как расчетные расходы теплоносителя соответствуют фактическим.

Общий порядок гидравлического расчета трубопроводов с переменным перепадом температур воды в однотрубных стояках заключается в следующем.

Тупиковая схема разводки магистралей (рис. 40, *а*). *В насосных системах* водяного отопления целесообразнс начинать расчет с последнего по ходу горячей воды стояка (например, стояка *1—1′* правой ветви расчетной схемы).

Предварительно задавшись диаметром стояка и расходом воды в нем, соотзетствующим несколько большему температурному перепаду (в пределах 15%) по сравнению с принятым для системы отопления, находят потерю давления в стояке любым из описанных в § 25 методов расчета.

Диаметры однотрубных стояков назначают по табл. 58—59, а магистральных участков— берут по табл. 60, уточняя их в процессе расчета.

Потеря давления в следующем стояке *2—2′* правой ветви должна быть равна потере давления в стояке *1—1′*. Назначив диаметр стояка *2—2′* и увязав потерю давления в нем со стояком *1—1′* при соответствующем расходе воды, получают общий расход теплоносителя на параллельных участках *2—3* и *2′—3′*, который будет равен сумме расходов воды в стояках *1—1′* и *2—2′*. По расходам определяют диаметры труб и потерю давления на этих участках.

Таблица 58. **Даиные для предварительного выбора однотрубных стояков водяного отопления многоэтажных зданий**

Условиый диаметр стояка $d_у$, *мм*	Температурный перепад Δt, °С	Средние значения величин на стояк		
		расходов воды $G_{ст}$, *кг/ч*	скоростей воды $v_{ст}$, *м/сек*	тепловых нагрузок $Q_{ст}$, *ккал/ч*
15	95—70=25	210—270	0,3—0,4	5250—6750
	100—70=30			6300—8100
	105—70=35			7350—9450
20	95—70=25	450—550	0,35—0,42	11250—13750
	100—70=30			13500—16500
	105—70=35			15750—19250
25	95—70=25	800—1000	0,4—0,49	20000—25000
	100—70=30			24000—30000
	105—70=35			28000—35000

Таблица 59. **Значения минимальных расходов теплоносителя и требуемых тепловых нагрузок для однотрубных стояков с замыкающими участками** [37]

Условный диаметр труб $d_у$, *мм*			Температурный перепад Δt, °С	Минимальный расход $G_{мин}$, *кг/ч*	Требуемая тепловая нагрузка стояка $Q_{ст}$, *ккал/ч*
стояка	замыкающего участка	подводки			
15	15	15	95—70=25	200	5000
			100—70=30	210	6300
			105—70=35	220	7700
20	15	20	95—70=25	150	3750
			100—70=30	160	4800
			105—70=35	170	5950
25	20	25	95—70=25	330	8250
			100—70=30	340	10200
			105—70=35	360	12600

Располагаемый перепад давлений для стояка *3—3′* будет равен сумме потерь давления в стояке *1—1′* и в параллельных участках сети *2—3* и *2′—3′*. Исходя из найденной величины $P_{р3-3'}$, определяют расход воды по стояку *3—3′*. Таким способом продолжают вести расчет всех участков правой ветви схемы до точек *А—А′*, находят общий расход воды G_1 и потерю давления P_1.

Аналогично выполняют расчет левой ветви схемы от стояка *10—10′* до точек *А—А′*. В результате расчета получают суммарный расход воды G_2 в левой ветви и потерю давления в ней P_2. При этом в обеих смежных ветвях потери давления могут оказаться неравными, т. е. $P_1 \neq P_2$.

Расчетный расход в обеих ветвях после уравнивания в них давлений будет

$$G_р = G_1 + G'_2,$$

где G_2' — новый расход воды в одной из ветвей после пересчета по формуле (96).

Далее по формуле (97) находят коэффициенты пропорциональности a для каждой ветви и, определив действительные расходы воды в них, пересчитывают перепады температур в стояках. Затем по действительным расходам воды в стояках находят поверхность нагревательных приборов.

Действительная потеря давления в любой ветви при новых расходах воды может быть определена по формуле (99).

При естественной циркуляции воды расчет рекомендуется вести, начиная с ближайшего по ходу горячей воды стояка *5—5′*.

Потеря давления в стояке *5—5′* должна быть равна величине $P_р$ за вычетом потерь давления на общих участках *А—5, А′—5′* и участках коммуникации котельной. Затем гидравлический расчет выполняют для остальных стояков и участков магистрали с последующим пересчетом действительных расходов воды в смежных ветвях и определением фактических температурных перепадов воды в стояках.

Попутную схему разводки магистралей (рис. 40, *б*) рассчитывают только в системах отопления с насосной циркуляцией, когда не удается увязать расходуемые давления в кольцах по тупиковой схеме. В схеме разводки с попутным движением воды все циркуляционные кольца имеют примерно одинаковую длину.

Порядок гидравлического расчета трубопроводов с попутным движением воды можно принять такой.

Предварительно вычислив общий расход воды в обеих смежных ветвях, отвечающий принятой величине температурного перепада в системе, расчет обычно начинают с первого стояка по ходу горячей воды, например со стояка *5—5′* правой ветви.

Затем, задавшись расходом воды в стояке и приняв его конструкцию, по формуле (92) находят потери давления в нем $P_{5-5'}$.

Далее определяют потерю давления на участке обратной магистрали *5′—4′*, расход воды в которой равен найденному для стояка *5—5′*.

Располагаемый перепад давлений в стояке *4—4′* определяют как сумму потерь давления в стояке *5—5′* и на участке обратной магистрали *5′—4′* за вычетом потери давления на участке подающей магистрали *5—4*, т. е.

$$P_{4-4'} = P_{5-5'} + P_{5'-4'} - P_{5-4}.$$

Расход воды на участке *5—4* равен разности общего расхода в ветви и расхода в стояке *5—5′*.

Располагаемый перепад давлений в стояке *3—3′* равен сумме потерь давления в стояке *4—4′* и на участке обратной магистрали *4′—3′* за вычетом потери давления на участке подающей магистрали *4—3*:

$$P_{3-3'} = P_{4-4'} + P_{4'-3'} - P_{4-3}.$$

Расход воды на участке *4—3* равен разности общего расхода в ветви и расходов в стояках *5—5′* и *4—4′*.

Далее расчет ведут так же до последнего стояка ветви *1—1′*.

Общие потери давления в ветви схемы с попутным движением воды равны сумме потерь давлений во всех последовательно соединенных участках, включая любой стояк. Давления и расходы в параллельно соединенных ветвях увязывают между собой, как и для тупиковой схемы разводки, пересчетом расходов.

§ 29. Особенности расчета однотрубных систем водяного отопления

Современные требования к унификации радиаторных узлов вертикальных однотрубных систем отопления определены в СН 419-70 [37], где даны характеристики сопротивления разнообразных этажестояков и их отдельных конструктивных элементов (прилож. IX).

В табл. 58 приведены ориентировочные данные для предварительного выбора диаметров однотрубных стояков, уточняемых последующим гидравлическим расчетом рассматриваемой ветви трубопровода. В этой таблице диаметры стояков указаны при средних расходах воды с учетом требований к бесшумности работы системы отопления с насосной циркуляцией.

Для восстановления циркуляции воды после отключения нагревательных приборов в однотрубных системах с нижней разводкой магистралей на подъемной части П-образных стояков с замыкающими участками надо обеспечить минимальные расходы воды $G_{мин}$ (табл. 59).

При выборе и гидравлическом расчете стояков однотрубных систем водяного отопления придерживаются таких рекомендаций:

с целью индустриализации заготовительно-монтажных работ следует, всемерно используя унифицированные радиаторные узлы, принимать конструкцию стояков с односторонним присоединением нагревательных приборов;

для компенсации тепловых удлинений и повышения коэффициента затекания воды в нагревательные приборы надо предусматривать смещенные замыкающие участки радиаторных узлов;

в проточно-регулируемых стояках в радиаторных узлах целесообразно устанавливать трехходовые краны, а в стояках с замыкающими участками — краны двойной регулировки, монтируя их на обратных подводках к приборам [37];

малые циркуляционные кольца радиаторных узлов не рассчитывают (их диаметры принимают согласно нормам [37]), а однотрубный стояк рассматривают как один общий расчетный участок;

при установке конвекторов с регулировкой их теплоотдачи по воздуху, а также в кухнях, санитарных узлах и других нежилых помещениях можно применять однотрубные проточные нерегулируемые стояки [35], [43];

к. м. с. и характеристики сопротивлений конструктивных элементов подсчитывают по их известным усредненным значениям (табл. 53—55), а этажестояков — по их приведенным значениям (прилож. IX); потери давления узлов для стальных штампованных радиаторов берут по прилож. X;

в многоэтажных зданиях из-за тепловой перегрузки стояков иногда приходится предусматривать П-образные стояки с подъемно-холостым участком или конструировать Т-образные стояки, состоящие из подъемно-холостого и двух опускных участков с нагревательными приборами, например при близком расположении кухни, ванной и жилой комнаты. Подъемно-холостые участки этих стояков обычно прокладывают в помещениях с меньшей тепловой нагрузкой;

изменять диаметр стояка желательно на участках, непосредственно примыкающих к магистралям. Такие составные стояки применяют, как правило, при невозможности увязать используемые давления в кольцах расчетной схемы;

при устройстве для П-образных стояков промежуточных перемычек на высоте не менее $^2/_3$ их высоты с целью уменьшения общего сопротивления гидравлическую увязку внутренних циркуляционных колец стояка выполняют без учета естественного давления;

после предварительного выбора диаметра стояка по ориентировочным данным табл. 58 находят приближенные значения потерь давления в П-образных стояках для принятых конструкций радиаторных узлов по графикам на рис. 41. Эти графики составлены для

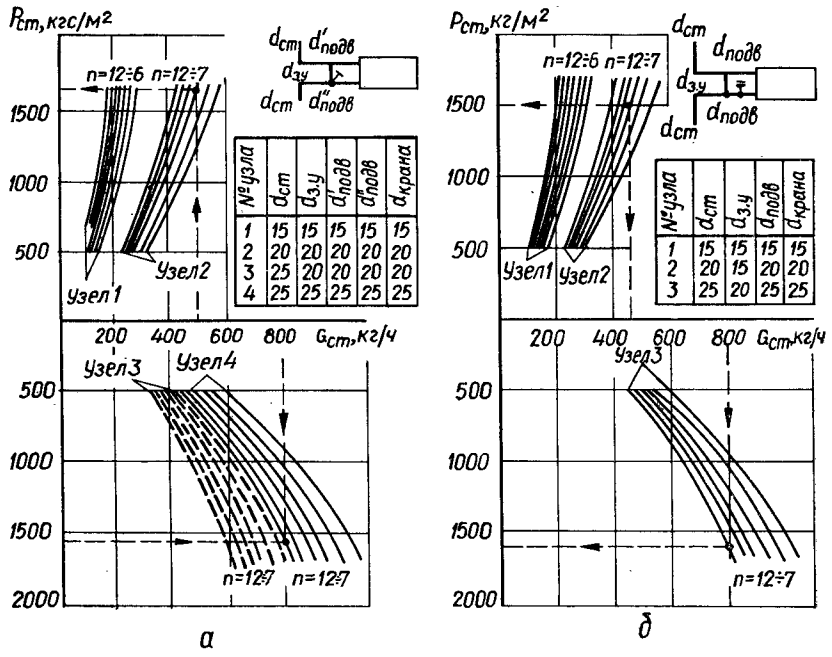


Рис. 41. Графики для определения ориентировочных потерь давления в однотрубных стояках радиаторных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей:

а — в проточно-регулируемых стояках; *б* — в стояках со смещенными замыкающими участками.

проточно-регулируемых стояков и стояков с замыкающими участками радиаторных однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей в зданиях от 7 до 12 этажей. Для верхней разводки магистралей потери давления в однотрубных стояках без большой ошибки можно принимать по этим графикам с уменьшением в два раза по сравнению с нижней разводкой, имея в виду, что в зданиях одинаковой этажности П-образные стояки обычно имеют вдвое больше радиаторных узлов, чем стояки с верхней разводкой.

В горизонтальных однотрубных системах водяного отопления гидравлический расчет трубопроводов ведут при постоянном температурном перепаде воды во всех поэтажных ветвях. Для уменьшения разрегулировки системы учитывают влияние естественного давления, вычисляемого в каждой поэтажной ветви по формуле (106).

Гидравлический расчет трубопроводов начинают с главного циркуляционного кольца горизонтальной ветви верхнего этажа. Методы расчета с увязкой расходуемых давлений в поэтажных горизонтально-однотрубных ветвях не отличаются от расчета вертикальных однотрубных систем отопления. Горизонтальные однотрубные ветви обычно проектируют одного диаметра, пользуясь табл. 58.

Сопротивления радиаторных узлов горизонтальных проточно-регулируемых ветвей систем отопления с трехходовыми кранами и систем с замыкающими участками и кранами двойной регулировки принимают по данным прилож. IX и X.

Пример 20. Пользуясь данными табл. 58 и графиками на рис. 41, найти предварительные потери давления в П-образных стояках $P_{ст}$.

А. Стояк проточно-регулируемый с трехходовыми кранами (рис. 41, *а*). Здание 9-этажное, $G_{ст}$=500 *кг/ч* и $d_{ст}$=20 *мм*.

Решение. Для радиаторного узла № 2 — 20×20×20 *мм* $P_{ст}$=1670 *кгс/м²*.

Здание 12-этажное, $G_{ст}$=800 *кг/ч* и $d_{ст}$=25 *мм*.

Решение. Для радиаторного узла № 4 — 25×25×25 *мм* $P_{ст}$=1550 *кгс/м²*.

Б. Стояк с замыкающими участками и краиами двойного регулирования (рис. 41, *б*). Здание 9-этажное, $G_{ст}$=470 *кг/ч* и $d_{ст}$=20 *мм*.

Решение. Для радиаторного узла № 2 — 20×15×20 *мм* $P_{ст}$=1500 *кгс/м²*.

Здание 12-этажное, $G_{ст}$=800 *кг/ч* и $d_{ст}$=25 *мм*.

Решение. Для радиаторного узла № 3 — 25×20×25 *мм* $P_{ст}$=1600 *кгс/м²*.

Пример 21. А. Рассчитать потери давления в проточно-регулируемом П-образном стояке для 9-этажного здания, изображенного на рис. 42, *а*, если суммарная тепловая нагрузка стояка $Q_{ст}$=17440 *ккал/ч*, а расход воды (при температурном перепаде Δt=105—70=35°С) $G_{ст}$=498 *кг/ч*. Диаметры труб стояка и радиаторных узлов, выполненных без уток, приняты 20 *мм*.

Последовательность расчета

Суммарная характеристика сопротивления, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$, 16 этажестояков высотой $h_э$=2,7 *м* каждый, согласно прилож. IX, будет

$$S_1 = 3{,}15 \cdot 10^{-4} \cdot 16 = 50{,}4 \cdot 10^{-4}.$$

То же, двух радиаторных узлов верхнего этажа

$$S_2 = 1{,}46 \cdot 10^{-4} \cdot 2 = 2{,}92 \cdot 10^{-4}.$$

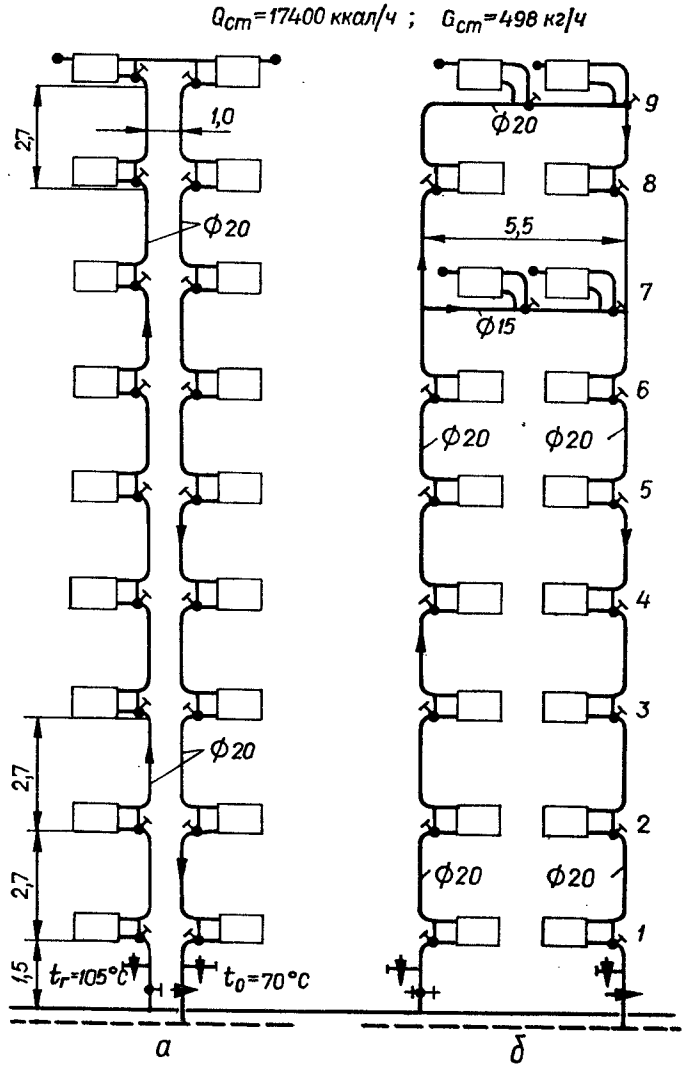


Рис. 42. К расчету гидравлических сопротивлений П-образных стояков примера 21:
1 — 9 — этажи.

То же, узлов присоединения стояка к горячей и обратной магистралям:
к горячей магистрали с установкой вентиля $S_3=5{,}69\cdot10^{-4}$;
к обратной магистрали с установкой пробкового крана $S_4=1{,}62\cdot10^{-4}$.
То же, прямых участков труб стояка общей длиной 2 *м* (два участка по 0,5 *м* на первом этаже и 1 *м* на девятом этаже)

$$S_5 = 0{,}59\cdot10^{-4}\cdot 2 = 1{,}18\cdot10^{-4}.$$

Полная характеристика сопротивления стояка

$$S_{ст} = (50{,}4 + 2{,}92 + 5{,}69 + 1{,}62 + 1{,}18)\cdot10^{-4} = 61{,}81\cdot10^{-4}\ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Гидравлическое сопротивление стояка по формуле (92)

$$P_{ст} = S_{ст}G^2_{ст} = 61{,}81\cdot10^{-4}\cdot 498^2 = 1520\ кгс/м^2.$$

Б. Рассчитать потери давления в проточно-регулируемом стояке из примера А при устройстве в нем перемычки диаметром 15 *мм* и длиной 5,5 *м* между седьмым и восьмым этажами (рис. 42, *б*) с целью уменьшения общего сопротивления стояка.

Последовательность расчета

Суммарная характеристика сопротивления, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$, 12 этажестояков высотой $h_э=2{,}7$ *м* каждый (согласно прилож. IX)

$$S_1 = 3{,}15\cdot10^{-4}\cdot 12 = 37{,}80\cdot10^{-4}.$$

То же, узлов присоединения стояка к разводящим магистралям

$$S_2 = (5{,}69 + 1{,}62)\cdot10^{-4} = 7{,}31\cdot10^{-4}.$$

То же, двух этажестояков, расположенных выше перемычки,

$$S_3 = 3{,}15\cdot10^{-4}\cdot 2 = 6{,}3\cdot10^{-4}.$$

То же, двух горизонтальных радиаторных узлов верхнего этажа

$$S_4 = 3{,}08\cdot10^{-4}\cdot 2 = 6{,}16\cdot10^{-4}.$$

То же, прямых участков труб, расположенных выше перемычки (горизонтального участка верхнего этажа длиной 5,5 *м* и двух вертикальных участков между седьмым и восьмым этажами длиной $2{,}7\cdot2 = 5{,}4$ *м*),

$$S_5 = 0{,}59\cdot10^{-4}\ (5{,}5 + 5{,}4) = 6{,}43\cdot10^{-4}.$$

То же, двух тройников на проход в месте присоединения перемычки по усреднением данным табл. 55 и двух отводов на верхнем этаже по табл. 53

$$S_6 = 0{,}325\cdot10^{-4}\ (0{,}5 + 3 + 2\cdot1) = 1{,}79\cdot10^{-4}.$$

То же, двух горизонтальных радиаторных узлов, присоединенных к перемычке,

$$S_7 = 11{,}03\cdot10^{-4}\cdot 2 = 22{,}06\cdot10^{-4}.$$

То же, тройников на ответвлениях в местах присоединения перемычки к стояку

$$S_8 = 1{,}08\cdot10^{-4}\ (5{,}0 + 1{,}5) = 7{,}02\cdot10^{-4}.$$

То же, прямых участков труб при длине перемычки 5,5 *м*

$$S_9 = 2{,}89 \cdot 10^{-4} \cdot 5{,}5 = 15{,}88 \cdot 10^{-4}.$$

Полная характеристика сопротивления участков стояка до перемычки

$$S_a = S_1 + S_2 = (37.8 + 7{,}31) \cdot 10^{-4} = 45{,}11 \cdot 10^{-4} \ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

То же, выше перемычки

$$S_б = S_3 + S_4 + S_5 + S_6 = (6{,}3 + 6{,}16 + 6{,}43 + 1{,}79) \cdot 10^{-4} = 20{,}68 \cdot 10 \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Полная характеристика сопротивления перемычки

$$S_в = S_7 + S_8 + S_9 = (22{,}06 + 7{,}02 + 15{,}88) \cdot 10^{-4} = 44{,}96 \cdot 10^{-4} \ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Находим суммарную характеристику сопротивления двух параллельных участков стояка по формуле (95)

$$S' = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{20{,}68 \cdot 10^{-4}}} + \frac{1}{\sqrt{44{,}96 \cdot 10^{-4}}}\right)^2} = 6{,}7 \cdot 10^{-4} \ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Отсюда на основании формулы (92) гидравлическое сопротивление параллельных участков

$$P' = 6{,}7 \cdot 10^{-4} \cdot 498^2 = 168 \ кгс/м^2,$$

а расход воды через перемычку

$$G_{пер} = \sqrt{\frac{168}{44{,}96 \cdot 10^{-4}}} = 194 \ кг/ч.$$

Расход воды через участок стояка, расположенный выше перемычки,

$$G' = 498 - 194 = 304 \ кг/ч.$$

Общее гидравлическое сопротивление стояка

$$P_{ст} = 168 + 45{,}11 \cdot 10^{-4} \cdot 498^2 = 1187 \ кгс/м^2.$$

§ 30. Особенности расчета двухтрубных систем водяного отопления

Двухтрубные системы водяного отопления рассчитывают при постоянных перепадах температур воды. Такие системы характеризуются значительной вертикальной разрегулировкой в связи с трудностью увязки расходуемых давлений. При нижней разводке магистралей эти системы более устойчивы в гидравлическом отношении, чем системы с верхней разводкой.

Таблица 60. Данные для предварительного выбора диаметров магистральных участков систем водяного отопления

Условный диаметр труб d_y, *мм*	Максимально допустимые		Расходы воды G, *кг/ч*, при скоростях v, *м/сек*													
	v, *м/сек*	Q, *кг/ч*	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4
15	0,5	350	70	140	210	280	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	0,65	810	125	250	375	500	625	750	—	—	—	—	—	—	—	—
25	0,8	1600	200	400	600	800	1000	1200	1400	—	—	—	—	—	—	—
32	1	3500	350	700	1050	1400	1750	2100	2450	2800	3150	—	—	—	—	—
40	1,5	6970	465	930	1395	1860	2325	2790	3255	3720	4185	4650	5115	5580	6045	6510
50	1,5	11700	780	1560	2340	3120	3900	4680	5460	6240	7020	7800	8580	9360	10140	10920
70	1,5	20100	1340	2680	4020	5360	6700	8040	9380	10720	12060	13400	14740	16080	17420	18760
80	1,5	27600	1840	3680	5520	7360	9200	11040	12880	14720	16560	18400	20240	22080	23920	25760
100	1,5	41400	2760	5520	8280	11040	13800	16560	19320	22080	24840	27600	30360	33120	35880	38640
125	1,5	64500	4300	8600	12900	17200	21500	25800	30100	34400	38700	43000	47300	51600	55900	60200
150	1,5	91500	6100	12200	18300	24400	30500	36600	42700	48800	54900	61000	67100	73200	79300	85400

Задача гидравлического расчета заключается в том, чтобы максимально использовать перепады располагаемых давлений для приборов верхних этажей, уменьшая диаметры труб. Однако ввиду ограниченного сортамента труб избытки давлений приходится дросселировать кранами у нагревательных приборов, чтобы устранить их перегрев на верхних и недогрев на нижних этажах.

Этот существенный недостаток двухтрубных систем водяного отопления с верхней разводкой ограничивает их применение в зданиях высотой до двух этажей.

Гидравлический расчет главных колец циркуляции двухтрубных систем с верхней или нижней разводкой магистральных трубопроводов обычно производят при наименьшей величине естественного давления. Расчетное кольцо проходит через наиболее нагруженный прибор, расположенный на первом этаже. Определяя для промежуточных стояков по ходу расчета располагаемые перепады давлений, их увязывают с расходуемыми давлениями в магистральных трубопроводах.

Общие принципы и порядок гидравлического расчета трубопроводов двухтрубных систем водяного отопления почти не отличаются от расчета однотрубных систем.

При назначении диаметров магистральных участков трубопроводов ориентируются по данным табл. 60, которые уточняют последующим расчетом.

§ 31. Присоединение расширительного бака и отвод воздуха из систем водяного отопления

В сравнительно небольших системах водяного отопления одного или нескольких зданий с подачей теплоносителя от индивидуальных или групповых котельных для создания резервной емкости при температурном расширении воды устанавливают расширительные баки. В системах отопления, присоединяемых к наружным тепловым сетям, расширительные баки не нужны.

Иногда местные системы водяного отопления зданий присоединяют к узлу управления тепловой сети ТЭЦ по так называемой независимой схеме с установкой водоподогревателей. Такая система отопления непосредственно не сообщается с наружной тепловой сетью и поэтому должна иметь расширительный бак.

Способ присоединения расширительного бака к трубопроводу оказывает существенное влияние на распределение давления в циркуляционных кольцах и надежность эксплуатации отопительной системы [2].

Расширительные баки устанавливают на чердаке в утепленной будке или на опорных кронштейнах под потолком лестничной клетки многоэтажного здания. Присоединять баки к главным стоякам следует по проточной схеме (рис. 43, *а*). Здесь показаны два способа установки расширительного бака: слева — с циркуляционной трубой, а справа — с присоединением разводящих магистралей непосредственно к корпусу бака. В случае присоединения бака к обратному трубопроводу у насоса (рис. 43, *б*), кроме соединительной, надо предусмотреть еще и циркуляционную трубу. Эти трубы монтируют на расстоянии 1,5—2 *м* одна от другой для создания циркуляции воды через расширительный бак и устранения опасности замораживания подводящих труб у бака.

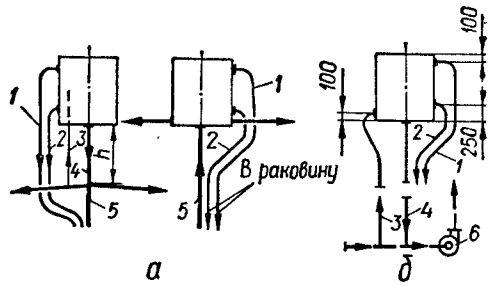


Рис. 43. Схемы присоединения расширительных баков:

а — на главном стояке; *б* — на обратной линии у насоса; *1* — труба переливная; *2* — то же, контрольная; *3* — то же, циркуляционная; *4* — то же, соединительная; *5* — главный стояк; *6* — насос.

Требуемую емкость расширительного бака определяют по формуле

$$V_{р.б} = 0{,}045 V_{сист}\ л, \qquad (114)$$

где $0{,}045 = 0{,}0006 \cdot 75$ — коэффициент, учитывающий объемное расширение воды для максимально возможного колебания ее температуры в системе до 75°С;

$V_{сист}$ — объем воды в элементах системы отопления, подсчитываемый по формуле

$$V_{сист} = \frac{Q_т}{1000}(V_{пр} + V_к + V_{тр} + V_{н.с})\ л. \qquad (115)$$

Объем воды в элементах системы водяного отопления находят по табл. 61.

Таблица 61. **Объем воды в элементах отопительной системы, *л* на 1000 *ккал/ч***

Элементы системы отопления	Обозначение элементов	Перепад температур воды, °С		Элементы системы отопления	Обозначение элементов	Перепад температур воды, °С	
		95—70	105—70			95—70	105—70
Чугунные радиаторы высотой 500 *мм*	$V_{пр}$	10	7,5	Трубопроводы местных систем с насосной циркуляцией	$V_{тр}$	8	6
То же, высотой 1000 *мм*	„	25	19	То же, с естественной циркуляцией	„	16	—
Ребристые трубы	„	6,5	5				
Пластинчатые калориферы	„	0,5	0,5	Трубопроводы наружных тепловых сетей (на 1 *м*)	$V_{н.с}$	0,02	0,005
Котлы чугунные секционные	$V_к$	3	—				

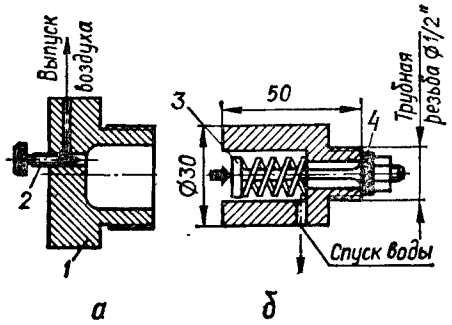


Рис. 44. Индивидуальные воздухоотводчики:
а — конструкции И. Б. Маевского; *б* — конструкции П. А. Пахомова; *1* — радиаторная пробка; *2* — игольчатый винт; *3* — пружина; *4* — резиновая прокладка.

Расширительные баки изготовляются обычно цилиндрической формы емкостью от 100 до 4000 *л* [43].

Важное значение для систем водяного отопления имеет надежное удаление из них воздуха, который поступает в систему вместе с водой в растворенном состоянии и в виде пузырьков. Соединяясь, пузырьки образуют воздушные мешки, нарушающие циркуляцию воды.

Известно, что нагревание воды сопровождается процессом освобождения растворенного в ней воздуха, а охлаждение, наоборот, поглощением воздуха водой.

Если система отопления постоянно пополняется холодной водой (например, при ее большой утечке), в такую систему вносится больше воздуха, а вместе с ним и кислорода, чем в хорошо налаженных системах, где циркулирует горячая вода, в значительной степени освобожденная от растворенного в ней воздуха. Подпитка холодной водой систем отопления приводит к их повышенной коррозии.

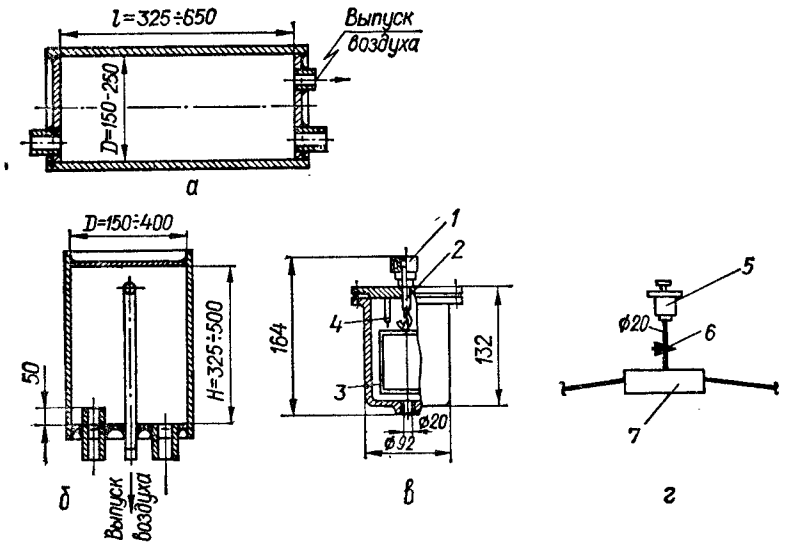


Рис. 45. Проточные воздухосборники и вантузы:
а — горизонтальный; *б* — вертикальный; *в* — вантуз конструкции БНИИГС; *г* — схема установки вантуза; *1* — защитное устройство; *2* — клапан; *3* — поплавок; *4* — упор; *5* — вантуз-автомат; *6* — пробочный кран; *7* — проточный воздухосборник.

Отводить воздух из систем водяного отопления можно через индивидуальные воздухоотводчики — воздушные краны, устанавливаемые непосредственно на нагревательных приборах (рис. 44), или при помощи централизованных проточных воздухосборников с вантузами-автоматами (рис. 45).

Проточные воздухосборники с вантузами автоматического действия поплавкового типа для обслуживания отдельных частей системы надо устанавливать в наивысших точках разводящих магистралей с верхней разводкой. Для лучшего удаления воздуха трубопроводы прокладывают с подъемом к воздухосборникам не менее 0,002.

При нижней разводке магистралей воздух из двухтрубных систем отводят при помощи особой воздушной линии диаметром 15 *мм*, прокладываемой под потолком или в карнизе верхнего этажа. На продолжении стояков верхних этажей воздушные трубки имеют пробочные краны, а также петли для предотвращения возможной циркуляции воды в воздушной линии (см. рис. 38, *в*). Однако прокладка воздушных линий удорожает систему отопления, что ограничивает ее применение.

Кроме того, широко используют индивидуальные воздушные краны, монтируемые на приборах верхних этажей. Эти краны служат для отвода воздуха из однотрубных П-образных стояков при первоначальном заполнении водой системы отопления.

Таким образом, для бесперебойной работы системы водяного отопления, нормальной циркуляции в ней теплоносителя и уменьшения коррозии металла необходимы следующие условия:

системы отопления должны быть полностью заполнены водой;

нельзя допускать скопления воздуха в системах отопления и образования воздушных пробок, препятствующих циркуляции воды.

При установке расширительного бака уровень воды в нем должен находиться на высоте не менее 250 *мм* от дна.

§ 32. Расчет и подбор оборудования тепловых пунктов

Общие сведения. В местах присоединения систем отопления к тепловым сетям устраивают тепловые пункты, узлы управления ТЭЦ, в которых устанавливают оборудование для подготовки теплоносителя, запорную и регулирующую арматуру, приборы для регулирования и учета расхода теплоносителя.

Тепловые пункты, как правило, размещают в подвалах обслуживаемых зданий. Помещение теплопункта должно быть изолированным и иметь самостоятельный вход.

Размеры помещений тепловых пунктов определяются характером и количеством размещаемого в них оборудования. Ориентировочно эти размеры могут быть приняты для жилых и общественных зданий без горячего водоснабжения — 1,5×4 *м* при высоте 2 *м*; для этих же зданий с горячим водоснабжением — 5×8 *м* при высоте 2,8 *м*.

Схема и оборудование теплопункта зависят от присоединяемой системы отопления, вида и параметров теплоносителя.

Присоединять системы отопления к водяным тепловым сетям можно по таким основным принципиальным схемам.

1. Непосредственное присоединение без подмешивания обратной воды. Допускается для потребителей, не ограниченных температурой воды в системах отопления (согласно существующим нормам — см. табл. 20), когда исключена возможность вскипания перегретой воды в системе.

2. Непосредственное присоединение с элеватором. Эта схема наиболее распространена и применяется при достаточном напоре на вводе (не менее 7—8 *м вод. ст.*), давлении в обратной магистрали теплосети, не превышающем 4,5 *кгс/см²*, если присоединяют старые системы, и 6 *кгс/см²* для новых систем, и потерях давления в системах отопления до 1200÷2500 *кгс/м²* [6], [29].

3. Непосредственное присоединение с установкой насоса на перемычке. Этот вариант применяется в том случае, когда располагаемый напор на вводе недостаточен для работы элеватора или когда гидравлическое сопротивление присоединяемой системы отопления превышает 1200÷2500 *кгс/м²*.

4. Присоединение по независимой схеме, т. е. через водоводяной подогреватель. Применяется при давлении в обратной магистрали теплосети, превышающем допустимые 4,5 *кгс/см²* для старых систем и 6 *кгс/см²* для новых.

Присоединяя системы парового отопления к паровым сетям высокого давления, надо устанавливать редукционные клапаны для понижения давления и поддержания заданных параметров пара.

Расчет и подбор оборудования тепловых пунктов, присоединяемых к водяным тепловым сетям. В системах теплоснабжения от ТЭЦ и крупных котельных наиболее распространен температурный график 150—70°С, поэтому при подключении систем отопления зданий и сооружений в большинстве случаев приходится понижать температуру теплоносителя.

Чаще всего применяют элеваторное присоединение (рис. 46).

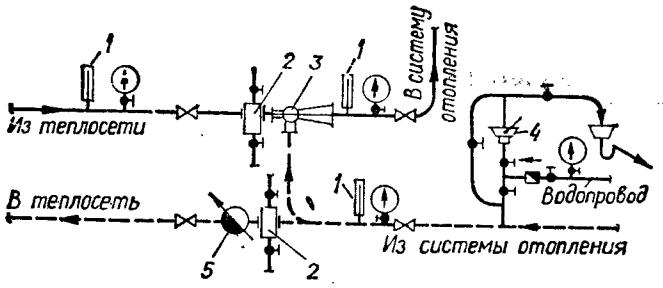


Рис. 46. Схема теплового ввода с элеватором:
1 — термометры; *2* — грязевики; *3* — элеватор; *4* — ручной насос; *5* — водомер.

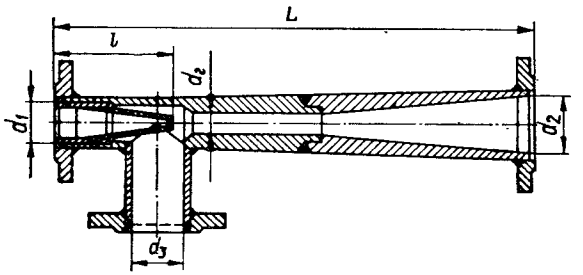


Рис. 47. Стальной элеватор ВТИ — Теплосети Мосэнерго.

Водоструйные элеваторы служат для понижения температуры горячей воды и создания требуемого напора в подсоединяемой системе отопления. Элеваторы изготовляют из чугуна или стали. Наибольшее распространение получили стальные элеваторы конструкции ВТИ — Теплосети Мосэнерго (рис. 47). Принцип действия элеватора заключается в эжектировании обратной воды системы отопления и смешении ее с сетевой перегретой водой. Его размеры приведены в табл. 62.

Таблица 62. **Основные размеры стальных элеваторов ВТИ — Теплосети Мосэнерго**

Номер элеватора	L, *мм*	$d_г$, *мм*	Внутренние диаметры присоединительных патрубков, *мм*			Длина сопла l, *мм*	Масса элеватора, *кг*
			d_1	d_2	d_3		
1	425	15	37	51	51	110	10
2	425	20	37	51	51	100	10
3	425	25	37	51	51	145	10
4	625	30	49	82	70	135	15
5	625	35	49	82	70	125	15
6	625	47	49	82	70	175	15
7	720	59	80	100	100	155	23

Элеватор устанавливают на прямых участках трубопровода, диаметры которых должны быть соответственно равны диаметрам отверстий для входа и выхода воды из элеватора. Длина прямого участка трубы перед элеватором должна быть не менее 10, а за элеватором — не менее 5 диаметров трубопровода.

Основной расчетной характеристикой элеваторов является коэффициент смешения, определяемый по формуле (101). Расход сетевой воды вычисляют по формуле

$$G_{сет} = \frac{Q_{сист}}{T - t_o} \; кг/ч. \qquad (116)$$

Приведенный расход смешанной воды $G_{прив}$ подсчитывают так:

$$G_{прив} = \frac{G_{сист}}{1000\sqrt{P_н}} \ т/ч, \qquad (117)$$

где $G_{сист}$ — расход воды в системе отопления, *кг/ч*;

$P_н$ — располагаемый напор, создаваемый элеватором, *м вод. ст.*

При заданном располагаемом напоре перед элеватором диаметр сопла элеватора d_c рассчитывают по формуле

$$d_c = \sqrt[4]{\frac{0{,}64G^2_{сет}}{H_в}} \ см, \qquad (118)$$

где $G_{сет}$ — расход сетевой (эжектирующей) воды, *т/ч*;

$H_в$ — располагаемый напор на вводе, *м вод. ст.*

Если элеватор, имеющий сопло диаметром d'_c, работает с коэффициентом смешения u_1, для получения в той же системе коэффициента смешения u_2 надо установить новое сопло диаметром

$$d''_c = d'_c \frac{1-u_1}{1+u_2} \ см. \qquad (119)$$

Подбор элеватора (определение его номера и диаметра сопла d_c) обычно производят по номограмме (рис. 48).

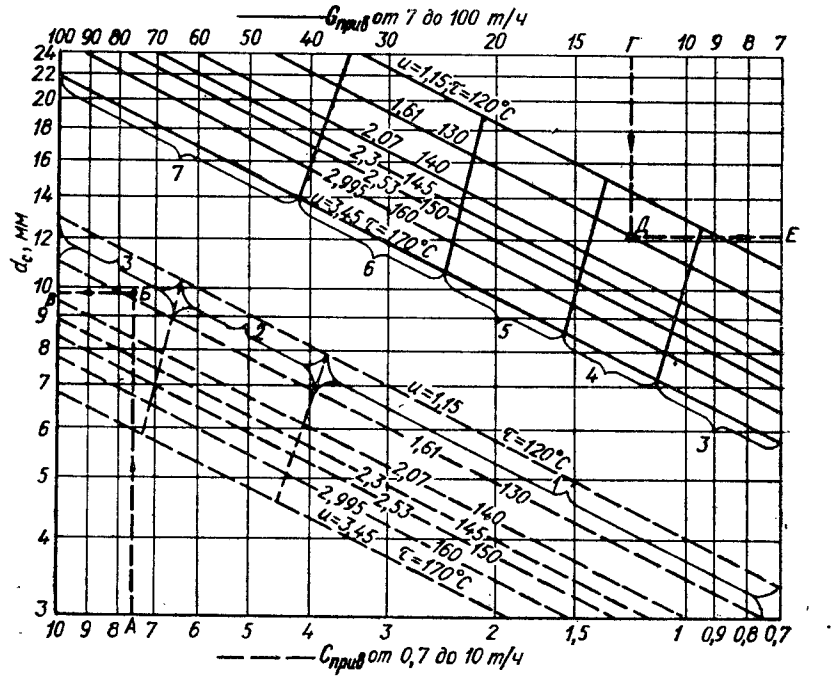


Рис. 48. Номограмма для подбора элеваторов ВТИ — Теплосети Мосэнерго.

Пример 22. Определить номер элеватора и диаметр сопла для условий примера 18 (с. 111).

$G_{сист} = 9000$ *кг/ч*; $u' = 1{,}57$;

$P_н = 1{,}4$ *м вод. ст.*

По формуле (117) $G_{прив} = \frac{9000}{1000\sqrt{1{,}4}} =$ $= 7{,}6$ *т/ч*. По номограмме (рис. 48) для $G_{прив} = 7{,}6$ *т/ч* и $u' = 1{,}57$ принимаем элеватор № 3 с диаметром сопла $d_c = 9{,}8$ *мм*. Ход решения показан на номограмме штриховой линией *А—Б—В*.

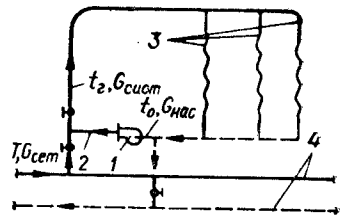


Рис. 49. Схема теплового ввода с насосом на перемычке:

1 — насос; *2* — перемычка; *3* — система отопления; *4* — наружная теплосеть.

Пример 23. Подобрать элеватор при $G_{прив} = 12{,}2$ *т/ч* и $u' = 1{,}61$.

Ход решения показан на номограмме (рис. 48) штриховой линией *Г—Д—Е*. Принимаем элеватор № 4 с $d_c = 12{,}2$ *мм*.

В связи с широким применением в возводимых многоэтажных зданиях однотрубных систем с нижней разводкой, имеющих значительное гидравлическое сопротивление, в последнее время все шире используют схему присоединения с насосом на перемычке (рис. 49).

Создаваемый насосом напор должен быть равен потере давления в системе отопления, включая неучтенные потери и потери в самой перемычке. Поэтому насос надо подбирать с 10%-ным запасом по коэффициенту смешения.

Производительность такого насоса $G_{нас}$ определяется как разность количеств воды, циркулирующей в системе отопления $G_{сист}$, и воды, поступающей в систему из теплосети $G_{сет}$, т. е.

$$G_{нас} = G_{сист} - G_{сет} \ кг/ч. \qquad (120)$$

Учитывая, что

$$G_{сист} = \frac{Q_{сист}}{t_г - t_о} \ кг/ч, \quad \text{а} \quad G_{сет} = \frac{Q_{сист}}{T - t_о} \ кг/ч,$$

уравнение (120) можно представить так:

$$G_{нас} = \frac{Q_{сист}}{T - t_о} \frac{T - t_г}{t_г - t_о} = G_{сет} u \ кг/ч, \qquad (121)$$

а с учетом 10%-ного запаса

$$G_{нас} = 1{,}1 u G_{сет} \ кг/ч. \qquad (122)$$

В тепловых пунктах для подмешивания воды чаще всего применяют диагональные насосы ЦНИИПС, имеющие значительную производительность при малых напорах (табл. 63). Их монтируют без фундаментов, непосредственно на трубопроводе.

Таблица 63. **Техническая характеристика диагональных насосов ЦНИИПС**

Производительность $G_{нас}$, *м³/ч*	Полный напор $H_{нас}$, *м вод. ст.*		К.п.д.	
	ЦНИИПС-10	ЦНИИПС-20	ЦНИИПС-10	ЦНИИПС-20
2	2,5	2,4	0,13	0,09
4	2,4	2,45	0,23	0,19
6	2,2	2,4	0,3	0,26
8	1,8	2,35	0,37	0,35
10	1,6	2,25	0,37	0,4
12	1,3	2,1	0,34	0,45
14	0,9	2	0,28	0,48
16	0,5	1,8	0,18	0,49
18	—	1,5	—	0,47
20	—	1,35	—	0,43
22	—	1,1	—	0,36

Примечание. Насосы ЦНИИПС поставляются вместе с электродвигателями АОЛ Б-31-4 (N=0,27 *квт* и n=1450 *об/мин*). Масса насоса с электродвигателем 35 *кг*.

Пример 24. Для условий примера 18 (с. 111) подобрать насос для установки на перемычке, учитывая, что располагаемый напор в системе отопления $P_н$ = =2,3 *м вод. ст.*

$$G_{сет} = \frac{300\,000 - 0{,}1 \cdot 300\,000}{150 - 65} = 3176 \text{ кг/ч};$$

$$G_{нас} = 1{,}1 \cdot 1{,}43 \cdot 3176 = 4996 \text{ кг/ч или } 5{,}1 \text{ м}^3/\text{ч}$$
(при $\rho_{65} = 980{,}5$ *кг/м³*).

По табл. 63 подбираем диагональный насос ЦНИИПС-10. При $G_{нас}$ =5,1 *м³/ч* и $P_н$ =2,3 *м вод. ст.* к. п. д. насоса составит 0,27.

§ 33. Расчет паропроводов низкого давления

Системы парового отопления низкого давления ($P \leqslant 0{,}7$ *кгс/см²*), как и высокого ($P > 0{,}7$ *кгс/см²*), характеризуются начальным — избыточным, или рабочим, давлением пара в котле или на вводе паропровода в отапливаемое здание.

Обычно для отопления используют насыщенный пар. Выбор его параметров обусловливается принятым к установке оборудованием, радиусом действия системы и схемой возврата конденсата от нагревательных приборов и теплообменников на тепловой центр. В паровых системах отопления ветви паропроводов и конденсатопроводов рассчитывают раздельно.

В разомкнутых (открытых) системах парового отопления низкого давления, сообщающихся с атмосферой, рабочее давление пара в котле или на вводе паропровода в здание $P_к$ рекомендуется принимать в зависимости от радиуса действия системы пароснабжения L:

Радиус действия системы L, *м*	50	100	200	300	500
Давление пара $P_к$, *кгс/см²*	0,05	0,05—0,1	0,1—0,2	0,2—0,3	0,5—0,6

Располагаемый перепад давлений принимают:

в системах отопления без конденсатоотводчиков при самотечном возврате конденсата на тепловой центр

$$P_р = 10\,000 P_к - 200 \text{ кгс/м}^2; \quad (123)$$

в системах отопления с напорным конденсатопроводом и при установке конденсатоотводчиков

$$P_р = 10\,000 P_к - 350 \text{ кгс/м}^2. \quad (124)$$

В формулах (123) и (124):

200 *кгс/м²* — давление пара перед вентилем расчетного нагревательного прибора или теплообменника;

350 *кгс/м²* — то же, перед конденсатоотводчиком.

В замкнутых системах парового отопления низкого давления рабочее давление пара в котле $P_к$ назначают в зависимости от высоты помещения котельной $H_{п.к}$ в подвале отапливаемого здания, а также от радиуса действия системы пароснабжения L.

Обычно принимают $H_{п.к}$=3,5÷4 *м*, не допуская подпора конденсата в приборы, расположенные на первом этаже здания.

Оптимальные параметры замкнутой системы пароснабжения определяют так.

При заданной высоте подвала $H_{п.к}$ и парового котла $h_к$, принятого к установке (рис. 50), получаем такую связь величин [42]:

$$H_{п.к} + h_{пер} + 0{,}1 = h_к + 0{,}1 + \frac{D}{2} + (10P_к + 0{,}25) + h_{под} \text{ м}, \quad (125)$$

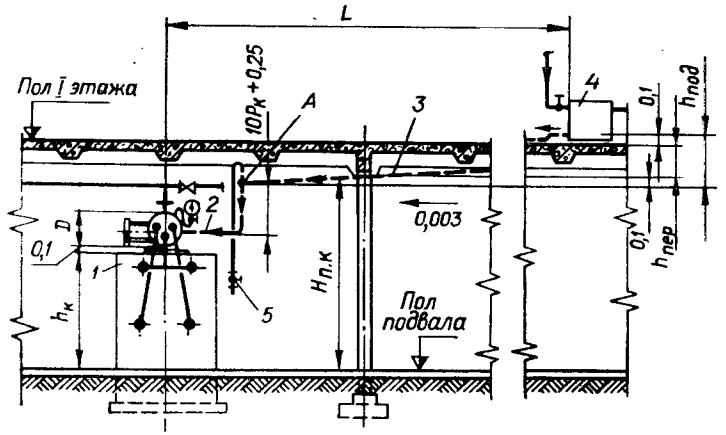


Рис. 50. Расчетная схема замкнутой системы пароснабжения:
А — точка перелома конденсатопровода; *1* — котел; *2* — мокрый конденсатопровод; *3* — сухой конденсатопровод; *4* — концевой нагревательный прибор; *5* — воздушный кран.

где $h_{пер}$ — толщина перекрытия, *м*;

D — диаметр паросборника котла, *м*;

$10P_к+0{,}25$ — высота подъема конденсатопровода при давлении пара $P_к$, *кгс/см²*, с учетом запаса 0,25 *м* на преодоление гидравлических потерь в питательной линии котла;

$h_{под}$ — высота подъема конденсатопровода, проложенного с уклоном не менее 0,003 от точки перелома A до нижнего ниппеля радиатора, *м*, вычисляемая по формуле

$$h_{под} = 0{,}1 + h_{пер} + 0{,}2 \geqslant 0{,}003\ L\ м, \qquad (126)$$

где 0,2 — минимальный запас высоты помещения по монтажным требованиям, *м*.

Подставив в формулу (125) значение $h_{под}$, находим искомые величины $H_{п.к}$ и $P_к$:

$$H_{п.к} = h_к + \frac{D}{2} + 10P_к + 0{,}55\ м; \qquad (127)$$

$$P_к = \left[H_{п.к} - \left(h_к + \frac{D}{2} + 0{,}55 \right) \right] 0{,}1\ кгс/см^2, \qquad (128)$$

где 0,1 — переводной коэффициент.

Рабочее давление пара в котле также зависит от принятых сечений паропроводов, т. е. от величины гидравлических потерь.

При заданном радиусе действия L, *м*, требуемое рабочее давление пара в котле замкнутой системы пароснабжения можно найти так:

$$P_к = \left[\frac{R_{ср}L}{b} + 200 \right] 0{,}0001\ кгс/см^2, \qquad (129)$$

где $R_{ср}$ — средняя удельная потеря давления на трение, *кгс/м²* на 1 *м*;

0,0001 — коэффициент перевода давления из *кгс/м²* в *кгс/см²*.

Для значения доли гидравлических потерь, приходящихся на трение $b=0{,}65$ (по данным, приведенным на с. 90), и для удельной потери на трение $R_{ср}=6{,}5$ *кгс/м²* на 1 *м* рабочее давление пара

$$P_к = (10L + 200)0{,}0001\ кгс/см^2. \qquad (130)$$

Максимальный радиус действия замкнутой схемы пароснабжения L при заданном рабочем давлении пара в котле $P_к$ определяют по формуле

$$L = \frac{0{,}65(10\,000P_к - 200)}{6{,}5} = 0{,}1(10\,000P_к - 200)\ м. \qquad (131)$$

Для увеличения радиуса действия замкнутой системы пароснабжения и повышения рабочего давления пара в котле до 0,7 *кгс/см²* в некоторых случаях целесообразно использовать специальный автоматический питатель (рис. 51), который является промежуточным сборным баком для конденсата. Питание котла происходит периодически под воздействием напора $H \geqslant 500$ *мм* при равенстве давлений пара в котле и питателе. Поплавковый механизм питателя после завершения каждого цикла питания разобщает паровой котел и конденсатопровод, и конденсат самотеком поступает в питатель из системы отопления [41].

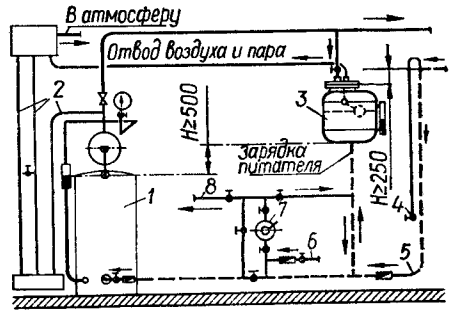


Рис. 51. Установка питателя-автомата в замкнутой системе пароснабжения низкого давления:

1 — котел; *2* — гидравлический затвор; *3* — питатель; *4* — воздушный кран; *5* — конденсатопровод от потребителей пара; *6* — водопровод; *7* — ручной насос; *8* — сброс в канализацию.

Паропроводы низкого давления удобно рассчитывать по методу удельной потери давления на трение, пользуясь табл. III. 64 и III. 65 справочника [43] в таком порядке.

Сначала выявляют наименьшее значение величины $R_{ср}$ для наиболее протяженной и нагруженной ветви паропровода:

$$R_{ср} = \frac{bP_р}{\sum l} = \frac{0{,}65(10\,000P_к - 200)}{\sum l}\ кгс/м^2 \text{ на } 1\ м, \qquad (132)$$

где $b = 0{,}65$;

$\sum l$ — длина участков паропровода, *м*;

$P_к$ — начальное избыточное давление пара, *кгс/см²*;

200 — запас давления перед вентилем концевого прибора, *кгс/м²*.

По значению $R_{ср}$ и известным тепловым нагрузкам Q, пользуясь названными таблицами справочника [43], определяют искомый диаметр труб и скорость пара на расчетных участках. Затем, подсчитав по табл. 53 сумму к. м. с., по справочнику [43] находят потери давления в местных сопротивлениях Z.

Гидравлический расчет должен быть выполнен с запасом не менее 10%, чтобы сумма линейных потерь и потерь в местных сопротивлениях в рассматриваемой ветви паропровода была всегда меньше $0{,}9\,P_р$ [см. формулу (77)].

Расчет паропроводов с давлением $P_к \geqslant 0{,}2$ *кгс/см²* рекомендуется выполнять по методике, изложенной в § 34 (как для паропроводов высокого давления).

Для уравнивания потерь давления в паропроводах и отдельных стояках применяют дроссельные шайбы с отверстием диаметром $d=4 \div 5$ *мм* и толщиной $\delta=1{,}5 \div 2$ *мм*. Шайбы устанавливают на стояках или на подводках к нагревательным приборам в муфтах или вентилях, как показано на рис. 52. Подбирать дроссельные шайбы удобно по номограмме (рис. 52, *г*).

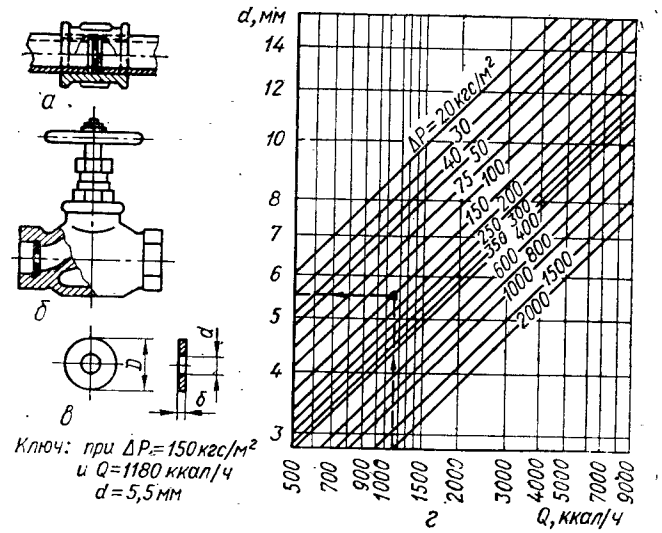


Рис. 52. Дроссельные шайбы парового отопления низкого давления:

а — в муфте; *б* — в вентиле; *в* — шайба; *г* — номограмма для подбора шайб.

Пример 25. Рассчитать ветвь паропровода замкнутой системы парового отопления низкого давления, найти оптимальное давление пара и высоту помещения котельной в подвале здания. К установке намечен паровой котел модели «Универсал-5». Тепловые нагрузки и размеры указаны на расчетной схеме (рис. 53).

Протяженность ветви паропровода равна $\sum l = 0{,}5 + 6{,}5 + 12 + 8 + 6 = 33$ *м*. Минимальное рабочее давление пара в котле по формуле (130)

$$P_к = (10 \cdot 33 + 200)0{,}0001 = 0{,}053 \text{ кгс/см}^2 \text{ (или } 530 \text{ кгс/м}^2\text{)}.$$

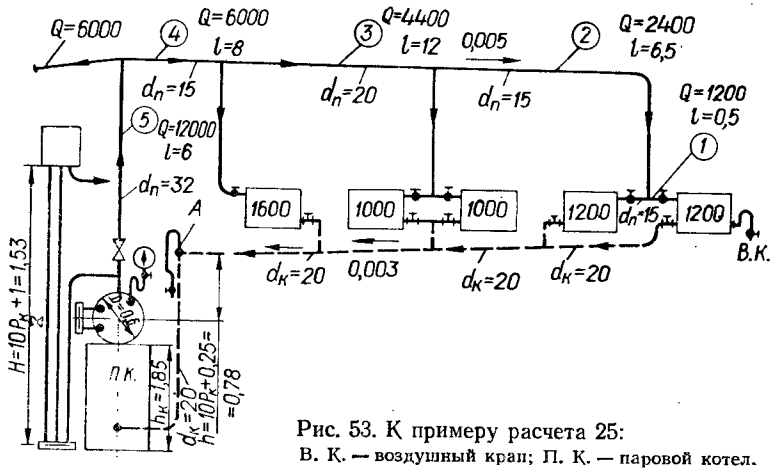


Рис. 53. К примеру расчета 25:

В. К. — воздушный кран; П. К. — паровой котел.

На осиовании формулы (127) высота котельного помещения должна быть ие менее

$$H_{п.к} = 1{,}85 + \frac{0{,}6}{2} + 10 \cdot 0{,}053 + 0{,}55 = 3{,}23 \text{ м}.$$

Принимаем $H_{п.к} = 3{,}5$ *м*.

Величина располагаемого перепада давлений в системе

$$P_р = 530 - 200 = 330 \text{ кгс/м}^2.$$

Значение удельной потери давления по формуле (132)

$$R_{ср} = \frac{0{,}65 \cdot 330}{33} = 6{,}5 \text{ кгс/м}^2 \text{ на } 1 \text{ м}.$$

Высота гидравлического затвора парового котла $H = 10P_к + 1 = 10 \cdot 0{,}053 + 1 = 1{,}53$ *м*, а высота h от центра паросборника котла до точки перелома конденсатопровода A для обеспечения самотечного возврата конденсата в котел будет

$$h = 10 \cdot 0{,}053 + 0{,}25 = 0{,}78 \text{ м}.$$

Пользуясь таблицами III.64 и III.65 или номограммой (вклейка) справочника [43], ориентируясь на значение $R_{ср}$ и не допуская резких скачков скоростей пара, выполняем расчет паропровода и по табл. 66 подбираем диаметры конденсатопровода. Результаты гидравлического расчета записываем в бланк по форме, приведенной в табл. 64.

Таблица 64. К расчету паропроводов низкого давления

№ участка	Q, ккал/ч	l, м	$d_п$, мм	v, м/сек	R, кгс/м² на 1м	Rl, кгс/м²	$\sum\xi$	Z, кгс/м²	$\sum(Rl+Z)$, кгс/м²	$d_к$, мм
1	1200	0,5	15	5,2	27	1,35	19,8	17,6	18,95	15
2	2400	6,5	15	10,3	9,5	61,75	2,5	8,6	70,35	15
3	4400	12	20	9,93	6,1	73,2	1	3,2	76,4	20
4	6000	8	25	8,52	3,7	29,6	1,5	3,5	33,1	20
5	12000	6	32	9,77	3,15	18,9	10,5	34,2	53,1	20
						$\sum Rl = 184{,}8$		$\sum Z = 67{,}1$		

Зная предварительные диаметры паропровода, по табл. 53 находим для каждого расчетиого участка его сумму к. м. с., а именно:

Участок 1

Половина радиатора	0,8
Вентиль $d=15$ *мм*	16
Тройник-противоток	3
Итого	19,8

Участок 2

Отвод $d=15$ *мм*	1,5
Тройник-проход	1
Итого	2,5

Участок 3

Тройник-проход	1

Участок 4

Тройник-поворот	1,5

Участок 5

Вентиль $d=32$ *мм*	9
Паросборник котла	0,5
Тройник-проход	1
Итого	10,5

Общие потери давления в паропроводе

$$\sum(Rl + Z) = 184{,}8 + 67{,}1 = 251{,}9 \ кгс/м^2.$$

Вычисляем запас давления по формуле (76)

$$A = \frac{330 - 251{,}9}{330} 100 \approx 23\%.$$

§ 34. Расчет паропроводов высокого давления

В паровых системах отопления высокого давления рабочее давление пара на вводе паропроводов в отапливаемое здание обычно назначают $P \leqslant 6 \ кгс/см^2$, что обусловливается механической прочностью принятых к установке нагревательных приборов, и в случае необходимости снижают его дросселированием.

Давление пара перед расчетным теплообменником до вентиля в системах высокого давления

$$P_1 = \frac{P_2}{0{,}7} \ кгс/см^2, \qquad (133)$$

где P_2 — давление пара в конденсатопроводе после конденсатоотводчика, $кгс/см^2$.

Величину располагаемого перепада давлений в таких паропроводах, прокладываемых внутри зданий, обычно назначают в пределах $P_р = 0{,}5 \div 1{,}5 \ кгс/см^2$.

Гидравлический расчет паропроводов высокого давления выполняют по условным величинам потерь давления на трение, пользуясь таблицами или номограммами, составленными при плотности пара $\rho'' = 1 \ кг/м^3$ (например, табл. III.71 в справочнике [43]). Истинная потеря давления на трение и скорость пара равны условным — табличным значениям, поделенным на среднюю плотность пара в рассматриваемой ветви паропровода [см. формулу (75)].

Упрощенный расчет коротких паропроводов высокого давления (длиной $\sum l = 100 \div 200 \ м$) удобно производить методом удельной потери давления на трение по предельным скоростям пара, допуская что величины R постоянны по длине расчетного участка при некотором среднем давлении пара $P_{ср}$ в рассматриваемой ветви паропровода:

$$P_{ср} = \frac{P_{нач} + P_{кон}}{2} \ кгс/см^2, \qquad (134)$$

где $P_{нач}$ и $P_{кон}$ — начальное и конечное давление пара в рассматриваемой ветви паропровода, $кгс/см^2$.

Руководствуясь величиной $P_{ср}$, определяют теплоту конденсации пара r, затем по тепловой нагрузке Q [формула (74)] вычисляют расходы пара на расчетных участках G, $кг/ч$.

Средняя потеря давления на 1 $м$ паропровода

$$R_{ср} = \frac{P_{нач} - P_{кон}}{\sum l} 10\,000 \ кгс/м^2, \qquad (135)$$

где $\sum l$ — суммарная длина расчетных участков главной ветви паропровода, $м$.

Ориентируясь на предельные скорости пара по табл. 49, принимают значения удельных потерь на трение $R_т$ и скорости пара $v_т$ по табл. III.71 справочника [43]. Далее сравнивают их с действительными величинами $R_д$ и $v_д$, полученными по формулам (75) и (75а). Результаты расчета записывают по форме, приведенной в табл. 65, предусматривая запас не менее 20% на неучтенные потери.

Таблица 65. **К расчету паропроводов высокого давления**

№ участка	Q, $ккал/ч$	G, $кг/ч$	l, $м$	$d_п$, $мм$	$v_т$	$v_д$	$R_т$	$R_д$	$R_д l$, $кгс/м^2$	$d_к$, $мм$
					$м/сек$		$кгс/м^2$ на 1 $м$			

§ 35. Расчет конденсатопроводов

Диаметры самотечных сухих и мокрых конденсатопроводов можно подбирать по тепловым нагрузкам на расчетных участках по данным табл. 66.

Таблица 66. **Подбор диаметров конденсатопроводов по количеству тепла, выделенного паром при конденсации**, *тыс. ккал/ч*

Диаметры труб $d_у$, $мм$	Сухой конденсатопровод при паре			Мокрый горизонтальный или вертикальный конденсатопровод при длине расчетного участка, $м$		
	низкого давления		высокого давления			
	Горизонтальный участок	Вертикальный участок		до 50	50—100	более 100
15	4	6	7	28	18	8
20	15	22	25	70	45	25
25	28	42	38	125	80	40
32	68	100	80	270	175	85
40	104	155	110	375	250	115
50	215	320	200	650	440	215
76×3	500	750	475	1500	1050	500
89×3,5	750	1120	700	2250	1500	750
102×4	1100	1650	1050	3100	2000	1100
114×4	1400	2100	1350	3900	2600	1400

Примечание. Длину мокрого конденсатопровода считают от наиболее удаленного прибора до котла.

Трубы сухих самотечных конденсатопроводов лишь частично заполнены конденсатом, бо́льшая — свободная часть их сечения служит для отвода воздуха из системы пароснабжения. Мокрые напорные конденсатопроводы полностью заполнены конденсатом и поэтому меньше подвержены коррозии, их можно рассчитывать, как обычные водопроводы [8].

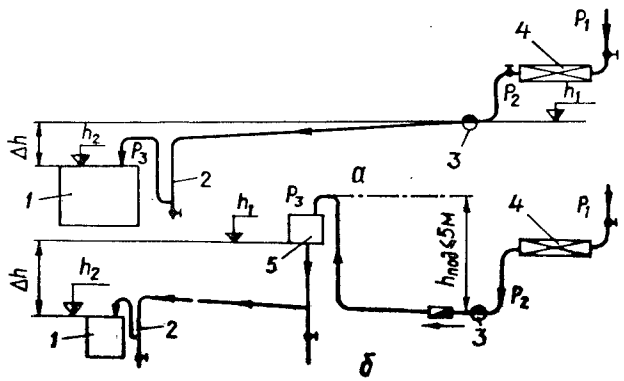


Рис. 54. Схемы прокладки конденсатопроводов:
а — самотечных; *б* — напорных; *1* — конденсатосборный бак; *2* — гидравлическая петля; *3* — конденсатоотводчик; *4* — теплообменник; *5* — напорный бак-сепаратор.

Для сухих самотечных конденсатопроводов (рис. 54, *а*) располагаемый перепад давлений $P_р$ вычисляют по формуле

$$P_р = \Delta h \rho \eta \ кгс/м^2, \qquad (136)$$

где Δh — вертикальное расстояние между начальной и конечной точками конденсатопровода, *м;*

ρ — плотность конденсата при его температуре не менее 70°С, *кг/м*³, по табл. 1, прилож. XI;

η — коэффициент, учитывающий наличие в конденсатопроводе двухфазной среды (кроме конденсата, в трубах имеется воздух или пароводяная эмульсия). Значения η, согласно кн. [8], принимают следующие:

В горизонтальных или вертикальных внутренних системах парового отопления зданий с давлением пара $P \leqslant 0{,}7$ *кгс/см*²	0,5
То же, $P \geqslant 0{,}8$ *кгс/см*²	0,65
В горизонтальных участках наружных сетей	0,75

Для напорных мокрых конденсатопроводов величина располагаемого перепада давлений $P_р \leqslant 5$ *м* определяется высотой установки $h_{под}$ промежуточного бака-сепаратора (рис. 54, *б*). Бак может находиться под давлением $P_б \leqslant 0{,}5$ *кгс/см*². Если конденсат перекачивается насосом, то $P_р$ принимают по напору насоса [9], [45].

Перепад давлений, создаваемый в конденсатопроводе напорным баком-сепаратором, можно подсчитать по формуле

$$P_р = P_1 \pm 0{,}1\Delta h + \Delta P \leqslant 0{,}5 \ кгс/см^2, \qquad (137)$$

где $P_1 \geqslant 0{,}35$ *кгс/см*² — давление в конце конденсатопровода, перед конденсатоотводчиком. При возврате конденсата в открытый бак $P_1 = 0$;

Δh — разность отметок начала и конца конденсатопровода, *м*. Эту величину принимают со знаком плюс или минус в зависимости от соотношения отметок h_1 и h_2 (рис. 54, *б*);

ΔP — потери давления в конденсатопроводе, *кгс/см*².

Когда конденсат из сборного конденсатопровода под воздействием давления пара выжимается конденсатоотводчиком в напорный бак-сепаратор, высоту подъема конденсата определяют по формуле

$$h_{под} = 0{,}4 \cdot 10P_1 - \sum_1^n (Rl + Z) \ 0{,}001 \ м, \text{ но не более } 5 \ м, \qquad (138)$$

где P_1 — давление пара перед конденсатоотводчиком, *кгс/см*²;

0,4 — коэффициент, учитывающий, что 60% давления пара теряется в конденсатоотводчике;

$\sum_1^n (Rl + Z) \ 0{,}001$ — потери давления в трубопроводе от конденсатоотводчика до напорного бака, *м*.

Глава V. ПРИМЕРЫ ПРОЕКТНЫХ РЕШЕНИЙ

В этой главе приводятся примеры проектных решений и гидравлических расчетов систем водяного и парового отопления, выполненных в соответствии с действующими нормативными указаниями (СН 419-70, РСН 233-71, СН 398-69 и др.) и рекомендациями, изложенными в предыдущих разделах, по схемам, наиболее часто встречающимся в инженерной практике.

В примерах использованы основные методы гидравлических расчетов трубопроводов систем водяного отопления с постоянными и переменными перепадами температур теплоносителя в стояках, а именно: методы удельных потерь давления, эквивалентных сопротивлений, динамических давлений и характеристик сопротивления.

Для единообразия в расчетах и удобства использования расчетных материалов в этой главе для стояков приняты обозначения Ст. 1, Ст. 2 и т. д.; расчетные участки разводящих магистралей обозначены двумя цифрами, соответствующими номерам стояков в начале и конце участков (например, *1—2*), причем на обратных трубопроводах — цифрами со штрихом *(1′—2′)*; узловые точки раз-

водящих трубопроводов отмечены буквами русского алфавита (*А, Б...*), элеваторный узел буквами *Э. У.*, лестничная клетка — *Л. К.*

На рисунках указаны: для расчетных участков — тепловая нагрузка *Q, ккал/ч*, расход теплоносителя *G, кг/ч* (при $\Delta t = \text{const}$), длина *l, м*, диаметр *d, мм*; для нагревательных приборов — число секций *n*, шт., тип или тепловая нагрузка $Q_{пр}$, *ккал/ч*. Стрелками показан уклон трубопроводов.

Расчет характеристик сопротивления и приведенных коэффициентов местных сопротивлений (к. м. с.) стояков и участков разводящих магистралей производится по табл. 52—55 и прилож. IX. При этом в случае расчета с переменными перепадами температур теплоносителя в стояках при определении к. м. с. тройников в местах ответвлений стояков от разводящих трубопроводов отношение расхода воды в стояке к расходу в общем участке разводящей сети заменяется отношением тепловых нагрузок.

В примерах 26—30 к. м. с. тройников на противотоке при делении и слиянии потоков приняты усредненные по табл. 53.

Пример 26. **Расчет однотрубной тупиковой системы водяного отопления с нижней разводкой магистралей.**

Запроектировать и рассчитать систему водяного отопления с радиаторами М-140-АО 9-этажного двухсекционного жилого дома с непроходным чердаком (см. рис. 6) и техническим подпольем, присоединяемую к тепловой сети с параметрами теплоносителя 150—70°С.

В проекте принимаем наиболее экономичную однотрубную проточно-регулируемую систему отопления с нижней разводкой и П-образными стояками, присоединяемую к тепловой сети при помощи элеватора (рис. 55). Систему отопления здания проектируем состоящей из двух однотипных секционных тупиковых систем, каждая из которых обслуживает одинаковую жилую секцию. Подъемные участки стояков размещаем в помещениях с теплопотерями меньшими, чем в помещениях, где пройдут опускные участки. Это позволяет снизить расчетную поверхность нагревательных приборов. Расчетные параметры теплоносителя в системе принимаем максимально допустимые по нормам: $\Delta t = 105—70$°С. На рис. 56 изображена схема тупиковой ветви системы отопления секции *А*, включающей четыре П-образных стояка, подробный гидравлический расчет которой приведен в настоящем примере.

Отопление лестничных клеток предусматриваем воздухонагревателями из ребристых труб, присоединяемыми отдельной линией к тепловой сети перед элеватором (на рис. 55 и 56 воздухонагреватели условно не показаны). Гидравлический расчет трубопроводов системы отопления выполняем по методу характеристик со-

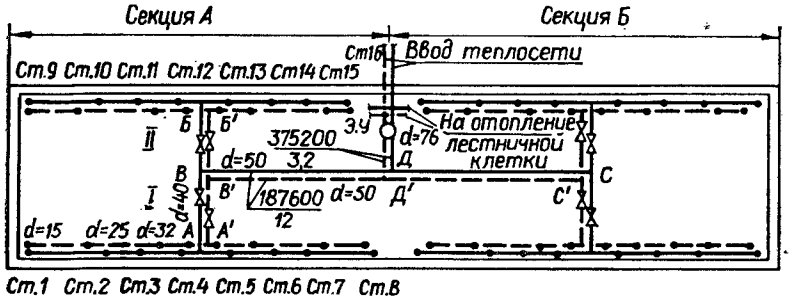


Рис. 55. План технического подполья с разводящими трубопроводами:
А, А'; В, В'; Б, Б'; Д, Д'; С, С' — узловые точки; *I* и *II* — полусистемы секции *А*.

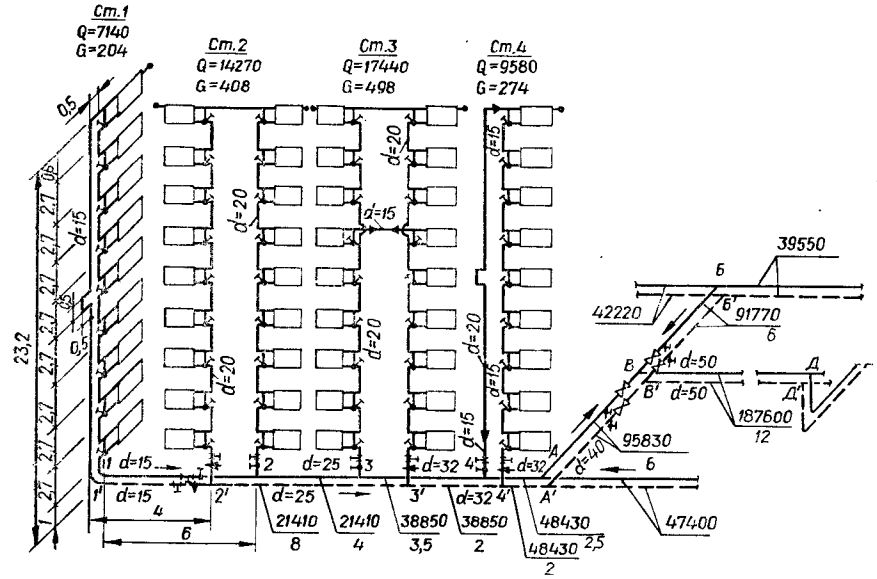


Рис. 56. Расчетная схема тупиковой ветви *А — ст. 1 — А'* системы отопления секции *А* (см. рис. 55).

Расход воды в стояках *1—4* указан при $\Delta t = \text{const}$. В дробных числах, относящихся к участкам магистралей, на рис. 56, 57, 59, 60 и 61 в числителе указана тепловая нагрузка *Q, ккал/ч*, а в знаменателе — длина участков *l, м*.

противления с постоянными и переменными перепадами температур воды в стояках с целью сопоставления результатов расчета и для сравнения полученных в обоих случаях конструкций стояков.

Последовательность расчета

Гидравлический расчет с постоянными перепадами температур воды в стояках

В связи с тем, что для проектируемой системы отопления не задан определенный располагаемый перепад давлений, гидравлический расчет начинаем с последнего по ходу горячей воды стояка *1*.

Анализируя соотношение тепловых нагрузок в стояках ветви и руководствуясь данными табл. 58, принимаем диаметр стояка *1* и радиаторных узлов, выполненных без уток, минимальным, равным 15 *мм*. Это позволит наиболее полно использовать располагаемое давление.

Пользуясь табл. 52—55 и прилож. IX, определим полную характеристику сопротивления стояка *1* как сумму характеристик сопротивления:

а) восьми вертикальных этажестояков проточно-регулируемых систем $d = 15$ *мм* (прилож. IX)

$$S_1 = 8 \cdot 13{,}38 \cdot 10^{-4} = 107{,}04 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2};$$

б) радиаторного узла верхнего этажа

$$S_2 = 1 \cdot 5{,}03 \cdot 10^{-4} = 5{,}03 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2};$$

в) прямых участков труб стояка $d=15$ *мм* общей длиной $l=l_1+l_2=35{,}7$ *м*.

$$S_3 = 35{,}7 \cdot 2{,}89 \cdot 10^{-4} = 103{,}17 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Здесь длина холостого подъемного стояка (рис. 56)

$$l_1 = (2{,}7 \cdot 8) + 1{,}1 + (2 \cdot 0{,}5) = 23{,}7 \ м,$$

где 1,1 — участок стояка на девятом этаже;

2×0,5 — длина горизонтальных участков П-образного компенсатора;

длина участков горячей и обратной магистралей *1—2* и *1′—2′*, являющихся продолжением стояка *1* (рис. 56),

$$l_2 = 6 + 4 + 1 + 1 = 12 \ м,$$

где *1* — длина опусков стояка с первого этажа в подполье;

г) местных сопротивлений, включающих: вентиль на подающей магистрали $\xi=16$; пробковый кран на обратной магистрали $\xi=3{,}5$; отводы, гнутые под углом 90° — 7 шт. $\xi=1{,}5 \cdot 7=10{,}5$; отступы от стояка к магистрали — 2 шт. $\xi=0{,}5 \cdot 2 = 1$; тройник на проход горячей магистрали при $\frac{G_{пр}}{G_{сб}} = \frac{204}{612} = 0{,}33$ $\xi=0{,}5$; тройник на проход обратной магистрали при $\frac{G_{пр}}{G_{сб}} = 0{,}33$ $\xi=3$. Всего $\sum \xi = 34{,}5$.

Затем по формуле (91) находим

$$S_4 = 34{,}5 \cdot 1{,}08 \cdot 10^{-4} = 37{,}26 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Таким образом, полная характеристика сопротивления стояка *1*

$$S_{ст} = (107{,}04 + 5{,}03 + 103{,}17 + 37{,}26)10^{-4} = 252{,}5 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Находим по заданному для системы постоянному перепаду температур $\Delta t = 35°C$ расход воды в стояке *1* по формуле (73) $G_{ст} = \frac{7140}{35} = 204$ *кг/ч* и рассчитываем по известным $G_{ст}$ и $S_{ст}$ по формулам (92) потери давления в нем

$$P_{ст} = 252{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 204^2 = 1051 \ кгс/м^2.$$

Переходим к расчету стояка *2*. Для него известны располагаемый перепад давлений $P'_{ст} = 1051$ *кгс/м²*, равный потерям давления в стояке *1*, и расход воды $G_{ст} = \frac{14270}{35} = 408$ *кг/ч*.

Поэтому по формулам (92) можно определить для стояка *2* требуемую характеристику сопротивления

$$S'_{ст} = \frac{1051}{408^2} = 63{,}14 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Подбираем такую конструкцию стояка, суммарная характеристика сопротивления которого была бы равна требуемой или близка к ней. Если для стояка с одним диаметром труб не удается выполнить это условие, конструируем допускаемые нормами составные стояки, в первую очередь такие, у которых изменены диаметры хвостовых участков от магистралей до нижних подводок к нагревательным приборам, а затем стояки с промежуточными перемычкам, Т-образные и с разными диаметрами подъемного и опускного участков.

Ориентировочно (по табл. 58) принимаем диаметр стояка *2* и радиаторных узлов равным 20 *мм* и определяем его полную характеристику сопротивления по аналогии с примером 20 с учетом того, что для стояка *2* длина перемычки на 9-м этаже равна 2 *м*, а опуски в подполье имеют стандартную длину, равную 1 *м*:

$$S_{ст} = (50{,}4 + 2{,}92 + 5{,}69 + 1{,}62 + 1{,}18)\ 10^{-4} = 61{,}81 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

По полученному значению $S_{ст}$ уточняем потери давления в нем $P_{ст} = 61{,}81 \cdot 10^{-4} \cdot 408^2 = 1029$ *кгс/м²* и сравниваем с заданным располагаемым перепадом давлений $P'_{ст} = 1051$ *кгс/м²*. Невязка давлений по формуле (76) составляет $\frac{1051 - 1029}{1051} 100 \approx 2\%$ и находится в допустимых пределах (±15%).

Продолжаем расчет определением потерь давления в параллельных участках магистральных трубопроводов *2—3* и *2′—3′*. Для этого надо подсчитать расход воды в них, назначить диаметр и определить характеристику сопротивления.

При назначении диаметров трубопроводов руководствуемся требованиями норм к соотношению между потерями давления в стояках и магистральных участках трубопроводов расчетной ветви, а также данными табл. 60.

Расход воды в участках магистралей *2—3*, *2′—3′* определяем как сумму расходов в стояках *1* и *2*

$$G_{2-3} = G_{2'-3'} = 204 + 408 = 612 \ кг/ч.$$

Руководствуясь данными табл. 60, принимаем диаметр участков равным 25 *мм*, находим по формуле (91) их характеристики сопротивления

$$S_{2-3} = (1{,}4 \cdot 4 + 0{,}5)0{,}125 \cdot 10^{-4} = 0{,}762 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2};$$

$$S_{2'-3'} = (1{,}4 \cdot 8 + 3)0{,}125 \cdot 10^{-4} = 1{,}775 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2},$$

где 0,5 — к. м. с. тройника на проход в месте присоединения стояка *2* к горячей магистрали при $\frac{G_{пр}}{G_{сб}} = \frac{612}{1110} \approx 0{,}55$ (см. табл. 55);

3 — то же, к обратной магистрали.

Остальные величины, входящие в эти формулы (кроме длин участков), берем из табл. 52.

Затем по формулам (92) вычисляем потери давления в участках:

$$P_{2-3} = 28{,}5 \ кгс/м^2; \qquad P_{2'-3'} = 66{,}5 \ кгс/м^2.$$

Результаты расчета характеристик сопротивления участков *2—3* и *2′—3′* сведены в табл. 67 (с. 152).

Используя полученные данные, определяем располагаемый перепад давлений для стояка *3* как сумму потерь давления в стояке *1* и в параллельных участках сети *2—3*, *2′—3′*, т. е.

$$P'_{ст} = 1051 + 28{,}5 + 66{,}5 = 1146 \ кгс/м^2.$$

Дальнейший расчет стояка *3* выполняем аналогично стояку *2*. По известным $P'_{ст} = 1146$ *кгс/м²* и $G_{ст} = 498$ *кг/ч* находим требуемую характеристику его сопротивления

$$S'_{ст} = \frac{1146}{498^2} = 46{,}19 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Ориентировочно принимаем, в соответствии с табл. 58, диаметр стояка *3* и радиаторных узлов равными 20 *мм*. Тогда получим (см. пример 21.А) характеристику сопротивления стояка *3* $S_{ст} = 61{,}81 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$ и потери давления в нем $P_{ст} = 1520$ *кгс/м²*, что превышает величину располагаемого перепада давлений $P'_{ст} = 1146$ *кгс/м²* на 32,6% и, следовательно, недопустимо.

Изменением диаметров хвостовых участков стояка от нижних подводок приборов первого этажа до магистралей с 20 на 25 *мм* не удается существенно уменьшить характеристику сопротивления стояка *3* ($S_{ст} = 57{,}06 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$) и соответственно потери давления в нем.

Поэтому надо принять схему стояка *3* с промежуточной параллельной перемычкой диаметром 15 *мм*, устанавливаемой на уровне 6-го этажа (рис. 56).

Расчет стояка *3* с перемычкой выполним по методике, описанной в примере 21, с учетом конструктивных отличий стояков.

Определим характеристику сопротивления участков стояка:

а) до перемычки

$$S_а = (3{,}15 \cdot 10 + 5{,}69 + 1{,}62)10^{-4} = 38{,}81 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2};$$

б) выше перемычки

$$S_б = [3{,}15 \cdot 4 + 1{,}46 \cdot 2 + 7{,}4 \cdot 0{,}59 + (0{,}5 + 3)0{,}325]10^{-4} = 21{,}03 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2};$$

в) перемычки

$$S_в = [1{,}46 \cdot 2 + 2 \cdot 2{,}89 + (5 + 1{,}5 - 1 - 1)0{,}325]10^{-4} = 10{,}16 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2};$$

г) двух параллельных участков стояка (перемычки и выше перемычки) по формулам (95)

$$S' = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{21{,}03 \cdot 10^{-4}}} + \frac{1}{\sqrt{10{,}16 \cdot 10^{-4}}}\right)^2} = 3{,}53 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Полная характеристика сопротивления стояка

$$S_{ст} = S_а + S' = (38{,}81 + 3{,}53)10^{-4} = 42{,}34 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Гидравлическое сопротивление параллельных участков по формулам (92)

$$P' = 3{,}53 \cdot 10^{-4} \cdot 498^2 = 87{,}5 \ кгс/м^2.$$

Общее гидравлическое сопротивление стояка

$$P_{ст} = 87{,}5 + 38{,}81 \cdot 10^{-4} \cdot 498^2 = 1050 \ кгс/м^2.$$

Невязка давлений составляет $\frac{1146 - 1050}{1146} 100 \approx 8\%$, что вполне допустимо.

В результате дальнейшего расчета (см. табл. 67) получаем для стояка *4* располагаемый перепад давлений $P'_{ст} = 1177{,}5$ *кгс/м²*, расход воды $G_{ст} = 274$ *кг/ч* и требуемую характеристику сопротивления $S'_{ст} = 156{,}83 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$.

Ориентировочный расчет показывает, что сконструировать стояк *4* из труб одного диаметра так, чтобы его характеристика сопротивления соответствовала требуемой, нельзя. Поэтому конструируем составной стояк из следующих частей: 1) хвостового участка подъемной части стояка от магистрали до перекрытия первого этажа диаметром 15 *мм;* 2) холостой подъемной части от первого до девятого этажа (общей длиной 23,7 *м*) диаметром 20 *мм;* 3) опускной части с радиаторными узлами диаметром 15 *мм*.

Характеристика сопротивления такого стояка:

подъемной части

$$S_п = (26{,}22 + 23{,}7 \cdot 0{,}59 + 5 \cdot 1 \cdot 0{,}325)10^{-4} = 41{,}83 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2};$$

опускной части

$$S_о = (13{,}38 \cdot 8 + 5{,}03 \cdot 1 + 8{,}56)10^{-4} = 120{,}63 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2};$$

полная

$$S_{ст} = S_п + S_о = (41{,}83 + 120{,}63)10^{-4} = 162{,}46 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2},$$

а потери давления в нем

$$P_{ст} = 162{,}46 \cdot 10^{-4} \cdot 274^2 = 1219{,}7 \ кгс/м^2.$$

Невязка давлений незначительная: $\frac{1177{,}5 - 1219{,}7}{1177{,}5} 100 \approx -3{,}6\%$.

Заканчиваем расчет определением потерь давления в общих участках магистральных трубопроводов ветви *4—А* и *4'—А'*. Диаметры труб общих участков магистралей системы рекомендуется назначать по предельным скоростям теплоносителя в соответствии с табл. 60 для максимального использования располагаемого перепада давлений в системе.

Результаты расчетов сведены в табл. 67. Общий расход воды в ветви $G = 1384$ *кг/ч*, а потеря давления $P = 1257{,}9$ *кгс/м²*.

Гидравлический расчет остальных ветвей системы можно производить двумя способами: 1) описанным для ветви *А* — ст. *1—А'* через последний по ходу теплоносителя стояк с увязкой потерь давления в узловых точках путем корректировки диаметров наиболее нагруженных участков магистральных трубопроводов и 2) через первый по ходу теплоносителя стояк ветви, принимая располагаемый перепад давлений в общих узловых точках заданным по расчету первой ветви. В этом случае увязывать потери давления в общих узловых точках ветвей не надо (см. пример 29).

Потери давления на общих участках магистральных трубопроводов системы определяем по известным после расчета стояков расходам воды и найденным характеристикам сопротивления (табл. 67). Общая потеря давления в системе отопления составляет 2116,9 *кгс/м²*.

Расчет нагревательных приборов (чугунных радиаторов М-140-АО) выполняется по известной методике (см. пример 10).

Гидравлический расчет с переменными перепадами температур воды в стояках

Как и в случае расчета с постоянными перепадами температур воды в стояках, гидравлический расчет ветви *А*—ст. *1—А'* начинаем с последнего по ходу горячей воды стояка *1*, что позволяет избежать (или уменьшить вероятность) устройства составных стояков. Принимаем, согласно табл. 58, диаметр стояка *1* и радиаторных узлов, выполненных без уток, равным 15 *мм*.

Таблица 67. Гидравлический расчет однотрубной системы с нижней разводкой при тупиковой схеме сети с постоянными перепадами температур воды в стояках

№ участка	Тепловая нагрузка Q, ккал/ч	Расход теплоносителя, Q, кг/ч	Длина участка, l, м	Диаметр трубопровода d, мм	Приведенный коэффициент трения на 1 м длины $\frac{\lambda}{d}$, 1/м	Приведенный коэффициент трения на участке $\frac{\lambda}{d}l$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке $\sum\xi$	Приведенный коэффициент сопротивления участка $\xi_{пр}$	Удельное скоростное давление в трубопроводе $A\cdot10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$	Характеристика сопротивления участка $S\cdot10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$	Потеря давления на участке P, кгс/м²	Располагаемый перепад давлений в стояке $P'_{ст}$, кгс/м²	Требуемая характеристика сопротивления стояка $S'_{ст}\cdot10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$	Действительная характеристика типа сопротивления стояка $S_{ст}\cdot10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$	Действительная потеря давления в стояке $P_{ст}$, кгс/м²	Невязка давлений, %
Ст. 1	7140	204		15							1051	1051	63,14	252,5	1051	+2,1
Ст. 2	14270	408		20										61,81	1029	
2—3	21410	612	4	25	1,4	5,6	0,5	6,1	0,125	0,762	28,5					
2′—3′	21410	612	8	25	1,4	11,2	3	14,2	0,125	1,775	66,5					
Ст. 3	17440	498		15 и 20								1146	46,19			+8,4
3—4	38850	1110	3,5	32	1	3,5	0,2	3,7	0,04	0,148	18,2			42,34	1050	
3′—4′	38850	1110	2	32	1	2	0,7	2,7	0,04	0,108	13,3					
Ст. 4	9580	274		15 и 20												
4—А	48430	1384	2,5	32	1	2,5	3	5,5	0,04	0,22	42,1					
4′—А′	48430	1384	2	32	1	2	3	5	0,04	0,2	38,3					
										Итого:	1257,9	1177,5	156,83	162,46	1219,7	−3,6
А—В	95830	2738	6	40	0,8	4,8	3,5	8,3	0,0235	0,195	146,2					
А′—В′	95830	2738	6	40	0,8	4,8	3,5	8,3	0,0235	0,195	146,2					
В—Д	187600	5360	12	50	0,55	6,6	3	9,6	0,0084	0,081	232,7					
В′—Д′	187600	5360	12	50	0,55	6,6	3	9,6	0,0084	0,081	232,7					
Д′—Э.У.	375200	10720	3,2	76	0,4	1,3	0,3	1,6	0,00274	0,0044	50,6					
Д—Э.У.	375200	10720	3,2	76	0,4	1,3	0,3	1,6	0,00274	0,0044	50,6					
										Всего:	2116,9					

Для определения расчетного расхода теплоносителя в стояке *1* в общем случае надо задаться перепадом температур в нем, находящимся в допустимых пределах (±15% принятого в системе перепада температур $\Delta t = 35°C$), т. е. в пределах 30—40°С.

Анализируя соотношение тепловых нагрузок стояков ветви и учитывая, что стояк *1* имеет наименьшую тепловую нагрузку, примем для него в этом примере перепад температур $\Delta t = 33°C$, т. е. несколько меньшим расчетного перепада для системы. Это позволит увеличить расход воды и потери давления в стояке *1* и избежать возможного повышения сверх допустимого перепада температур для других однотипных стояков ветви, имеющих бо́льшую тепловую нагрузку.

Тогда по формулам (73) определим расчетный расход воды в стояке *1*

$$G_{ст} = \frac{7140}{33} = 216 \ кг/ч.$$

Найдем его полную характеристику сопротивления (в данном случае воспользуемся готовым результатом ее расчета, приведенным на с. 147)

$$S_{ст} = 252{,}5 \cdot 10^{-4} \ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$$

и рассчитаем по формулам (92) потери давления

$$P_{ст} = 252{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot 216^2 = 1178 \ кгс/м^2.$$

Переходим к расчету стояка *2*. Для него располагаемый перепад давлений известен и равен потерям давления в стояке *1* $P'_{ст} = 1178 \ кгс/м^2$.

С учетом тепловой нагрузки (табл. 58) принимаем диаметр стояка *2* и радиаторных узлов равным 20 *мм*. При этом характеристика сопротивления стояка (см. с. 149) $S_{ст} = 61{,}81 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$

По известным располагаемому перепаду давлений и характеристике сопротивления стояка *2* определяем расход воды в нем по формулам (92)

$$G_{ст} = \sqrt{\frac{1178}{61{,}81 \cdot 10^{-4}}} = 437 \ кг/ч$$

и перепад температур по формулам (73)

$$\Delta t = \frac{14270}{437} = 32{,}6°C.$$

Как видим, полученный перепад температур воды в стояке *2* находится в допустимых пределах. Если же этот перепад превышает допустимый по нормам (± 15% расчетного перепада в системе), следует изменить конструкцию стояка и соответственно его характеристику сопротивления и повторить расчет (вариант расчета приведен на с. 161 в примере 27).

Продолжаем расчет вычислением потерь давления в параллельных участках магистральных трубопроводов *2—3* и *2′—3′*. Для этого находим расход воды в них как сумму расходов в стояках *1* и *2*: $G = 216 + 437 = 653 \ кг/ч$, затем назначаем диаметры трубопроводов равными 25 *мм*, руководствуясь данными табл. 60, как и в случае расчета с постоянным перепадом температур, и определяем характеристики сопротивления (табл. 68):

$$S_{2-3} = 0{,}762 \cdot 10^{-4} \ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}; \ S_{2'-3'} = 1{,}775 \cdot 10^{-4} \ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Тогда потери давления в участках *2—3* и *2′—3′* по формулам (92):

$$P_{2-3} = 0{,}762 \cdot 10^{-4} \cdot 653^2 = 32{,}5 \ кгс/м^2;$$

$$P_{2'-3'} = 1{,}775 \cdot 10^{-4} \cdot 653^2 = 75{,}7 \ кгс/м^2.$$

Используя полученные данные, подсчитываем располагаемый перепад давлений для стояка *3* как сумму потерь давления в стояке *1* и в параллельных участках магистральных трубопроводов *2—3* и *2′—3′*

$$P'_{ст} = 1178 + 32{,}5 + 75{,}7 = 1286{,}2 \ кгс/м^2.$$

Дальнейший расчет стояка *3* выполняют аналогично расчету стояка *2*. Задавшись, в соответствии с табл. 58, диаметром стояка *3* и радиаторных узлов равным 20 *мм*, получаем характеристику сопротивления $S_{ст} = 61{,}81 \cdot 10^{-4} \ \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$ (см. расчет стояка *2* и пример 21.А), расход воды в стояке $G_{ст} = \sqrt{\frac{1286{,}2}{61{,}81 \cdot 10^{-4}}} =$ $= 456 \ кг/ч$ и допустимый перепад температур $\Delta t = \frac{17440}{456} = 38{,}2°С$.

Расход воды в участках магистралей *3—4* и *3′—4′* вычисляем как сумму расходов в участках *2—3*, *2′—3′* и стояке *3*

$$G_{3-4} = G_{3'-4'} = 653 + 456 = 1109 \ кг/ч.$$

Продолжая гидравлический расчет ветви в описанной выше последовательности, получим суммарный расход воды в ней $G = 1352 \ кг/ч$ и потери давления между точками *А—А′* $P = 1394{,}6 \ кгс/м^2$.

Результаты расчета сведены в табл. 68.

Гидравлический расчет остальных ветвей системы отопления секции *А* (рис. 55) выполняется аналогично изложенному и дает следующие результаты.

Результаты расчета ветвей

	Q, ккал/ч	*G, кг/ч*	*P, кгс/м²*
А — ст. *1* — *А′*	48430	1352	1395
А — ст. *8* — *А′*	47400	1360	1315
Б — ст. *9* — *Б′*	47720	1280	1620
Б — ст. *16* — *Б′*	44050	1210	1922

Анализируя полученные результаты, видим, что расходы теплоносителя и потери давления в ветвях системы надо увязать между собой и привести в соответствие с действительным расходом воды в системе секции *А* при расчетном перепаде температур, принятом в ней ($\Delta t = 35°С$).

Увязку выполняем так.

Очевидно, что в точках *А, А′* и *Б, Б′* — местах стыка двух ветвей системы — может действовать одинаковое давление, а не разное, как получено в результате расчета обеих ветвей. Для увязки расходов и давлений в точках *А, А′* следует принять давление в одной из ветвей (например *А* — ст. *1*—*А′*) в качестве расчетного. Зная, что изменение расходов в смежных ветвях системы подчиняется квадратичному закону, на основании формулы (96) определяем новый расход воды в правой ветви (стояки *5*—*8*) при потере давления в ней не 1315 *кгс/м²*, а 1395 *кгс/м²*:

$$G'_{A-8-A'} = 1360 \sqrt{\frac{1395}{1315}} = 1401 \ кг/ч.$$

Таблица 68. **Гидравлический расчет однотрубной системы с нижней разводкой при тупиковой схеме сети с переменными перепадами температур воды в стояках**

№ участка	Тепловая нагрузка *Q, ккал/ч*	Длина участка *l, м*	Диаметр *d, мм*	Приведенный коэффициент трения на 1 *м* $\frac{\lambda}{d}$, *1/м*	Приведенный коэффициент трения на участке $\frac{\lambda}{d} l$	Сумма к. м. с. на участке $\sum \xi$	Приведенный коэффициент сопротивления участка $\xi_{пр}$	Удельное скоростное давление в трубопроводе $A \cdot 10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$	Характеристика сопротивления участка $S \cdot 10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$	Предварительный расчет: Расход воды *G, кг/ч*	Предварительный расчет: Перепад температур Δt, °С	Предварительный расчет: Потеря давления *P, кгс/м²*	Окончательные данные: Расход воды *G, кг/ч*	Окончательные данные: Перепад температур Δt, °С	Окончательные данные: Потеря давления *P, кгс/м²*	
Ст. *1*	7140		15						252,5	216	33	1178	230	31	1331	
Ст. *2*	14270		20				6,1	0,125	61,81	437	32,6	1178	464	30,7	1331	
2—3	21410	4	25	1,4	5,6	0,5	14,2	0,125	0,762	653		32,5	694		36,7	
2′—3′	21410	8	25	1,4	11,2	3		0,125	1,775	653		75,7	694		85,5	
Ст. *3*	17440	3,5	20	1	3,5	0,2	3,7	0,04	61,81	456	38,2	1286,2	485	36	1453,2	
3—4	38850	2	32	1	2	0,7	2,7	0,04	0,148	1109		18,2	1179		20,6	
3′—4′	38850		32	1	2				0,108	1109		13,3	1179		15	
Ст. *4*	9580		15						223,44	243	39,4	1317,7	258	37,1	1488,8	
4—А	48430	2,5	32	1	2,5	3	5,5	0,04	0,22	1352		40,3	1437		45,5	
4′—А′	48430	2	32	1	2	3	5	0,04	0,2	1352		36,6	1437		41,4	
										Потери давления в ветви:		1394,6			1575,7	
А—В	95830	6	40	0,8	4,8	3,5	8,3	0,0235	0,195	2753		147,8	2926		166,9	
А′—В′	95830	6	40	0,8	4,8	3,5	8,3	0,0235	0,195	2753		147,8	2926		166,9	
В—Д	187600	12	50	0,55	6,6	3	9,6	0,0084	0,081				5360		232,7	
В′—Д′	187600	12	50	0,55	6,6	3	9,6	0,0084	0,081				5360		232,7	
Д′—Э. у.	375200	3,2	76	0,4	1,3	0,3	1,6	0,00274	0,0044				10720		50,6	
Д—Э. у.	375200	3,2	76	0,4	1,3	0,3	1,6	0,00274	0,0044				10720		50,6	
														Всего:	2476,1	

Результаты увязки ветвей

	Q, ккал/ч	G, кг/ч	P, кгс/м²
А — ст. 1 — А′	48430	1352	1395
А — ст. 8 — А′	47400	1401	1395
Итого:	95830	2753	

Участки сети A—B, A'—B' рассчитываем на суммарный расход воды в обеих ветвях $G=1352+1401=2753$ *кг/ч*. Тогда потеря давления в каждом из них при диаметре 40 *мм* составит 147,8 *кгс/м²* (табл. 68), а разность давлений в точках B, B'

$$P_{B,\,B'} = 1394{,}6 + 147{,}8 + 147{,}8 \approx 1690 \text{ кгс/м}^2.$$

Аналогично увязываем расходы и давления в ветвях Б — ст. 9 — Б′ и Б — ст. 16 — Б′.

Увязка ветвей

	Q, ккал/ч	G, кг/ч	P, кгс/м²
Б — ст. 9 — Б′	47720	1280	1620
Б — ст. 16 — Б′	44050	1111	1620
Итого:	91770	2391	

Потеря давления на участках Б—B, Б′—B' (при их диаметре 40 *мм* и суммарном расходе $G = 2391$ *кг/ч*) равна 111,5 *кгс/м²*, а разность давлений в точках B, B'

$$P_{B,\,B'} = 1620 + 111{,}5 + 111{,}5 = 1843 \text{ кгс/м}^2.$$

Аналогично увязке ветвей увязываем расходы и давления полусистем I и II в точках B, B', так как потери давления в них должны быть одинаковыми.

Результаты расчета полусистем

Полусистема	Q, ккал/ч	G, кг/ч	P, кгс/м²,
	До увязки		
I	95830	2753	1690
II	91770	2391	1843
	После увязки		
I	95830	2753	1690
II	91770	2291	1690
Итого:	187600	5044	

После уравнивания давлений в полусистемах суммарный расход воды в системе секции A

$$G_р = 2753 + 2291 = 5044 \text{ кг/ч}.$$

Однако действительный расход воды в системе при расчетном перепаде температур $\Delta t = 35°C$ по формулам (73) должен быть

$$G_{общ} = \frac{187600}{35} = 5360 \text{ кг/ч}.$$

Поэтому полученные после увязки расходы воды в полусистемах и ветвях пересчитываем пропорционально изменению общего расхода в системе, для чего

сначала по формуле (97) определяем общий коэффициент пропорциональности системы

$$a = \frac{5360}{5044} = 1{,}063.$$

Тогда действительный расход воды в полусистеме I будет

$$G_I \equiv 2753 \cdot 1{,}063 = 2926 \text{ кг/ч}.$$

Используя полученные данные, находим:
коэффициент пропорциональности полусистемы I по формуле (97)

$$a_I = \frac{2926}{2753} = 1{,}063;$$

действительные расходы воды в ветвях полусистемы I

в ветви А — ст. 1 — А′ $G = 1352 \cdot 1{,}063 = 1437$ *кг/ч*;

„ „ А — ст. 8 — А′ $G = 1401 \cdot 1{,}063 = 1489$ *кг/ч*;

коэффициенты пропорциональности стояков полусистемы I

для ветви А—ст. 1—А′ $a_{ст} = \frac{1437}{1352} = 1{,}063$;

„ „ А—ст. 8—А′ $a_{ст} = \frac{1489}{1360} = 1{,}095$.

Аналогично определяем действительные расходы воды и коэффициенты пропорциональности ветвей и стояков полусистемы II:

$$G_{II} = 2291 \cdot 1{,}063 = 2435 \text{ кг/ч}; \quad a_{II} = \frac{2435}{2391} = 1{,}018;$$

действительные расходы воды в ветвях полусистемы II

в ветви Б—ст. 9—Б′ $G = 1280 \cdot 1{,}018 = 1303$ *кг/ч*;

„ „ Б—ст. 16—Б′ $G = 1111 \cdot 1{,}018 = 1132$ *кг/ч*;

коэффициенты пропорциональности стояков полусистемы II

для ветви Б—ст. 9—Б′ $a_{ст} = \frac{1303}{1280} = 1{,}018$;

„ „ Б—ст. 16—Б′ $a_{ст} = \frac{1132}{1210} = 0{,}936$.

По вычисленным коэффициентам пропорциональности стояков определяем действительные расходы воды в них как произведение расчетных расходов на коэффициент пропорциональности стояков соответствующей ветви, действительные перепады температур воды в них по тепловым нагрузкам стояков и действительным расходам воды и действительные потери давления в стояках по формуле (99). Результаты пересчета приведены в последних трех графах табл. 68.

Следует отметить, что при пересчете стояков значения действительных перепадов температур воды в них могут выйти за допустимые пределы, поэтому при предварительном расчете надо так подбирать расходы воды и характеристики сопротивления стояков, чтобы избегать значений перепадов температур воды в них, близких к предельно допустимым. Если же и при выполнении этих условий действительные значения перепадов температур в некоторых стояках выходят за пределы допустимых, нужно пересчитать эти стояки и соответствующую ветвь и повторить увязку.

Требуемую поверхность нагрева приборов подбираем, исходя из вычисленных действительных расходов воды в стояках по известной методике (пример 10).

Действительные потери давления в каждой ветви системы и на участках *А—В, А′—В′, Б—В, Б′—В′* определяются действительными расходами воды в них и вычисляются по формуле (99).

Поскольку система отопления рассматриваемого в этом примере жилого здания состоит из двух однотипных секционных систем, расходы воды и перепады давления в точках *В, В′* и *С, С′* также будут одинаковы и увязывать секционные системы в точках *Д, Д′* не надо.

В этом случае потери давления на участках *В—Д, Д—Э. У., В′—А′, Д′—Э. У.* определяются расходом воды в них при расчетном перепаде температур в системе $\Delta t = 35°C$ и вычисляются по формулам (92).

Результаты всех расчетов сведены в табл. 68.

Полная потеря давления для всей рассматриваемой системы отопления

$$P_{\text{п}} = 1575{,}7 + 2(166{,}9 + 232{,}7 + 50{,}6) \approx 2476 \ кгс/м^2.$$

Естественное давление, действующее в системе, определяем по приближенной формуле (105)

$$P_{\text{е}} = 0{,}13 \cdot 9 \cdot 2{,}7(105 - 70) \approx 110 \ кгс/м^2.$$

Тогда требуемый располагаемый перепад давлений в системе с учетом естественного давления

$$P_{\text{р}} = 2476 - 110 = 2366 \ кгс/м^3.$$

В заключение подбираем оборудование узла ввода теплосети (элеватор или центробежный насос на перемычке) по методике, приведенной в гл. IV (с. 132—135) или специальной литературе [29], [43].

Анализ результатов выполненного гидравлического расчета показывает несомненные преимущества расчета с переменными перепадами температур воды в стояках. При этом упрощаются вычисления; удается точно увязать расходы и давления во всех точках системы и в большинстве случаев избежать устройства составных стояков. Кроме того, достигается ряд других преимуществ, указанных в гл. IV (с. 117).

Пример 27. Расчет вертикальной однотрубной системы водяного отопления с попутным движением теплоносителя

Запроектировать и рассчитать систему водяного отопления 12-этажного жилого дома с чердаком и подвалом, присоединяемую к тепловой сети с параметрами теплоносителя 130—70°С. Расчетные параметры теплоносителя в системе отопления принять 95—70°С. В качестве нагревательных приборов использовать чугунные радиаторы М-140-АО.

Принимаем вертикальную однотрубную проточно-регулируемую систему отопления с верхней разводкой по схеме с попутным движением теплоносителя, присоединяемую к тепловой сети при помощи элеватора. На рис. 57 изображена расчетная схема одной из ветвей рассматриваемой симметричной системы отопления.

Отопление лестничной клетки предусмотрено рециркуляционным воздухонагревателем из ребристых труб, присоединяемым отдельной линией к тепловой сети перед элеватором (расчет см. в примере 28).

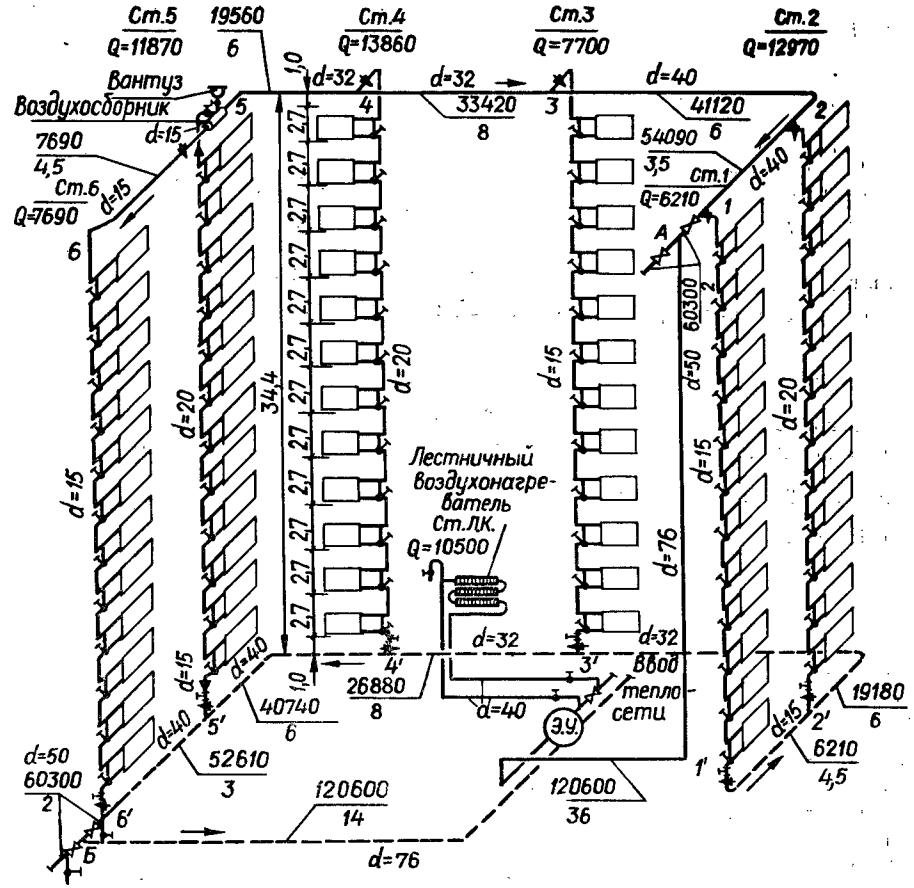


Рис. 57. К примеру 27.

Гидравлический расчет системы при попутной схеме сети можно выполнить с постоянными или переменными перепадами температур воды в стояках. В примере приведен как более простой и точный расчет с переменными перепадами температур воды в стояках по методу характеристик сопротивления.

Последовательность расчета

Начинать расчет системы при попутной схеме можно с любой ветви и любого крайнего стояка.

В данном случае рассчитываем одну из двух симметричных ветвей через стояк *1*, начиная с участка *А—1*, приняв перепад температур воды в нем равным 25°С, т. е. заданным для системы (95—70°С). Тогда по формулам (73) расход воды в участке и всей ветви

$$G = \frac{60300}{25} = 2412 \ кг/ч.$$

Диаметр труб участка принимаем равным 50 *мм*, руководствуясь данными табл. 60. Теперь по формуле (91), как и в примере 26, определяем характеристику

его сопротивления $S = 0{,}039 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$, а по формулам (92) — потери давления на участке $P = 0{,}039 \cdot 10^{-4} \cdot 2412^2 = 22{,}7$ *кгс/м²*.

Далее переходим к расчету стояка *1*.

В целях полного использования располагаемого давления за элеватором и руководствуясь данными табл. 58, принимаем диаметр стояка *1* и радиаторных узлов, выполиенных без уток, равным 15 *мм*.

Вычисляем характеристику сопротивления стояка $S_{ст}$ как сумму характеристик сопротивления 12 вертикальных этажестояков проточно-регулируемой системы $d = 15$ *мм* $S_1 = 12 \cdot 13{,}38 \cdot 10^{-4} = 160{,}56 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$, узла присоединения стояка к горячей магистрали (с установкой пробкового крана) $S_2 = 9{,}12 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$ и участка обратного трубопровода *1′—2′*, являющегося продолжением стояка *1*,

$$S_3 = (2{,}7 \cdot 4{,}5 + 8{,}5) 1{,}08 \cdot 10^{-4} = 22{,}18 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Общая длина участка *1′—2′* $l = 4{,}5$ *м* (3,5 *м* — горизонтальная часть, 1*м* — опуск стояка), сумма к. м. с. $\sum \xi = 8{,}5$ (3,5 — пробковый кран, 1,5 — отвод под углом 90°, 3 — тройник на проход при $\frac{Q_{пр}}{Q_{сб}} = \frac{6210}{19180} \approx 0{,}32$; 0,5—отступ стояка).

Полная характеристика сопротивления стояка *1*

$$S_{ст} = (160{,}56 + 9{,}12 + 22{,}18) 10^{-4} = 191{,}86 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}.$$

Для определения расхода воды в стояке *1* задаемся перепадом температур теплоносителя в стояке, например $\Delta t = 23°C$ (несколько меньшим, чем заданный для системы $\Delta t = 25°C$), в связи с тем, что тепловая нагрузка стояка *1* является наименьшей по сравнению с однотипными по нагрузке стояками *3* и *6*. Тогда расход теплоносителя по стояку *1*, согласно формулам (73), $G_{ст} = \frac{6210}{23} = 270$ *кг/ч*, а потери давления по формулам (92) $P_{ст} = 191{,}86 \cdot 10^{-4} \cdot 270^2 = 1398{,}7$ *кгс/м²*.

Далее рассчитываем участок горячей магистрали *1—2*. Его тепловую нагрузку и расход теплоносителя определяем как разность нагрузок и расходов на участке *А—1* и по стояку *1*: $Q = 60300 - 6210 = 54090$ *ккал/ч*, $G = 2412 - 270 = 2142$ *кг/ч*. Задаемся диаметром труб участка *1—2*, равным 40 *мм* (табл. 60), с учетом соблюдения требуемого нормами соотношения между потерями давления в стояках (80%) и суммарными потерями давления в магистралях рассчитываемого циркуляционного кольца (20%), находим характеристику его сопротивления $S = 0{,}0705 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$ (табл. 69) и рассчитываем по формулам (92) потери давления $P = 0{,}0705 \cdot 10^{-4} \cdot 2142^2 = 32{,}3$ *кгс/м²*.

Переходим к расчету стояка *2*. Определяем для него располагаемый перепад давлений как разность потерь давления в стояке *1* и в участке *1—2*, поскольку потеря давления по пути *1—1′—2′* должна быть равна потере давления по пути *1—2—2′*: $P'_{ст} = 1398{,}7 - 32{,}3 = 1366{,}4$ *кгс/м²*. Руководствуясь данными табл. 58, задаемся диаметром стояка *2* и радиаторных узлов, равным 20 *мм*, и находим характеристику сопротивления стояка (аналогично предыдущим примерам) $S_{ст} = 41{,}59 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$. По известным располагаемому перепаду давлений и характеристике сопротивления стояка *2* по формулам (92) определяем расход воды в нем $G_{ст} = \sqrt{\frac{1366{,}4}{41{,}59 \cdot 10^{-4}}} = 573$ *кг/ч* и перепад температур воды $\Delta t = \frac{12970}{573} = 22{,}6°C$. Полученный температурный перепад находится в допустимых пределах, поэтому продолжаем расчет определением потерь давления в участках магистральных трубопроводов *2—3* и *2′—3′*.

Расход воды в участке *2—3* находим как разность расходов в участке *1—2* и стояке *2*: $G = 2142 - 573 = 1569$ *кг/ч*, а расход воды в участке обратной магистрали *2′—3′* — как сумму расходов в стояках *1* и *2*: $G = 270 + 573 = 843$ *кг/ч*. Потери давления в этих участках (аналогично ранее изложенным расчетам) получим равными: в участке *2—3* (при диаметре 40 *мм* и характеристике сопротивления $S = 0{,}127 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$) $P = 31{,}3$ *кгс/м²*; в участке *2′—3′* (при диаметре 32 *мм* и $S = 0{,}3 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$) $P = 21{,}3$ *кгс/м²*.

Используя полученные результаты, определим располагаемый перепад давлений для стояка *3*. Он равен сумме потерь давления в стояке *2* и участке обратной магистрали *2′—3′*, из которой надо вычесть потери давления на участке *2—3*, поскольку потери давления по пути *2—2′—3′* должны быть равны потерям давления по пути *2—3—3′*, т. е. $P'_{ст} = 1366{,}4 + 21{,}3 - 31{,}3 = 1356{,}4$ *кгс/м²*.

Дальнейший расчет стояка *3* выполняем аналогично стояку *2* и получаем следующие результаты: гидравлическая характеристика (если принят диаметр стояка 15 *мм*) $S_{ст} = 178{,}24 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$, расход воды $G = 276$ *кг/ч* и перепад температур $\Delta t = 27{,}9°C$.

Продолжая расчет подобным образом, получим для стояка *5* (при $d = 20$ *мм* и $S_{ст} = 41{,}59 \cdot 10^{-4} \frac{кг/м^2}{(кг/ч^2)}$) $\Delta t = 20{,}7°C$, что меньше предельно допустимого по иормам $\Delta t = 21{,}25°C$. Поэтому конструкцию стояка надо изменить, чтобы увеличить его сопротивление и тем самым при заданном располагаемом перепаде давлений уменьшить расход воды в нем и соответственно увеличить перепад температур.

Примем, например, для стояка *5* диаметром 20 *мм* узлы присоединения к обратной и горячей магистралям (с вентилем) диаметром 15 *мм*. Тогда его характеристика сопротивления увеличится и станет $S_{ст} = (3{,}15 \cdot 12 + 24{,}89 + 8{,}56) 10^{-4} = 71{,}25 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$, расход воды в стояке $G = 439$ *кг/ч*, а перепад температур $\Delta t = 27°C$, что вполне допустимо.

Последний в ветви стояк *6* можно рассчитать двумя способами.

В первом случае расчет стояка 6 не отличается от расчета предыдущих стояков *2, 3, 4, 5*. Приняв его диаметр равным 15 *мм*, получим: $S_{ст} = (160{,}56 + 21{,}64 + 8{,}56) \cdot 10^{-4} = 190{,}76 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$; $P_{ст} = 1410{,}2$ *кгс/м²*; $G = 272$ *кг/ч*; $\Delta t = 28{,}3°C$.

Поскольку перепад температур находится в пределах нормы, заканчиваем расчет ветви определением потерь давления в участке *6′—Б*. Расчетный расход по участку *6′—Б* $G = 2400$ *кг/ч* получился несколько меньше заданного расхода по участку *А—1* $G = 2412$ *кг/ч*, хотя теоретически они должны быть равны. Однако расхождение это составляет всего $\frac{2412 - 2400}{2412} 100 \approx 0{,}5\%$, что дает основание больше ничего не менять.

Если же расход теплоносителя по участку *6′—Б* отличается от расчетного в ветви больше чем на 5% или перепад температуры в стояке *6* выходит за пределы нормы, расчет этого стояка производится вторым способом.

В этом — втором случае расход воды в стояке следует определить как разность между расчетными ее расходами в ветви (по участку *А—1*) и по участку *5′—6′* ($G = 2412 - 2128 = 284$ *кг/ч*), уточнить перепад температур воды в стояке ($\Delta t = 27{,}1°C$) и, если он находится в допустимых пределах, найти по известным располагаемому перепаду давлений для стояка *6* ($P'_{ст} = 1410{,}2$ *кгс/м²*) и расходу воды ($G = 284$ *кг/ч*) требуемую характеристику его сопротивления по формулам (92): $S'_{ст} = 174{,}85 \cdot 10^{-4} \frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$.

Конструкцию стояка подбирают по требуемой характеристике сопротивления аналогично изложенному в примере 26 (с. 148).

Когда перепад температур воды в стояке *6* при расчете вторым способом также превышает допустимые пределы, приходится повторить весь расчет ветви сначала, задавшись другим перепадом температур или расходом теплоносителя в первом расчетном стояке.

Следует сказать, что вторым способом расчета последнего в ветви стояка можно пользоваться в любом случае, не прибегая к расчету по первому способу.

Общую потерю давления в расчетной ветви определяем как сумму потерь давления на всех последовательно соединенных участках сети, включая любой из стояков. Удобнее всего суммировать потери давления в участках в последней графе табл. 69. Это позволяет в процессе расчета следить, чтобы общая потеря давления в ветви не выходила за пределы, заданные по условиям присоединения системы к тепловой сети или расчета остальных ветвей системы.

В приведенном примере суммирование выполнено двумя методами: через первый по ходу расчета стояк *1* и последующие участки обратного трубопровода, а также через последний по ходу расчета стояк *6* и все участки горячей магистрали. Такое суммирование обеспечивает взаимную проверку результатов.

Окончив расчет правой ветви, рассчитываем левую ветвь системы и увязываем, если надо, давления и расходы таким же способом, как для тупиковой системы, т. е. пересчетом расходов (см. пример 26, с. 154—157). В данном примере увязка не нужна, так как ветви приняты одинаковыми. В результате увязки получаем уточненные расходы воды, потери давления и перепады температур во всех магистралях и стояках, по которым можно определить (в соответствии с методикой, изложенной в примере 9) требуемую поверхность нагревательных приборов.

Потери давления на общих участках сети *А—Э. У.* и *Б—Э. У.* рассчитываем по известному расходу воды в системе (при $\Delta t=25°C$).

Полная потеря давления в системе равна сумме потерь давления в одной из ветвей и на общих участках сети *А—Э.У.* и *Б—Э.У.*:

$$P_{\text{п}} = 1588 + 93{,}8 + 41{,}4 \approx 1723 \ кгс/м^2.$$

Таблица 69. **Гидравлический расчет вертикальной однотрубной системы при попутной схеме сети**

№ участка	Тепловая нагрузка Q, *ккал/ч*	Длина участка l, *м*	Диаметр трубопровода d, *мм*	Приведенный коэффициент трения на 1 *м* длины $\frac{\lambda}{d}$, *1/м*	Приведенный коэффициент трения участка $\frac{\lambda}{d}l$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке $\sum\xi$	Приведенный коэффициент сопротивления участка $\xi_{\text{пр}}$	Удельное скоростное давление в трубопроводе $A\cdot10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$	Характеристика сопротивления участка $S\cdot10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$	Расход G, *кг/ч*	Перепад температур Δt, °С	Потеря давления P, *кгс/м²*	Общая потеря давления в сети $\sum P$, *кгс/м²*
А—1	60300	2	50	0,55	1,1	3,5	4,6	0,0084	0,039	2412		22,7	22,7
Ст. *1*	6210		15						191,86	270	23	1398,7	1421,4
1—2	54090	3,5	40	0,8	2,8	0,2	3	0,0235	0,070	2142		32,3	55
Ст. *2*	12970		20						41,59	573	22,6	1366,4	
2—3	41120	6	40	0,8	4,8	0,6	5,4	0,0235	0,127	1569		31,3	86,3
2′—3′	19180	6	32	1	6	1,5	7,5	0,04	0,3	843		21,3	1442,7
Ст. *3*	7700		15						178,24	276	27,9	1356,4	
3—4	33420	8	32	1	8	0,2	8,2	0,04	0,328	1293		54,8	141,1
3′—4′	26880	8	32	1	8	1,5	9,5	0,04	0,38	1119		47,6	1490,3
Ст. *4*	13860		20						41,59	570	24,3	1349,2	
4—5	19560	6	32	1	6	0,8	6,8	0,04	0,272	723		14,2	155,3
4′—5′	40740	6	40	0,8	4,8	1,5	6,3	0,0235	0,148	1689		42,2	1532,5
Ст. *5*	11870		15и20						71,25	439	27	1377,2	
5′—6′	52610	3	40	0,8	2,4	0,7	3,1	0,0235	0,073	2128		33	1565,5
Ст. *6*	7690		15						190,76	272	28,3	1410,2	1565,5
6′—Б	60300	2	50	0,55	1,1	3,5	4,6	0,0084	0,039	2400		22,5	1588
А—Э.У.	120600	36	76	0,4	14,4	0,6	15	0,00274	0,041	4824		95,4	1683,4
Б—Э.У.	120600	14	76	0,4	5,6	0,6	6,2	0,00274	0,017	4824		39,6	1723

Для определения окончательной величины требуемого (располагаемого) перепада давлений $P_{\text{р}}$ в системе надо сначала по приближенной формуле (105) вычислить естественное давление.

$$P_{\text{е}} = 0{,}13\cdot12\cdot2{,}7(95-70) \approx 105 \ кгс/м^2.$$

Тогда

$$P_{\text{р}} = 1723 - 105 = 1618 \ кгс/м^2.$$

На этот перепад давлеиий и подбираем элеватор системы.

Результаты расчета сведены в табл. 69.

Пример 28. **Расчет воздухонагревателя лестничной клетки**

Запроектировать и рассчитать отопление лестничной клетки жилого дома из примера 27. Теплопотери лестиичной клетки составляют $Q=10500$ *ккал/ч*, расчетная внутренняя температура $t_{\text{в}}=16°C$.

Проектируем отопление лестничной клетки рециркуляционным воздухонагревателем из ребристых труб, устанавливаемых друг над другом в один ряд по вертикали в специальном укрытии. Воздухонагреватель присоединяется к тепловой сети с параметрами теплоносителя $\Delta t=130—70°C$ отдельной линией перед элеватором, как показаио на рис. 57. Такое решение наиболее экономично вследствие использования перегретой воды и интеисификации теплоотдачи нагревательных элементов (ребристых труб) в вынужденном потоке воздуха.

Рециркуляционный воздухонагреватель, представляющий собой систему водовоздушного отопления с естественным побуждением и полной рециркуляцией воздуха, показан на рис. 58.

Последовательность расчета

Расчет начинаем с определеиия требуемой поверхности нагрева ребристых труб. Для этого вычисляем расход воздуха $G_{\text{в}}$ через воздухонагреватель, задавшись его температурой иа выходе из укрытия $t_{\text{у}}=40°C$ (обычно от 40 до 70°С), по уравнению

$$G_{\text{в}} = \frac{Q}{c_p(t_{\text{у}} - t_{\text{в}})} \ кг/ч, \qquad (139)$$

где c_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлеиии, принимаемая равиой 0,24 *ккал/кг·°С*.

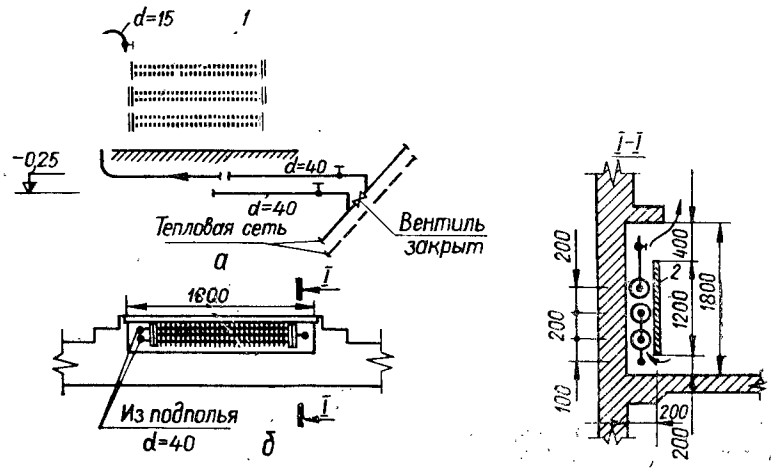


Рис. 58. Установка лестничного воздухоиагревателя:

а — схема трубопроводов; *б* — план; *1* — три ребристых трубы по 1,5 *м* каждая; *2* — укрытие.

Подставив в формулу (139) числовые значения величин, получим

$$G_{в} = \frac{10500}{0{,}24(40-16)} = 1825 \text{ кг/ч}.$$

Определяем скорость воздуха в живом сечении воздухоиагревателя

$$v_{ж} = \frac{G_{в}}{3600 f_{ж} \rho_{ср.в}} \text{ м/сек}, \qquad (140)$$

где $f_{ж}$ — площадь живого сечения воздухонагревателя, $м^2$;

$\rho_{ср.в}$ — плотность воздуха, соответствующая его средней температуре в укрытии, вычисляемой по формуле

$$t_{ср.в} = \frac{t_{в} + t_{у}}{2} = \frac{16+40}{2} = 28°C.$$

По этой температуре находим $\rho_{ср.в} = 1{,}173$ $кг/м^3$ [27].

Живое сечение воздухонагревателя определяется как разность площади сечения укрытия и площади, занимаемой ребристой трубой; последняя для чугунных ребристых труб по ГОСТ 1816—64 при длине трубы 1 $м$ равна 0,1277 $м^2$; при длине трубы 1,5 $м$ — 0,178 и при длине трубы 2 $м$ — 0,225 $м^2$.

Ориентировочно приняв к установке ребристые трубы длиной 1,5 $м$ и габариты укрытия по рис. 58, находим живое сечение ребристых труб и скорость воздуха по формуле (140):

$$f_{ж} = (1{,}8 \times 0{,}2) - 0{,}178 = 0{,}182 \text{ м}^2;$$

$$v_{ж} = \frac{1825}{3600 \cdot 0{,}182 \cdot 1{,}173} = 2{,}38 \text{ м/сек}.$$

Далее подсчитываем скорость теплоносителя $v_{т}$ в ребристых трубах как частное от деления расхода воды в них, равного расходу воды в системе отопления здания $G=4824$ $кг/ч$ (табл. 69), на величину $\frac{G}{v_{т}}$, которую для ребристых труб ($d_{у}=70$ $мм$), согласно табл. 52, можно принять 13400 $\frac{кг/ч}{м/сек}$:

$$v_{т} = \frac{4824}{13400} = 0{,}36 \text{ м/сек}.$$

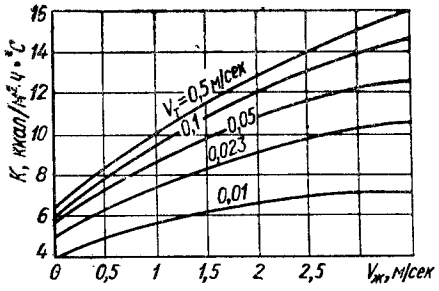


Рис. 59. График для определения коэффициента теплопередачи чугунных ребристых труб в вынужденном потоке воздуха [2].

По найденным значениям скорости воздуха в живом сечении ребристых труб $v_{ж}=2{,}38$ $м/сек$ и скорости теплоносителя в них $v_{т}=0{,}36$ $м/сек$ определяем по графику (рис. 59) коэффициент теплопередачи чугунных ребристых труб в вынужденном потоке воздуха $K=13{,}4$ $ккал/м^2 \cdot ч \cdot °C$.

Требуемую поверхность нагрева воздухонагревателя рассчитываем по формуле

$$F_{тр} = \frac{Q}{K(t_{ср} - t_{ср.в})} \text{ м}^2, \qquad (141)$$

где $t_{ср} = \frac{t_{г} + t'_{г}}{2}$ — средняя температура теплоносителя, °С, вычисляемая как полусумма его температур на входе в воздухонагреватель и выходе из него;

$t_{ср.в} = \frac{t_{в} + t_{у}}{2}$ — средняя температура воздуха, омывающего поверхность нагрева, °С.

Для определения средней температуры теплоносителя $t_{ср}$ сначала вычислим снижение температуры теплофикационной воды после воздухоиагревателя Δt по его известной тепловой нагрузке $Q=10500$ $ккал/ч$ и расходу теплоносителя $G=4824$ $кг/ч$:

$$\Delta t = \frac{10500}{4824} = 2{,}18°C.$$

Тогда

$$t_{ср} = t_{г} - \frac{\Delta t}{2} = 130 - \frac{2{,}18}{2} = 128{,}91°C.$$

Подставив все известные величины в формулу (141), получим

$$F_{тр} = \frac{10500}{13{,}4\left(128{,}91 - \frac{40+16}{2}\right)} = 7{,}77 \text{ м}^2, \text{ или } 5{,}37 \text{ экм}.$$

Руководствуясь данными табл. 5 прилож. VIII, принимаем к установке три ребристые трубы длиной $l=1{,}5$ $м$ каждая, размещаемые по вертикали. Их общая расчетная поверхность составляет $F=5{,}28$ $экм$, что достаточно близко к требуемой поверхности воздухонагревателя $F_{тр}=5{,}37$ $экм$.

Если при ориентировочно принятой в начале расчета длине ребристой трубы невозможно подобрать расчетную поверхность нагрева, близкую к требуемой, надо принять другую длину трубы или температуру воздуха, выходящего из укрытия $t_{у}$, и повторить расчет.

Заканчиваем расчет определением диаметров трубопроводов, соединяющих воздухонагреватель с тепловой сетью. Диаметр труб подбираем по предельным скоростям теплоносителя в них.

Руководствуясь данными табл. 60 и известным расходом теплоносителя $G=4824$ $кг/ч$, принимаем диаметр трубопроводов $d=40$ $мм$ при скорости воды в них $v=1{,}04$ $м/сек$.

Пример 29. **Расчет вертикальной одиотрубной тупиковой системы водяного отопления**

Рассчитать систему водяного отопления девятиэтажного жилого дома с чердаком и подвалом, присоединяемую к групповой отопительной котельной ($\Delta t=105$—$70°C$). Располагаемый перепад давлений на вводе в здание задан $P_{р}=930$ $кгс/м^2$. В качестве нагревательных приборов использовать чугунные радиаторы М-140-АО.

Принимаем вертикальную однотрубную проточно-регулируемую систему отопления с верхней разводкой по тупиковой схеме, присоединяемую к распределительным гребенкам теплового ввода в подвале здания (рис. 60). Отопление лестничных клеток предусмотрено воздухонагревателями из ребристых труб, присоединяемыми к распределительным гребенкам теплового ввода отдельными линиями.

Гидравлический расчет выполним с переменными перепадами температур воды в стояках по методу динамических давлений.

Последовательность расчета

Находим величину действующего в системе естественного давления по приближенной формуле (105):

$$P_{е} = 0{,}13 \cdot 9 \cdot 2{,}7(105 - 70) \approx 110 \text{ кгс/м}^2.$$

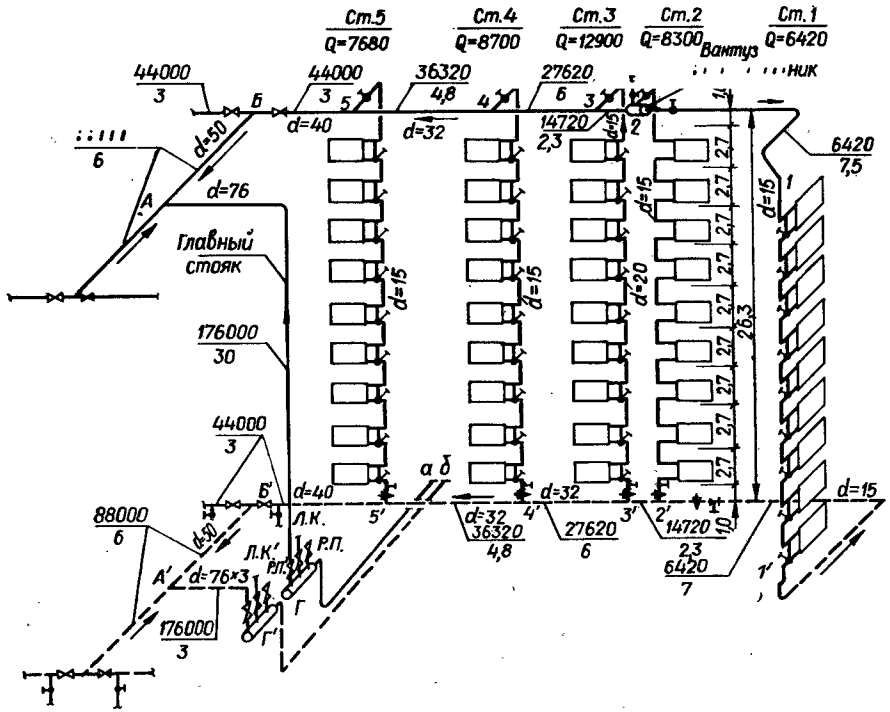


Рис. 60. К примеру 29:

а — трубопровод из котельной; *б* — то же, в котельную; *Г*, *Г'* — распределительные гребенки горячей и охлажденной воды; *Л. К.*; *Л. К'.* — трубопроводы на отопление лестничной клетки; *Р. П.*; *Р. П'.* — резервные патрубки.

Далее определяем действительный располагаемый перепад давлений в системе отопления

$$P_п = P_р + P_е = 930 + 110 = 1040 \ кгс/м^2.$$

В связи с тем что для системы отопления известен располагаемый перепад давлений, расчет начинаем с первого по ходу горячей воды стояка *5*. Для определения располагаемой потери давления в нем рассчитаем потери давления в общих участках магистральных трубопроводов *Г—А*, *Г'—А'*, *А—Б*, *А'—Б'*, *Б—5*, *Б'—5'*, задаваясь в них расходом теплоносителя, соответствующим расчетному перепаду температур в системе $\Delta t = 105-70 = 35°C$.

Так, для участка *Б—5* расход воды $G = \frac{4\,4000}{35} = 1256 \ кг/ч$; приведенный коэффициент сопротивления $\xi_{пр}$ по формуле (86) при принятом (в соответствии с табл. 60) диаметре труб участка $d = 40 \ мм$ будет $\xi_{пр} = 0{,}8 \cdot 3 + (3 + 0{,}5) = 5{,}9$; динамическое давление при $G = 1256 \ кг/ч$ и $d = 40 \ мм$ (по табл. 51) составит $P_д = 3{,}51 \ кгс/м^2$, а потеря давления на участке, в соответствии с формулой (87), $P = 5{,}9 \cdot 3{,}51 = 20{,}7 \ кгс/м^2$.

Результаты расчета остальных участков магистральных трубопроводов приведены в табл. 70.

Расчетную потерю давления в стояке *5* определим как разность между действительным располагаемым перепадом давлений в системе и суммой потерь давления на общих участках магистральных трубопроводов от распределительных гребенок до этого стояка:

$$P'_{ст} = 1040 - (80{,}2 + 9{,}8 + 31{,}6 + 31{,}6 + 20{,}7 + 20{,}7) = 845{,}4 \ кгс/м^2.$$

Таблица 70. **Гидравлический расчет трубопроводов вертикальной тупиковой системы отопления**

№ расчетного участка	Тепловая нагрузка Q, *ккал/ч*	Длина участка l, *м*	Диаметр трубопровода d, *мм*	Приведенный коэффициент трения на 1 *м* длины $\frac{\lambda}{d}$, *1/м*	Приведенный коэффициент трения на участке $\frac{\lambda}{d} l$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке $\sum \xi$	Приведенный коэффициент местного сопротивления участка $\xi_{пр}$	Динамическое давление $P_д$, *кгс/м²*	Потеря давления P, *кгс/м²*	Расход воды G, *кг/ч*	Перепад температур Δt, °С	Примечание
Г—А	176000	30	76	0,4	12	0,3	12,3	6,52	80,2	5024		
Г'—А'	176000	3	76	0,4	1,2	0,3	1,5	6,52	9,8	5024		
А—Б	88000	6	50	0,55	3,3	3	6,3	5,01	31,6	2512		
А'—Б'	88000	6	50	0,55	3,3	3	6,3	5,01	31,6	2512		
Б—5	44000	3	40	0,8	2,4	3,5	5,9	3,51	20,7	1256		
Б'—5'	44000	3	40	0,8	2,4	3,5	5,9	3,51	20,7	1256		
Ст.*5*	7680		15				143,55	5,89	845,4	237	32,4	
5—4	36320	4,8	32	1	4,8	0,2	5	4,24	21,2	1019		
5'—4'	36320	4,8	32	1	4,8	0,7	5,5	4,24	23,3	1019		
Ст.*4*	8700		15				143,55	5,58	800,9	232	37,5	
4—3	27620	6	32	1	6	0,3	6,3	2,51	15,8	787		
4'—3'	27620	6	32	1	6	1,2	7,2	2,51	18,1	787		
Ст.*3*	12900		20				107,5	7,14	767	478	27	Невязка по Δt >15%
Ст.*3*	12900		20 и 15				165,14	4,64	767	380	33,9	Пересчет
3—2	14720	2,3	20	1,8	4,1	1,5	5,6	5,19	29,1	407		
3'—2'	14720	2,3	20	1,8	4,1	3	7,1	5,19	36,8	407		
Ст.*2*	8300		15				142,95	4,9	701,1	217	38,2	
Ст.*1*	6420		15				179,28	3,91	701,1	190	33,8	Требуемые
							182,65	3,91	714,2	190	33,8	Фактические

Анализируя соотношение тепловых нагрузок в стояках ветви и руководствуясь данными табл. 58, принимаем диаметр стояка *5* и радиаторных узлов, выполненных без уток, равным 15 *мм*.

Приведенный коэффициент местного сопротивления стояка *5*, пользуясь прилож. IX, подсчитываем как сумму приведенных коэффициентов местных сопротивлений (к. м. с) девяти вертикальных этажестояков ($d = 15 \ мм$) со смещенным замыкающим участком и трехходовым краном $\xi_1 = 9 \cdot 12{,}5 = 112{,}5$; узлов присоединения стояка к горячей магистрали (верхняя разводка) при установке вентиля $\xi_2 = 23{,}05$ и к обратной магистрали при установке пробкового крана $\xi_3 = 8$.

Таким образом, приведенный к. м. с. стояка *5*

$$\xi_{ст} = (112{,}5 + 23{,}05 + 8) = 143{,}55.$$

Зная расчетную потерю давления $P'_{ст}$, приведенный к. м. с. $\xi_{ст}$ и пользуясь формулой (87), вычисляем динамическое давление в стояке *5*:

$$P_д = \frac{845{,}4}{143{,}55} = 5{,}89 \ кгс/м^2,$$

а по этой величине и известному диаметру стояка *5* по табл. 51 определяем расход воды в нем $G = 237 \ кг/ч$ и перепад температур $\Delta t = \frac{7680}{237} = 32{,}4°C$.

Продолжаем расчет определением потерь давления на участках магистралей *5—4* и *5'—4'*.

Расход воды в них можно получить как разность расходов на участке *Б—5*, *Б'—5'* и в стояке *5*, т. е. $G = 1256 - 237 = 1019 \ кг/ч$.

Исходя из этого, руководствуясь табл. 60, задаемся диаметром трубопроводов $d=32$ *мм*, по табл. 51 определяем диинамическое давлеиие в них $P_д=4{,}24$ *кгс/м²*, а затем подсчитываем, пользуясь даиными табл. 52, 53, 54 и 55, приведеиные к. м. с. расчетиых участков $\xi_{пр}$ и по формуле (87) определяем потери давления в них (табл. 70):

$$P_{5-4}=21{,}2\ кгс/м^2;\quad P_{5'-4'}=23{,}3\ кгс/м^2.$$

Переходим к расчету стояка *4*. Потеря давления в этом стояке равна разности между потерей давлеиия в стояке *5* и на участках магистральных трубопроводов *5—4* и *5′—4′*:

$$P'_{ст}=845{,}4-(21{,}2+23{,}3)=800{,}9\ кгс/м^2.$$

Дальиейший расчет ветви до концевого стояка *1* выполняется в изложеиной последовательности и приведен в табл. 70. Отметим лишь особеиности расчета стояка *3*. При диаметре стояка 3 $d=20$ *мм* и вычисленном для него приведеином коэффициенте сопротивления $\xi_{ст}=87{,}3+15{,}2+5=107{,}5$ перепад температур теплоносителя в стояке получеи равным 27°С, что недопустимо по требованиям иорм (отклоиеиие не должио быть более ±15% расчетного перепада температур в системе $\Delta t=35$°С). Поэтому, в соответствии с соображеииями, изложеиными в примере 27 (с. 161), надо увеличить приведеиный к. м. с. стояка. Для этого измеиим диаметр узла присоединеиия стояка *3* к горячей магистрали с 20 *мм* на 15 *мм*.

Однако в отличие от расчета характеристики сопротивления составиого стояка по методу характеристик при расчете по методу динамических давлеиий просто суммировать приведеиные к. м. с. стояка $d=20$ *мм* ($\xi'_{ст}=87{,}3+5=92{,}3$) и узла присоединеиия $d=15$ *мм* ($\xi'_{уч}=23{,}05$) иельзя, так как в этих участках разного диаметра при одинаковом расходе воды по стояку будут разиые скорости и диинамические давления.

В этом случае для расчета составных стояков или трубопроводов надо скорость теплоносителя на вспомогательном участке $v_{уч}$, диаметр которого отличается от диаметра основиого, выразить через скорость на осиовиом участке (стояке) $v_{ст}$.

Из известных соотиошений:

$$v_{ст}=\frac{G_{ст}}{f_{ст}};\quad f_{ст}=\frac{\pi d^2_{ст}}{4};\qquad v_{уч}=\frac{G_{ст}}{f_{уч}};\quad f_{уч}=\frac{\pi d^2_{уч}}{4}$$

находим, что при $G=\text{const}$

$$v_{уч}=v_{ст}\frac{d^2_{ст}}{d^2_{уч}}. \tag{142}$$

Тогда иетрудио вывести формулу для определения суммариого приведенного к. м. с. составного стояка $\xi_{ст}$, а именно:

$$P_{ст}=\xi'_{ст}\frac{v^2_{ст}\rho_в}{2g}+\xi'_{уч}\frac{v^2_{ст}\rho_в}{2g}\left(\frac{d^2_{ст}}{d^2_{уч}}\right)^2=\left(\xi'_{ст}+\xi'_{уч}\frac{d^4_{ст}}{d^4_{уч}}\right)\frac{v^2_{ст}\rho_в}{2g}.$$

Здесь
$$\xi'_{ст}+\xi'_{уч}\frac{d^4_{ст}}{d^4_{уч}}=\xi_{ст}. \tag{143}$$

Используя зависимость (143), вычислим приведеиный к. м. с. составного стояка *3*:

$$\xi_{ст}=\left(92{,}3+23{,}05\ \frac{20^4}{15^4}\right)=(92{,}3+23{,}05\cdot 3{,}16)=165{,}14.$$

В остальном расчет стояка *3* не отличается от расчета стояков *5*, *4*, *2*.

Для концевого стояка *1* из предыдущего расчета оказываются заданными располагаемый перепад давлеиий (701,1 *кгс/м²*), равный потерям давления в стояке *2*, и расход, равиый разности расходов в участке *2—3* и стояке *2* ($G_т=407-217=190$ *кг/ч*). Этому расходу соответствует перепад температуры в стояке

$$\Delta t=\frac{6420}{190}=33{,}8\text{°С},$$ что допустимо.

В случае, если перепад температур теплоиосителя в стояке *1* окажется иедопустимым, иадо повторить расчет, измеив коиструкцию одиого из стояков и тем самым его приведениый к. м. с. в требуемых пределах, что повлечет измеиеиие расхода воды в этом стояке, в участках магистралей и в коицевом стояке *1*.

Зная для стояка *1* расход воды и ориеитировочно задавшись его диаметром ($d=15$ *мм*), по табл. 51 иаходим диинамическое давлеиие $P_д=3{,}91$ *кгс/м²*, затем по известным $P'_{ст}=701{,}1$ *кгс/м²* и $P_д=3{,}91$ *кгс/м²* стояка *1* определяем из формулы (87) требуемое значение его приведеииого к. м. с. $\xi'_{ст}=179{,}28$.

Методом подбора конструируем стояк таким образом, чтобы его приведеиный к. м. с. был равен требуемому или близок к иему.

Приняв диаметры стояка *1* и участков трубопроводов, являющихся продолжением этого стояка, *1—2* ($l=7{,}5$ *м*) и *1′—2′* ($l=7$ *м*) равными 15 *мм*, иаходим приведеиный к. м. с. стояка как сумму к. м. с. девяти вертикальных этажестояков ($\xi_1=12{,}5\cdot 9=112{,}5$); прямолинейных участков общей длиной 14,5 *м* ($\xi_2=2{,}7\cdot 14{,}5=39{,}15$); веитиля, пробкового краиа, пяти отводов, гнутых под углом 90°, виезапного сужения, тройиика на проход иа обратиом трубопроводе и отступа стояка иа обратиом трубопроводе ($\xi_3=16+3{,}5+7{,}5+0{,}5+3+0{,}5=31$).

Сложив полученые величиины, иаходим

$$\xi_{ст}=112{,}5+39{,}15+31=182{,}65.$$

Определяем действительные потери давления в стояке *1* и сравнив аем с требуемыми $P_{ст}=3{,}91\cdot 182{,}65=714{,}2$ *кгс/м²*.

Невязка давлений по формуле (78) составляет $\frac{701{,}1-714{,}2}{701{,}1}100\approx -1{,}9\%$, что вполне допустимо.

Расчет остальиых тупиковых ветвей системы выполияем аналогично. При заданном располагаемом перепаде давлеиий в системе и расчете тупиковых ветвей, начиная с первого стояка по ходу движения теплоносителя, увязывать потери давлеиия и расходы в ветвях системы ие нужно.

Расчет иагревательных приборов стояков вертикальной одиотрубиой проточно-регулируемой системы отоплеиия описан в гл. III (с. 62—66) и поэтому здесь не приводится. При расчете приборов используют полученые в результате гидравлического расчета действительные расходы воды и перепады температур в стояках.

Пример 30. Расчет одиотрубной тупиковой системы водяного отопления с нижией разводкой магистралей

Запроектировать и рассчитать систему водяного отопления с насосной циркуляцией девятиэтажного жилого дома с непроходным чердаком и подвалом и подобрать циркуляционные иасосы. Параметры теплоносителя в системе $\Delta t=100-70$°С. Нагревательные приборы — стальные панельные радиаторы змеевикового типа с тыльным подключением (типа ЗС), регулироваиие теплоотдачи приборов — краиами двойной регулировки.

Прииимаем однотрубную систему отопления со смещеными замыкающими участками, нижней тупиковой разводкой магистралей и П-образными стояками, одиа из ветвей которой изображена на рис. 61.

Гидравлический расчет системы отопления выполним по методу эквивалентных сопротивлений с постоянными перепадами температур воды в стояках.

Последовательность расчета

Гидравлическое сопротивлеиие стальных паиельных радиаторов змеевикового типа зависит от их поверхности нагрева (типоразмера) и диаметров труб радиаторных блоков, поэтому гидравлический расчет и подбор поверхностей иагрева

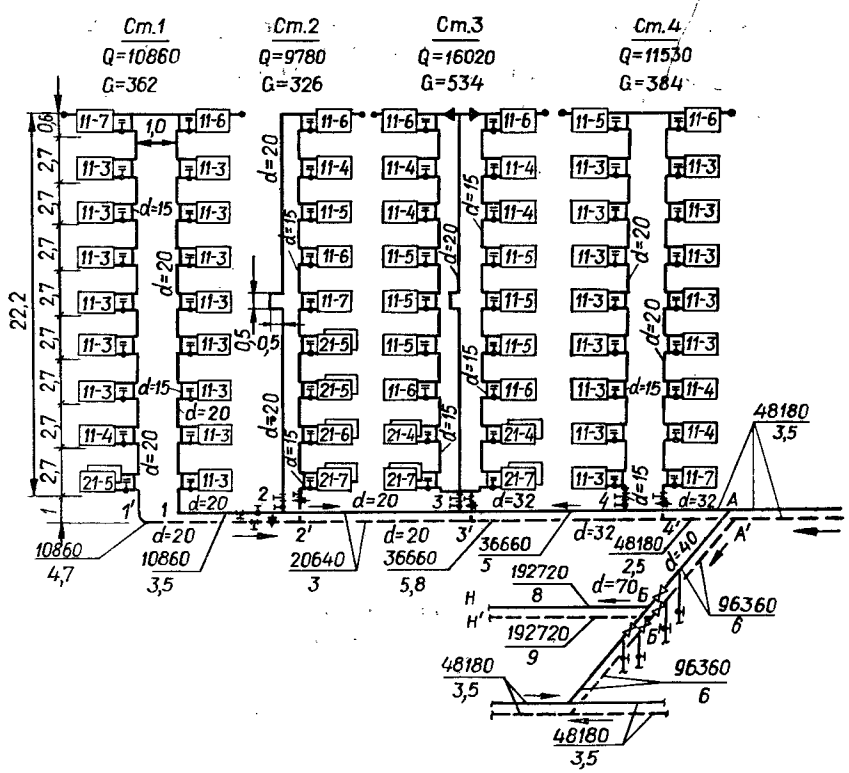


Рис. 61. К примеру 30:

числа в обозначениях приборов: от 11-3 до 11-7 — стальные панельные радиаторы змеевикового типа ЗС однорядные; от 21-4 до 21-7 — то же, двухрядные, *Н, Н'* — трубопроводы к циркуляционному насосу и от него.

систем со стальными радиаторами змеевикового типа значительно более взаимосвязаны, чем в других системах. При этом обычно сначала выполняют *тепловой расчет* (при Δt=const) по известным расходам и перепадам температур воды в стояках и ориентировочно принятым по табл. 58 диаметрам и конструкции стояков и радиаторных узлов, а затем *гидравлическим расчетом* уточняют диаметры стояков и магистральных трубопроводов.

В этом примере не приводится тепловой расчет и подбор стальных панельных радиаторов змеевикового типа однотрубных систем с замыкающими участками, поскольку они подробно рассмотрены на с. 72—75 гл. III, а на рис. 61 показаны окончательные результаты расчета (типоразмеры радиаторов).

Гидравлический расчет тупиковой ветви рассматриваемой системы отопления начинаем с последнего по ходу горячей воды стояка *1*, так как располагаемый перепад давлений для системы не задан.

Определим гидравлическое сопротивление стояка *1* при ориентировочно принятых по тепловому расчету диаметрах стояка d=20 *мм* и радиаторных блоков $d_1 \times d_2 \times d_3$=20×15×20 *мм*.

Всего по стояку подобрано следующее количество типоразмеров радиаторов: ЗС-11-3—14 шт.; ЗС-11-4—1 шт.; ЗС-11-6—1 шт.; ЗС-11-7—1 шт.; ЗС-21-5—1 шт.

По графику *д* прилож. X находим полное сопротивление радиаторных блоков со смещенными замыкающими участками и краиами двойной регулировки

$d_1 \times d_2 \times d_3$=20×15×20 *мм* при расходе воды в стояке [по формуле (73)] $G_{ст} = \frac{10860}{30}$ =362 *кг/ч*:

ЗС-11-3	$P = 54 \cdot 14 = 756$	*кгс/м²*;
ЗС-11-4	$P = 54 \cdot 1 = 54$	*кгс/м²*;
ЗС-11-6	$P = 54 \cdot 1 = 54$	*кгс/м²*;
ЗС-11-7	$P = 54 \cdot 1 = 54$	*кгс/м²*;
ЗС-21-5	$P = 46 \cdot 1 = 46$	*кгс/м²*.

Суммарное сопротивление всех радиаторных блоков стояка составляет: $P_{б.ст}$ =756+3·54+46=964 *кгс/м²*.

Длина трубопроводов стояка, не входящих в радиаторные блоки, согласно расчетной схеме (рис. 61), l=2,7·16+0,6·2+1+3,5+4,7—(36·0,2+18·0,5)=37,4 *м*.

Коэффициенты местных сопротивлений стояка *1*: вентиля на горячей магистрали ξ=10; пробкового крана на обратной магистрали ξ=1,5; двух отводов, гнутых под углом 90°, ξ=1·2=2; тройника на проход на горячей магистрали (при $\frac{G_{пр}}{G_{сб}} \approx 0{,}52$) ξ=0,5; тройника на проход на обратной магистрали ξ=3, т. е. всего $\sum\xi$=17.

Потери давления в трубопроводе d=20 *мм* при его длине l=37,4 *м*, $\sum\xi$=17 и $G_{ст}$=362 *кг/ч* определим по номограмме Б. Н. Лобаева (с. 92 и 93).

Так как на номограмме шкала коэффициентов местных сопротивлений дана в пределах $\sum\xi$ от 0 до 12, т. е. меньше, чем надо для рассчитываемого трубопровода, расчет производим с уменьшением $\sum\xi$ и длины трубы в два раза. На номограмме получим значение гидравлического критерия μ также в два раза меньше действительного. Увеличив затем найденное значение критерия μ в два раза, по расходу воды найдем действительную величину потери давлеиия в трубе.

Последовательность расчета по номограмме такова.

Зная расход воды $G_{ст}$ = 362 *кг/ч* и приняв длину труб $\frac{l}{2}$ = 18,7 *м*, находим на левой сетчатой части номограммы точку пересечения соответствующих линий и переносим ее по горизонтали вправо до бинарной шкалы α. Вторую точку иа шкале $\sum\xi$ берем $\frac{\sum\xi}{2} = \frac{17}{2}$ = 8,5 и проводим через них прямую (прикладывая линейку), которая пересечет шкалу d = 20 *мм* в точке μ' = 1170. Действительная величина критерия μ будет равна μ = 2 · 1170 = 2340. По заданному расходу воды $G_{ст}$ = 362 *кг/ч* и найденной величине μ в точке пересечения соответствующих прямых на левой сетчатой части номограммы получим на оси ординат отсчет потери давления в трубопроводе $P_т$ = 340 *кгс/м²*.

Общее гидравлическое сопротивление стояка *1* вычисляем как сумму потерь давления в радиаторных блоках и трубопроводах: $P_{ст}$ = 964 + 340 = 1304 *кгс/м²*.

Переходим к расчету стояка *2*. Для него известен располагаемый перепад давлений, равный потерям давления в стояке *1*, $P'_{ст}$ = 1304 *кгс/м²*, предварительный диаметр d = 15 *мм*, конструкция радиаторных узлов $d_1 \times d_2 \times d_3$ = 15 × × 15 × 15 *мм* и расход воды $G_{ст} = \frac{9780}{30}$ = 326 *кг/ч*.

Аналогично стояку *1* вычисляем сначала суммарное сопротивление радиаторных блоков стояка $P_{б.ст}$ = 82 · 5 + 76 · 4 = 714 *кгс/м²* и определяем перепад давлений, приходящийся на длину труб и местных сопротивлений стояка *2*, как разность между располагаемым перепадом давлений и сопротивлением радиаторных блоков, т. е. $P'_т$ = 1304 — 714 = 590 *кгс/м²*.

Затем по номограмме находим величину требуемого гидравлического критерия труб стояка $\mu_{тр}$ по $G_{ст}$ = 326 *кг/ч* и $P'_т$ = 590 *кгс/м²* на пересечении соответствующих прямых. Получаем $\mu_{тр}$ = 5000.

Далее определяем аналогично стояку *1* действительное значение критерия μ труб стояка *2* и потерь давления в них $P_т$ при диаметре d = 15 *мм*, общей длиие l = 39,5 *м* (подъемный участок — 24,2 *м*; перемычка — 0,2 *м*; опускиой участок — 15,1 *м*) и сумме к. м. с. $\sum\xi$ = 35, состоящей из к. м. с. вентиля ξ = 16,5; пробко-

вого краиа $\xi = 3{,}5$; двух отступов от стояка к магистрали $\xi = 0{,}5 \times 2 = 1$; тройника на ответвлении к подъемному стояку (при $\frac{G_{от}}{G_{сб}} \approx 0{,}5$) $\xi = 5$; то же, от опускного $\xi = 1{,}5$ и пяти отводов, гнутых под углом 90°, $\xi = 1{,}5 \cdot 5 = 7{,}5$ (рис. 61).

При $G_{ст} = 326$ *кг/ч*, $\frac{l}{3} = \frac{39{,}5}{3} = 13{,}16$ и $\frac{\sum\xi}{3} = \frac{35}{3} = 11{,}67$ получим $\mu' = 4400$ и действительный гидравлический критерий труб стояка $\mu = 4400 \cdot 3 = 13200$, что значительно превышает требуемое значение $\mu_{тр} = 5000$. Уменьшить величину μ можно, изменив конструкцию стояка *2*, например увеличив диаметр подъемного (холостого) участка до 20 *мм*, а остальные участки оставив без изменения.

При этом для подъемного участка (по известным $d = 20$ *мм*, $l = 24{,}4$ *м*, $\sum\xi = 20{,}5$), пользуясь номограммой, получим $\mu = 1800$; для опускиого участка (при $d = 15$ *мм*, $l = 15{,}1$ *м*, $\sum\xi = 5{,}5$) $\mu = 4200$. Тогда действительное значеиие критерия $\mu = 1800 + 4200 = 6000$ и потери давления в трубах и местных сопротивлениях стояка *2* $P_т = 710$ *кгс/м²*.

Общая потеря давления в стояке составляет $P_{ст} = 714 + 710 = 1424$ *кгс/м²*.

Невязка давлений $\frac{1304 - 1424}{1304} 100 = -9{,}2\%$ является допустимой.

Ориентировочно определим допустимую величину потерь давлеиия в магистральных трубопроводах $P'_м$ между стояками *1* и *4* с учетом того, что потери давления в стояке *1* должны составлять не менее 80% общих потерь давления в ветви:

$$P'_м = \frac{1304}{0{,}8} - 1304 = 326 \text{ кгс/м}^2.$$

Используя полученный результат, находим среднее располагаемое падение давлеиия на 1 *м* длины трубопроводов по формуле (80)

$$R_о = \frac{326}{16{,}8} = 19{,}4 \text{ кгс/м}^2 \text{ на 1 м},$$

где 16,8 — суммарная длина участков сети *2—3*, *2'—3'*, *3—4*, *3'—4'*.

Затем вычисляем падение давления на каждом участке P по формуле (81) и, используя известные для участка P, G, l, $\sum\xi$, по номограмме определяем его диаметр и уточняем действительную потерю давления.

Результаты расчета сведены в табл. 71.

Проверка суммы действительных потерь давления на рассчитываемых участках магистралей ($P_м = 70 + 100 + 30 + 39 = 239$ *кгс/м²*) показывает, что она не превышает допустимых потерь давления $P'_м = 326$ *кгс/м²*. По полученным действительным потерям давления в магистралях рассчитываем располагаемый перепад давления для стояков *3*, *4* и производим их расчет аналогично стояку *2*.

Проверяем по табл. 59, достаточен ли расход теплоносителя в подъемном участке стояков *1* и *4* для восстановления циркуляции после отключения нагревательных приборов. Он должен быть больше допускаемого нормами минимального расхода G_{min} иа подъемной части стояков с замыкающими участками. Для обоих стояков получено $G_{ст} > G_{min}$ (ст. 1 — 362 > 160 *кг/ч*; ст. 4 — 384 > > 160 *кг/ч*), т. е. требования норм выполняются.

Заканчиваем расчет определением потерь давления в участках магистральиых трубопроводов от стояка *4* до насосов.

Увязка потерь давления в узловых точках тупиковых веток имеет такую особеииость. По известному располагаемому перепаду давления в узловых точках и найденной потере давления в концевом стояке ветви определяем перепад давлеиий, который может быть израсходован в магистралях ветви, и аналогичио изложенному подбираем их диаметр и рассчитываем стояки.

Результаты расчетов сведены в табл. 71.

Для определеиия требуемого давления, развиваемого насосом, — P найдем полную потерю давлеиия $P_п$ в системе как сумму действительных потерь давле-

Таблица 71. **Гидравлический расчет однотрубной системы отопления с иижией разводкой**

№ участков	Тепловая нагрузка Q, *ккал/ч*	Расход теплоносителя G, *кг/ч*	Длина участка l, *м*	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum\xi$	Диаметр трубопровода d, *мм*	Потери давления в радиаторных блоках $P_{б.ст}$, *кг/м²*	Требуемый перепад давлений в трубопроводах стояка $P'_т$, *кгс/м²*	Требуемый перепад давлений в стояке $P'_{ст}$, *кгс/м²*	Требуемый гидравлический критерий $\mu_{тр}$	Действительный гидравлический критерий μ	Действительные потери давления в трубопроводах, $P_т$, *кгс/м²*	Действительные потери давления в стояке $P_{ст}$, *кгс/м²*	Невязка давлений в стояке, %
Ст. *1*	10860	362	37,4	17	20	964				2340	340	1304	
			15,1	5,5	15					4200	500		
Ст. *2*	9780	326	24,4	20,5	20	714	590	1304	5000	1800	210	1424	—9,2
2—3	20640	688	3	0,5	20		58,2		120	140	70		
2'—3'	20640	688	3	3	20		58,2		120	210	100		
		534	24,2	22,5	20				1800	1720	550		
Ст. *3*	16020	267*	16,1	7,5	15	500	974	1474	5000	4750	340	1390	+5,7
3—4	36660	1222	5	0,3	32		97		60	19	30		
3'—4'	36660	1222	5,8	1,2	32		112,5		70	23	39		
			30,2	3	20					1520	250		
Ст. *4*	11530	384	1	15,5	15	1026	517	1543	3200	1600	260	1536	+0,5
4—А	48180	1606	3,5	3	32					22	66		
4'—А'	48180	1606	2,5	3	32					20	58		
А—Б	96360	3212	6	3,5	40					18	201		
А'—Б'	96360	3212	6	3,5	40					18	201		
Б—Н	192720	6424	8	4	70					0,8	36		
Б'—Н'	192720	6424	9	7,5	70					1,4	60		

* Расход в опускном участке Т-образного стояка *3*.

ния в стояке *1* и всех участках трубопроводов горячей и обратиой магистралей от стояка *1* до иасоса: $P_п = 1304 + 70 + 100 + 30 + 39 + 66 + 58 + 201 + 201 + 36 + 60 = 2165$ *кгс/м²* и естественное давление, действующее в системе отопления, по приближенной формуле (105): $P = 0{,}13 \cdot 9 \cdot 2{,}7(100 - 70) = 95$ *кгс/м²*. Тогда $P_н = P_п - P_е = 2165 - 95 = 2070$ *кгс/м²*.

По требуемому иапору $H_н = P_н = 2{,}07$ *м вод. ст.* и известному из табл. 71 расходу воды в системе $G = 6424$ *кг/ч* по каталогам подбираем иасос. Выбираем по табл. 63 с 10—15%-ным запасом по напору и расходу диагональный насос ЦНИИПС-20 ($G = 8$ *м³/ч*; $H_н = 2{,}35$ *м вод. ст.*; $n = 1450$ *об/мин*; к. п. д. $\eta = 0{,}35$) с электродвигателем АОЛБ-31-4 ($n = 1450$ *об/мин*; $N = 0{,}27$ *квт*).

Пример 31. **Расчет системы парового отоплеиия высокого давлеиия**

Запроектировать и рассчитать систему дежурного парового отопления высокого давления для кузиечно-термического цеха, плаи которого приведен иа рис. 62, *а*. К цеху из заводской котельной подается насыщенный пар высокого давления 8 *кгс/см²*. На отопление и вентиляцию требуется пар давлеиием 4 *кгс/см²*. Весь коиденсат возвращается в котельную. Теплопотери помещений указаны на рис. 62.

Для кузнечио-термического цеха прииимаем систему воздушиого отопления, совмещеиного с веитиляцией, с калориферами, снабжаемыми паром давлением $P = 4$ *кгс/см²*. Для сварочного отделеиия проектируем вертикальиую двухтрубиую паровую систему отопления с верхией разводкой. Нагревательные приборы — регистры из трех гладких стальных труб каждый ($d = 100$ *мм*, $l = 5{,}2$ *м*).

На рис. 62, *б* приведеиа расчетная схема системы отопления цеха с паровым вводом. Система отопления бытовых помещеиий в примере не рассматривается и на схеме не показаиа.

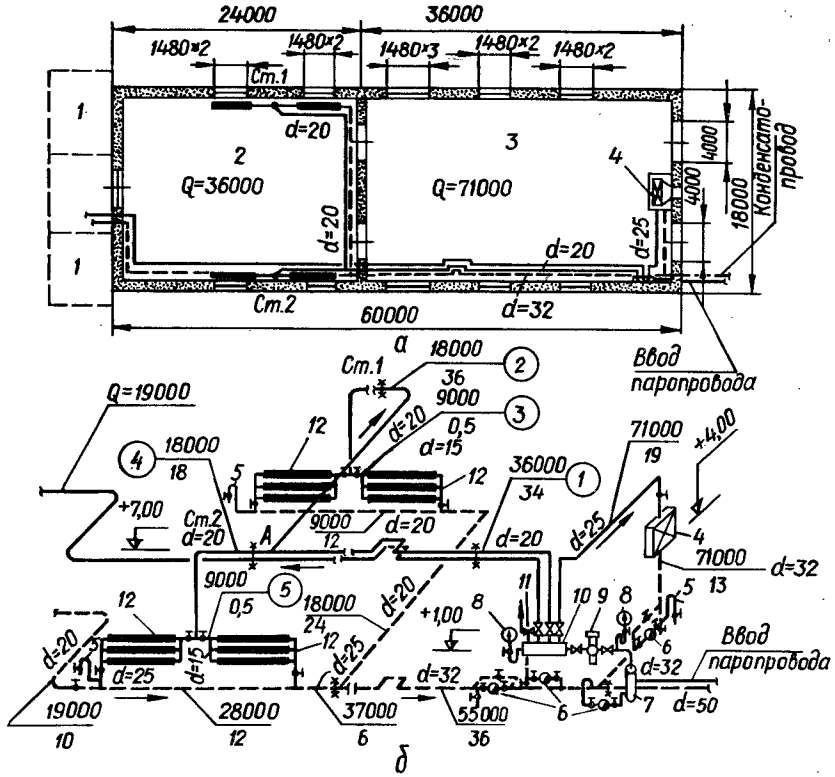


Рис. 62. К примеру расчета 31:

а — план цеха с разводящими трубопроводами; *б* — расчетная схема; числа в кружках — номера расчетных участков; *1* — бытовые помещения; *2* — сварочное отделение; *3* — кузнечно-термическое отделение; *4* — калорифер; *5* — воздушные краны; *6* — конденсатоотводчики; *7* — водоотделитель; *8* — манометры; *9* — редукционный клапан; *10* — распределительная гребенка; *11* — предохранительный клапан; *12* — регистры.

Все три системы отопления присоединяются к парораспределительной гребенке высокого давления ($P = 4$ *кгс/см²*) отдельными линиями, прокладываемыми открыто над окнами, а конденсат возвращается по отдельным линиям, прокладываемым над полом и присоединяемым к сборному конденсатопроводу через конденсатоотводчики. Воздух выпускается через воздушные краны, устанавливаемые на каждой ветви конденсатопровода и у конденсатоотводчиков.

Последовательность расчета

Гидравлический расчет парового отопления высокого давления выполним для наиболее характерной системы отопления сварочного отделения методом удельной потери давления по предельным скоростям пара.

Примем располагаемый перепад давлений $P_р = 1$ *кгс/см²* $= 10000$ *кгс/м²*. Тогда при заданном начальном давлении пара $P_{нач} = 4$ *кгс/см²* конечное давление у отопительных приборов составит $P_{кон} = 4 - 1 = 3$ *кгс/см²*, а среднее давление в системе по формуле (134) $P_{ср} = 3{,}5$ *кгс/см²*.

Расчет начинаем через наиболее удаленный стояк *1*. Длина ветви (считая от парораспределительной гребенки до отопительного прибора стояка *1*) $l = 78{,}5$ *м*.

Руководствуясь величиной $P_{ср}$ по табл. 3 прилож. XI определяем теплоту испарения пара $r_{ср} \approx 513{,}5$ *ккал/кг* и его плотность $\rho_{ср} = 1{,}873$ *кг/м³*, затем по тепловой нагрузке участков Q, используя формулу (74), вычисляем расходы пара G в расчетных участках.

Таблица 72. **К расчету системы парового отопления высокого давления**

№ участка	Q, *ккал/ч*	G, *кг/ч*	l, *м*	d, *мм*	$v_т$, *м/сек*	$v_д$, *м/сек*	$R_т$, *кгс/м²* на 1 *м*	$R_д$, *кгс/м²* на 1 *м*	$P = R_д l$, *кгс/м²*	$d_к$, *мм*	$P_р$, *кгс/м²*
1	36000	70,1	42	20	51,1	29,4	272	145	6090	25	
2	18000	35	36	20	27,6	14,7	66	35	1260	20	
3	9000	17,5	0,5	15	25	13,3	84	45	23	20	
								Итого:	7373		10000
4	18000	35	18	20	27,6	14,7	66	35	630	20	
5	9000	17,5	0,5	15	25	13,3	84	45	23	20	
								Итого:	653		1283

Запас давления в ветви к стояку *1*: $\dfrac{10000-7373}{10000}\,100 \approx 26{,}3\%$.

Гидравлический расчет паропроводов производим по табл. 6 на с. 357 справочника [27], составленной при плотности пара $\rho = 1$ *кг/м³*. Зная расход G, *кг/ч*, подбираем диаметр паропровода d так, чтобы действительная скорость пара в нем $v_д$, получаемая по формуле (75а) при делении табличных значений скорости пара $v_т$ на его среднюю плотность $\rho_{ср}$ в рассматриваемой ветви, не превышала допустимой величины скорости (см. табл. 49) для принятого диаметра паропровода.

Действительные удельные потери давления от трения $R_д$ определяем по формуле (75), используя табличные значения $R_т$ и известное $\rho_{ср}$. По действительным величинам $R_д$ и длинам l расчетных участков находим потери давления в них. Сумма потерь давления в расчетной ветви должна составлять не более 80% располагаемого перепада давлений $\sum P \leqslant 0{,}8P_р$, т. е. 8000 *кгс/см²* (запас 20% оставляем на неучтенные потери давления в местных сопротивлениях). В этом примере сумма потерь давления в расчетной ветви, как видим из табл. 72, получена $P = 7373$ *кгс/м²* (запас 26,3%), что соответствует поставленным требованиям.

Если же это условие не выполняется, нужно пересчитать один из участков, изменив его диаметр.

При увязке потерь давления в ответвлениях и отдельных стояках определяем располагаемый перепад давлений для них, а затем подбираем диаметры трубопроводов на этих участках по предельным скоростям пара аналогично изложенному для стояка *1* (табл. 72). Для стояка *2* получаем располагаемый перепад давлений как сумму потерь давления в расчетных участках *2* и *3*, т. е. $P'_{ст} = 1260 + 23 = 1283$ *кгс/м²*.

При невязке давлений в общих точках более чем на 25% для погашения избыточного давления на ответвлениях устанавливают дроссельные шайбы или регулирующие вентили. В нашем случае невязка давлений в общей точке A превышает 25%, (а именно: $\dfrac{1283-653}{1283}\,100 \approx 48{,}2\%$), поэтому избыточное давление в ветви к стояку 2 $P_и = 1283 - 653 = 630$ *кгс/м²* погашаем вентилем на подводке к регистрам, так как при уменьшении диаметра трубопровода на участке *4* до 15 *мм* скорость пара в нем превышает предельно допустимую величину.

Диаметры сухих самотечных конденсатопроводов $d_к$ системы отопления подбираем по табл. 66, исходя из тепловых нагрузок на расчетных участках.

Результаты расчетов сведены в табл. 72.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I. О международной системе единиц (СИ)

В табл. 1, 2 и 3 приведены единицы измерения СИ, согласно новому проекту ГОСТ «Единицы физических величии» (1973 г.), применяемые в отопительной технике, а в табл. 4 — пересчетные значения для наиболее употребительных единиц СИ.

Таблица 1. **Важнейшие единицы Международной системы (СИ)**

Величина	Единица измерения	Обозначение
Основные единицы		
Длина	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
Сила электрического тока	ампер	А
Термодинамическая температура	кельвин	К
Сила света	кандела	кд
Количество вещества	моль	моль
Дополнительные единицы		
Плоский угол	радиан	рад
Телесный угол	стерадиан	ср
Производные единицы		
Площадь	квадратный метр	$м^2$
Объем, вместимость	кубический метр	$м^3$
Скорость	метр в секунду	м/с
Ускорение	метр на секунду в квадрате	$м/с^2$
Плотность	килограмм на кубический метр	$кг/м^3$
Сила	ньютон	Н
Вес	ньютон	Н
Удельный вес	ньютон на кубический метр	$Н/м^3$
Давление	паскаль	Па
Работа	джоуль	Дж
Энергия	джоуль	Дж
Мощность	ватт	Вт
Динамическая вязкость	паскаль-секунда	Па·с
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	$м^2/с$
Массовый расход	килограмм в секунду	кг/с
Объемный расход	кубический метр в секунду	$м^3/С$
Электрическое напряжение	вольт	В
Электрическое сопротивление	ом	Ом
Количество теплоты	джоуль	Дж
Удельная теплоемкость	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг·К)
Тепловой поток	ватт	Вт
Поверхностная плотность теплового потока	ватт на квадратный метр	$Вт/м^2$
Коэффициент теплопередачи	ватт на квадратный метр-кельвин	$Вт/(м^2·К)$
Температурный градиент	кельвин на метр	К/м
Теплопроводность	ватт на метр-кельвин	Вт/(м·К)
Освещенность	люкс	лк
Звуковое давление	паскаль	Па
Интенсивность звука	ватт на квадратный метр	$Вт/м^2$

Таблица 2. **Единицы, допускаемые к применению наравне с единицами СИ**

Величина	Единица измерения	Обозначение	Значение в единицах СИ
Масса	тонна	*т*	10^3 кг
Время	минута	*мин*	60 с
	час	*ч*	3 600 с
	сутки	*сут*	86 400 с
Объем, вместимость	литр	*л*	10^{-3} $м^3$
Температура Цельсия, разность температур	градус Цельсия	°С	Температура Цельсия, **символ** *t*, определяется выражением $t=T-T_0$, где T — температура Кельвина; $T_0=273{,}15$ К. По размеру градус Цельсия равен кельвину.
Относительная величина	процент	%	10^{-2}

Таблица 3. **Единицы, временно допускаемые к применению**

Величина	Единица измерения	Обозначение	Значение в единицах СИ
Частота вращения	оборот в минуту	*об/мин*	$\frac{1}{60}$ $с^{-1}$
Сила	килограмм-сила	*кгс*	9,80665 Н (точно)
Давление	килограмм-сила на квадратный сантиметр	*кгс/см²*	98066,5 Па (точно)
	миллиметр водяного столба	*мм* вод. ст.	9,80665 Па
	миллиметр ртутного столба	*мм* рт. ст.	133,322 Па
Вес	тонна-сила	*тс*	9806,65 Н (точно)
Мощность	лошадиная сила	*л. с.*	735,499 Вт
Количество теплоты	калория	*кал*	4,1868 Дж (точно)

Таблица 4. **Пересчетные значения для некоторых единиц измерения СИ**

Величина	Размерность	Соотношение между единицами
Давление	1 Па	0,101972 *кгс/м²*
	1 Па	0,102 *мм* вод. ст.
	1 Па	0,0075 *мм* рт. ст.
	1 *атм*	101 325 Па
	1 *кгс/м²*	9,80665 Па
Количество теплоты	1 *ккал*	4186,8 Дж
	1 кДж	0,23865 *ккал*
Тепловая мощность и тепловой поток	1 *ккал/ч*	1,163 Вт
	1 *ккал/сек*	4,1868 Вт
Мощность	1 *кгс·м/сек*	9,80665 Вт
	1 кВт	1,3596 *л. с.*
Работа, энергия	1 *кгс·м*	9,80665 Дж
	1 Вт·ч	3600 Дж
	1 Дж	0,101972 *кгс·м*
Коэффициент теплопередачи	1 *ккал/(м²·ч·°С)*	1,163 Вт/(м²·К)
	1 Вт/(м²·К)	0,859845 *ккал/(м²·ч·°С)*
Термическое сопротивление, сопротивление теплопередаче	1 *(м²·ч·°С)/ккал*	0,859845 (м²·К)/Вт
	1 (м²·К)/Вт	1,163 *(м²·ч·°С)/ккал*
Коэффициент теплопроводности	1 *ккал/(м·ч·°С)*	1,163 Вт/(м·К)
	1 Вт/(м·К)	0,859845 *ккал/(м·ч·°С)*
Удельная теплоемкость	1 *ккал/(кг·°С)*	4186,8 Дж/(кг·К)

Примечание. Ряд пересчетных значений величин указан в табл. 3.

В практических расчетах, выполняемых с помощью логарифмической линейки, при составлении таблиц и графиков, в случае замены старых единиц единицами измерения СИ величины давления удобно принимать приближенно (с ошибкой до 2%):

1 *кгс/м²* = 1 *мм* вод. ст. ≈ 10 Па,
1 *кгс/см²* = 98,0665 кПа ≈ 100 кПа;
1 *мм* рт. ст. ≈ 133 Па.

Величины тепловых единиц

количества теплоты: 1 *ккал* ≈ 4,19 кДж;
теплового потока: 1 *ккал/ч* ≈ 1,16 Вт; 1 *ккал/сек* ≈ 4,19 Вт;

коэффициента теплопередачи: 1 *ккал/(м²·ч·°С)* ≈ 1,16 Вт/(*м²*·К), или 1,16 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{С}}$;

сопротивления теплопередаче: 1 *(м²·ч·°С)/ккал* ≈ 0,86 (м²·К)/Вт, или 0,86 $\frac{\text{м}^2\cdot{}^\circ\text{С}}{\text{Вт}}$;

коэффициента теплопроводности: 1 *ккал/(м·ч·°С* ≈ 1,16 Вт/(м·К), или 1,16 $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot{}^\circ\text{С}}$;

удельной теплоемкости: 1 *ккал/(кг·°С)* ≈ 4,19 кДж/(кг·К), или 4,19 $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot{}^\circ\text{С}}$.

Приложение II. Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха

Таблица 1. **Внутренние расчетные температуры $t_в$, °С, в помещениях жилых и общественных зданий**

Помещения	$t_в$, °С
Жилые здания (по СНиП II-Л.1-71)	
Жилая комната квартиры и общежития *. Ванная и совмещенный санитарный узел с индивидуальным нагревателем. Умывальная индивидуальная	18
Гардеробная, комната для чистки и глажения одежды, вестибюль, общий коридор, лестничная клетка, помещения для культурно-массовых мероприятий, коменданта и воспитателя, обслуживающего персонала, приемные и парикмахерские в общежитиях	18
Кухня квартиры, кухня и кубовая, постирочная, гладильная, сушильная, сушилка одежды и обуви в общежитиях	15
Ванная индивидуальная, ванная и душевая общие, совмещенный санитарный узел	25
Кабина личной гигиены женщин	23
Уборная индивидуальная и общая, вестибюль, передняя, лестничная клетка в квартирном доме, кладовые и бельевые в общежитии	16
Палата, комната персонала, кабинет физиотерапии, процедурная изолятора в общежитии	20
Там же, кабинет врача	18
Машинное отделение лифтов, электрощитовая, мусоросборная камера	5
Гостиницы (по СНиП II-Л.17-65)	
Номера, вестибюль, общая гостиная, бюро обслуживания, лестничная клетка, гардероб, комната для чистки одежды и обуви, общая умывальная	20
Общий санитарный узел, кладовые, бельевые, камера хранения	16
Контора, комнаты дежурного персонала, комната общественных организаций	18
Склады	12
Детские ясли-сады (по СНиП II-Л.3-71)	
Игральная, приемная младшей группы ясельного возраста, в климатических районах I.А, I.Б и I.Г	23
То же, I.В и I.Д	22
» II, III и IV	21
Групповая, приемная средней и старшей групп ясельного возраста, в климатических районах I.А, I.Б и I.Г	21
То же, I.В и I.Г	20
» II, III и IV	19
Спальная-веранда, раздевальная, комнаты для музыкальных и гимнастических занятий, персонала и стиральная-разборочная	18
Туалеты для младшей группы ясельного возраста	22
То же, для средней и старшей групп ясельного возраста	21
» для групп детей школьного возраста	20

* В районах с температурой наиболее холодной пятидневки t = —31°С и ниже в жилых комнатах надо принимать $t_в$ = 20°С, а в угловых помещениях квартир — на 2°С выше температур, указанных в этой таблице.

Продолж. табл. 1

Помещения	$t_в$, °С
Бассейн для обучения детей плаванию	29
Комнаты для заболевших детей, изолятор, медицинская комната	22
Комната для хранения чистого белья	15
Сушильная-гладильная	16
Общеобразовательные школы и школы-интернаты (по СНиП II-Л.4-62)	
Классные комнаты, учебные кабинеты, лаборатории, мастерские по обработке металла, актовый зал, рекреакционные помещения, вестибюль, гардеробы, кладовые для одежды и обуви	16
Гимнастический зал	15
Комнаты общественных организаций, учительские, библиотека-книгохранилище, кабинеты директора и воспитателей, канцелярия, уборные, комната для чистки одежды и обуви	18
Кабинеты врачей, раздевальные при гимнастическом зале	20
Раздевальные при душевых, умывальные	22
Душевые	25
Мастерская по обработке древесины	14
Профессионально-технические училища (по СНиП II-Л.5-68)	
Учебные кабинеты и классы, лаборатории с выделением вредностей, учебно-производственные мастерские, гардеробная, вестибюль, актовый зал	16
Кабинеты технического черчения, читальные залы, библиотека-хранилище, уборные, комнаты общественных организаций и администрации	18
Лаборатории с точными измерительными приборами, кабинет врача	20
Раздевальная при душевых, умывальная	22
Душевые	25
Высшие учебные заведения (по СНиП II-Л.6-67)	
Аудитории до 150 мест *. Учебные кабинеты, чертежные залы, лаборатории без выделения вредностей, книгохранилища, фотолаборатории, помещения администрации и общественных организаций	18
Актовый зал, лаборатории с производственными вредностями, вестибюль, гардероб в отдельном помещении	16
Лаборатория с точными измерительными приборами, рентгенкабинет	20
Больницы и поликлиники (по СНиП II-Л.9-70) **	
Палаты для взрослых больных, кабинеты врачей, процедурные кабинеты различного назначения, уборные и умывальные для больных	20
Палаты предродовые, для травмированных и недоношенных новорожденных, манипуляционные, изоляторы, комнаты санитарной обработки больных, душевые, кабины личной гигиены женщин, для подогрева парафина и озокерита, лечебные плавательные бассейны, лечебные ванны, душевой зал с кафедрой, гинекологические процедурные	25
Раздевальные и кабины для раздевания в водолечебницах	23
Палаты послеоперационные и послеродовые, родовые и родовые боксы, фильтр-боксы, приемо-осмотровые, малые операционные	22
Зал лечебной физкультуры, стерилизационные, лаборатории, регистратура, аптека, склады стерильных материалов, буфет и столовая для больных	18
Хранение гипсовых бинтов, лекарственных средств, дезинфицирующих средств, перевязочных материалов и хозяйственного инвентаря. Чистое и грязное отделения дезинфекционной камеры	16
Хранилища для лечебной грязи и ее регенерации	12
Хранение термолабильных медикаментов, вспомогательные помещения морга	14
Морг	2
Санатории (по СНиП II-Л.10-62)	
Вестибюль, гардеробные, регистратура, камера хранения, парикмахерская, бельевые, кладовые белья грязелечебницы	16
Кабинет главного врача, канцелярия, архив, комнаты общественных организаций и персонала, для чистки одежды и обуви, дневного пребывания, зубоврачебный кабинет, зал лечебной физкультуры, лаборатории, грязевая кухня, помещение для стирки и сушки халатов и простынь	18
Кабинеты врачей, электросветолечения, парафино-озокеритолечения, электрокардиографии, аптека, ингалятории, рентгеновский кабинет, антропометрическая, кислородная палата, процедурные, массажные	20
Раздевальные	23
Водолечебница и грязелечебница, ванный и душевой зал, грязевые процедурные, душевые кабины для больных	25
Хранилища для лечебной грязи и ее регенерации	12
Павильоны и помещения для климатолечения	8
Спортивные сооружения (по СНиП II-Л.11-70)	
Спортивные залы *	15
Залы ванн крытых бассейнов *	26
Залы для подготовительных занятий в бассейнах, гардеробные, помещения для отдыха, учебно-методические кабинеты, лаборатория бассейна	18
Вестибюль-грелка катка, насосно-фильтровальная, хлораторная, кладовые и склады с постоянным пребыванием обслуживающего персонала	16
Вестибюли бассейнов, гардеробные верхней одежды в бассейнах	20
Массажные, помещения для отдыха при бассейнах	22
Раздевальные и уборные при них	23
Душевые	25

* В аудиториях на 150 мест и более $t_в$ принимать по табл. 1 СНиП II-Г.7-62.

** В таблице указаны лишь главнейшие наименования помещений.

* Указанная температура должна быть в зоне нахождения спортсменов.

Продолж. табл. 1

Помещения	$t_в$, °С
Бани русского типа (парильные) *	60—75
То же, типа сауны *	60—120
Склады баллонов, реагентов, хозяйственных химикатов, кладовые и склады, рассчитанные на кратковременное пребывание обслуживающего персонала	10
Бани (СНиП II-Л.13-62)	
Вестибюли с гардеробными и кассами, ожидальня, парикмахерские, административные помещения и комнаты обслуживающего персонала	18
Уборные	20
Раздевальные, ванные и душевые кабины	25
Мыльные	30
Парильные	40
Мастерские бытового обслуживания	16
Дезинфекционные камеры (чистая и грязная половины), кладовые	15
Помещения для запасных баков с водой	5
Прачечные (СНиП II-Л.14-62)	
Ожидальни и помещения для приема, учета и сортировки грязного белья, хранения, стирки, полоскания и отжима белья, хранения стиральных материалов, приготовления растворов, сушильно-гладильного цеха, разборки, починки, упаковки, хранения и выдачи чистого белья, ожидальни цеха выдачи чистого белья	15
Лаборатория	18
Централизованный реверс	10
Помещения для запасных баков с водой	5
Магазины (СНиП II-Л.7-70)	
Торговые залы ** в магазинах:	
продовольственных	12
непродовольственных	15
Зал демонстрации новых товаров	18
Комнаты для приемки и подготовки товаров к продаже, хранения инвентаря, упаковочных материалов, гладильные и бельевые	16
Разрубочные, кладовые для бакалейных, хлебных, гастрономических, хозяйственных товаров, табачных изделий, для хранения тары	10
Кладовые для обуви, парфюмерных и прочих товаров	12
То же, рыбных товаров и овощей	8
Предприятия общественного питания (СНиП II-Л.8-71)	
Обеденный зал, раздаточная, буфет, вестибюль, аванзал, помещения для продажи полуфабрикатов, отделки кондитерских	

* Указанная температура обеспечивается технологическим оборудованием.

** В торговых залах во внерабочее время дежурным отоплением надо поддерживать температуру $t_в = 10$°С.

Продолж. табл. 1

Помещения	$t_в$, °С
изделий, подготовки мороженого, хранения музыкальных инструментов, экспедиция, бельевая, загрузочная, хлеборезка, сервизная	16
Цехи: доготовочный, холодный, мясной, рыбной, обработки зелени, овощной и птицегольевой. Помещения для подготовки яиц, мучных изделий	16
Горячий цех, кондитерская, кладовые овощей, солений, тары, шлюз при камере пищевых отходов	5
Комнаты администрации и обслуживающего персонала, кассы, совета кафе, кладовщика	18
Кладовые сухих продуктов, инвентаря, винно-водочных изделий и пива	12
Предприятия бытового обслуживания населения (по СНиП II-Л.21-71)	
Мастерские для шитья и ремонта одежды *, головных уборов, трикотажных изделий, обуви и кожаной галантереи, ремонта металлоизделий, бытовых приборов, часов, фото,- кино- и радиоаппаратуры, телевизоров, музыкальных инструментов, ювелирных и граверных работ, для фотосъемки и обработки фотоматериалов, парикмахерские, студии звукозаписи, машинописное бюро	18
Для химической чистки одежды	16
Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий (СНиП II-М.3-68)	
Вестибюли, гардеробные для верхней одежды, комнаты для сушки рабочей одежды, ее обеспыливания, залы собраний и совещаний, светокопировальные мастерские, умывальные	16
Курительные, уборные	14
Комнаты для химической чистки рабочей одежды, административные помещения, архив, радиоузел и телефонная станция	18
Комнаты для отдыха, обеспыливания рабочей одежды при самообслуживании, ремонта рабочей одежды, обуви, конструкторские бюро и библиотеки	20
Гардеробные, преддушевые, комнаты для личной гигиены женщин и кормления грудных детей	23
Душевые, фотарии	25
Комнаты для обогрева работающих	22—24
Кинотеатры (по СНиП II-Л.15-68)	
Зрительный зал, распределительные кулуары и фойе, курительные комнаты	14
Кассовый вестибюль, перемоточная, кладовые буфета и инвентаря	12
Кассовые кабины, электросиловая, мастерские киномеханика, плакатная и столярная, кабинеты администрации, моечная буфета	18
Аккумуляторные, кислотная и щелочная, санитарные узлы	15
Проекционная, буфет в отдельном помещении и доготовочная буфета	16

* В производственных помещениях с избытками тепла $t_в = 10$°С.

Прдолж. табл. 1

Помещения	$t_в$, °С
Театры (по СНиП II-Л.20-69)	
Зрительный зал до спектакля без зрителей	16
То же, во время спектакля	19—21
Сцена, карманы, арьерсцена	22
Трюм	20
Регулировочиая освещения сцены и зала	12
Фойе и кулуары, кассовые кабины. Комнаты для обслуживающего персоиала и администрации, дирижера, художника, настройки инструментов, декораций, костюмов, библиотека иот, буфет с подсобными комнатами, живописно-декоративная мастерская, макетная, кладовая красок	18
Распределительный вестибюль, гардеробные с барьером, аппаратные звукозаписи, звукофикации, связи, радиовещания, кабины дикторов, дежурных костюмеров, гримеров, парикмахерских, проекционная, курительные, бутафорская, слесарная, склады мебели, костюмов, умывальные и уборные	16
Душевые	25
Кладовые машиниста сцены, электроаппаратуры, электролита, дежурные склады реквизита, бутафории, щелочные и кислотные аккумуляторные	15

Примечание. Во всех основных помещениях жилых и общественных зданий нормальный влажностный режим внутреннего воздуха $\varphi=40\div60\%$. Влажный режим допускается в помещениях, где технологический процесс сопровождается бо́льшим выделеиием влаги ($\varphi=60\div70\%$). Мокрый режим ($\varphi=70\div75\%$) может быть в банях и прачечных.

Таблица 2. **Метеорологические условия в производственных помещениях** (по СН 245-71)

Помещения	Категория работы	Температура воздуха $t_в$ в холодный и переходный периоды года, °С		
		на рабочих местах		допустимая вне постоянных рабочих мест
		оптимальная	допустимая	
Помещения с незначительными избытками явного тепла — до 20 *ккал/м³·ч*	Легкая	20—22	17—22	15—22
	Средней тяжести	17—19	15—20	13—20
	Тяжелая	16—18	13—18	12—18
Помещения со значительными избытками явного тепла — более 20 *ккал/м³·ч*	Легкая	20—22	17—24	15—26
	Средней тяжести	17—19	16—22	15—24
	Тяжелая	16—18	13—17	12—19

Примечания: 1. Отиосительная влажность воздуха $\varphi=30\div60\%$, допустимая $\varphi\leqslant75\%$.

2. Вне рабочей зоны параметры воздуха не нормируются.

3. К категории легких относят работы, выполняемые сидя, стоя или связанные с ходьбой, но не требующие систематического физического напряжения. К категории средней тяжести относят работы, связанные с постоянной ходьбой, переноской тяжестей и выполняемые стоя. Тяжелыми считаются работы, связанные с систематическим физическим напряжением, передвижением и переноской значительных тяжестей.

Таблица 3. **Расчетные температуры иаружного воздуха** (по СНиП II-А.6-72)

Город	Расчетные температуры*, °С				v, *м/сек*	Зона влажностн**	n, суток
	$t_н$	$t_{х.с}$	$t_{о.п}$	$t_{вент}$			
Алма-Ата	—25	—28	—2,1	—10	1,9	С	166
Архангельск	—32	—36	—4,7	—19	5,9	В	251
Астрахань	—22	—26	—1,6	—8	4,8	С	172
Ашхабад	—11	—14	+3,9	—2	2,8	С	111
Баку	—4	—6	+5,1	1	8,4	С	119
Барнаул	—39	—43	—8,3	—23	5,9	С	219
Батуми	—1	—2	+7,6	4	—	В	115
Белгород	—23	—28	—2,2	—12	5,9	С	196
Брянск	—24	—29	—2,6	—13	6,3	Н	206
Вентспилс	—18	—23	+0,7	—7	9,7	Н	207
Вильиюс	—23	—25	—0,9	—9	5,5	Н	194
Виница	—21	—26	—1,1	—10	3,6	Н	189
Владивосток	—25	—26	—4,8	—16	9	В	201
Вологда	—31	—35	—4,2	—16	6	Н	228
Волгоград	—22	—29	—3,4	—13	—	С	182
Воронеж	—25	—30	—3,4	—14	5,4	С	199
Ворошиловград	—25	—29	—1,6	—10	5,3	С	180
Выборг	—24	—30	—2,3	—12	—	В	227
Горький	—30	—33	—4,7	—16	5,1	Н	218
Гродно	—21	—25	—0,1	—9	5,1	Н	193
Грозный	—16	—23	+0,4	—5	3,5	С	164
Гурьев	—24	—30	—3,8	—12	7,8	С	182
Даугавпилс	—27	—30	—1,5	—10	5,1	Н	203
Джамбул	—24	—31	—1,1	—9	3	С	167
Дербент	—9	—12	+3,8	0	5,2	Н	145
Диепропетровск	—24	—26	—1	—9	5,5	С	175
Доиецк	—24	—29	—1,8	—10	6,2	С	183
Душанбе	—14	—17	+3,6	—2	2,8	С	112
Еиисейск	—47	—50	—9,5	—28	—	Н	245
Ереван	—19	—20	—0,9	—4	2,5	С	114
Жданов	—23	—28	—0,8	—9	6,1	С	177
Запорожье	—23	—25	—0,7	—9	5,4	С	175
Златоуст	—30	—36	—6,6	—20	—	С	217
Иваиово	—28	—33	—4,4	—16	4,9	Н	217
Иркутск	—38	—40	—8,9	—25	2,8	С	241
Казань	—30	—35	—5,7	—18	5,7	Н	218
Калиининград	—18	—22	—0,6	—7	—	Н	195
Калиинн	—29	—33	—3,7	—15	6,2	Н	219
Караганда	—32	—35	—7,5	—20	7,7	С	212
Каунас	—20	—24	—0,5	—8	4,8	Н	192
Кемерово	—39	—42	—8,8	—25	6,8	С	232
Кзыл-Орда	—24	—29	—3,4	—12	6,5	С	168
Киев	—21	—26	—1,1	—10	4,3	Н	187
Киров	—31	—36	—5,8	—19	5,3	Н	231
Кировоград	—21	—25	—1	—9	4,8	С	185
Кишиев	—15	—20	+0,6	—7	—	С	166

* В таблице приняты следующие обозначеиия: $t_н$ — средняя температура наиболее холодиой пятидневки; $t_{х.с}$ — средияя температура холодных суток; $t_{о.п}$ — средняя температура отопительного периода; $t_{вент}$ — средняя температура наиболее холодиого периода (зимняя вентиляциоиная); v — расчетная средняя скорость ветра за январь; n — продолжительность отопительного периода

** Зоны влажиости: С — сухая, В — влажиая, Н — иормальная.

Продолж. табл. 3

Город	Расчетные температуры*, °С				v, м/сек	Зона влажности**	n, суток
	$t_н$	$t_{х.с}$	$t_{о.п}$	$t_{вент}$			
Кокчетав	—35	—39	—7,9	—21	9,5	С	214
Кострома	—30	—36	—4,5	—16	5,8	Н	224
Котлас	—33	—39	—5,5	—19	5,6	Н	237
Красноводск	—7	—11	+4,6	0	—	С	109
Краснодар	—19	—23	+1,5	—5	—	С	152
Куйбышев	—27	—36	—6,1	—18	—	С	206
Курск	—24	—29	—3	—14	—	Н	198
Кустанай	—35	—40	—3,7	—22	5,8	С	213
Ленинабад	—13	—16	+2,5	—4	6,8	С	130
Ленкорань	—4	—7	+5,3	2	—	В	118
Ленинград	—25	—28	—2,2	—11	—	В	219
Лиепая	—18	—23	+0,8	—6	8,6	В	202
Липецк	—26	—32	—3,9	—15	—	С	199
Львов	—19	—23	+0,3	—7	6,4	Н	183
Магнитогорск	—34	—37	—7,9	—22	8,1	С	218
Махачкала	—14	—19	+2,6	—2	7	С	151
Минск	—25	—30	—1,2	—10	5,4	Н	203
Москва	—25	—32	—3,2	—14	4,9	Н	205
Мурманск	—28	—34	—3,3	—18	7,5	В	281
Нальчик	—17	—21	—0,4	—5	2,5	Н	170
Нижний Тагил	—34	—39	—6,6	—21	—	Н	238
Николаев	—19	—22	+0,4	—7	5,4	С	168
Новгород	—27	—31	—2,6	—12	6,6	Н	220
Новокузнецк	—38	—41	—7,9	—23	5,6	С	227
Новороссийск	—13	—19	+4,4	— 2	6,7	В	134
Новосибирск	—39	—42	—9,1	—24	5,7	С	227
Норильск	—46	—51	—14,6	—34	—	Н	300
Одесса	—18	—22	+0,8	— 6	8,5	С	165
Омск	—37	—41	—7,7	—23	5,1	С	220
Орджоникидзе	—17	—19	—0,4	—5	3	Н	175
Орел	—25	—30	—3,3	—13	6,5	Н	207
Оренбург	—29	—35	—8,1	—20	6,1	С	201
Охотск	—31	—39	—10	—26	—	Н	278
Павлодар	—37	—40	—9	—23	6,7	С	209
Пенза	—27	—33	—5,1	—17	2,6	С	206
Пермь	—34	—38	—6,4	—20	—	Н	226
Петрозаводск	—29	—33	—2,9	—14	5,9	Н	237
Полоцк	—26	—30	—1,2	—11	6,5	Н	209
Полтава	—22	—27	—1,9	—11	6,2	С	187
Поти	—3	—5	+7,2	3	5,1	В	120
Псков	—26	—31	—2	—11	4,8	Н	212
Пятигорск	—18	—21	0	—8	6,3	Н	175
Рига	—20	—25	—0,6	—9	4,5	Н	205
Ровно	—21	—25	—0,5	—9	7,5	Н	191
Ростов-на-Дону	—22	—27	—0,6	—8	6,5	С	175
Самарканд	—13	—17	+2,8	—3	2,7	С	132
Саратов	—25	—34	—5,0	—16	6	С	198
Свердловск	—31	—38	—6,4	—20	5	С	228
Семипалатинск	—38	—39	—8,0	—21	4,3	С	202
Севастополь	—11	—14	0	0	6,4	С	137
Симферополь	—16	—20	+1,9	—4	6	С	158
Смоленск	—26	—33	—2,7	—13	6,8	Н	210
Сочи	—3	—5	+5,9	2	6,5	В	103
Ставрополь	—18	—23	+0,3	—7	7,4	Н	169

Продолж. табл. 3

Город	Расчетные температуры*, °С				v, м/сек	Зона влажности**	n, суток
	$t_н$	$t_{х.с}$	$t_{о.п}$	$t_{вент}$			
Сумы	—24	—28	—2,5	—12	5,9	Н	195
Сургут	—40	—48	—9,7	—28	5,3	Н	257
Сыктывкар	—36	—40	—6,1	—20	5,5	Н	244
Таллин	—21	—25	—0,8	—9	7,7	Н	221
Тарту	—23	—29	—1,5	—10	6,6	В	214
Ташкент	—15	—18	+2,4	—6	1,7	С	130
Тбилиси	—7	—10	+4,2	0	3,9	С	152
Тернополь	—21	—25	—0,5	—9	5,1	Н	190
Тольятти	—29	—34	—5,4	—17	—	С	203
Тула	—28	—31	—3,8	—14	4,9	Н	207
Тюмень	—35	—41	—5,7	—21	3,9	С	220
Ужгород	—18	—22	+1,6	—6	3,6	Н	162
Ульяновск	—31	—36	—5,7	—18	—	С	213
Улан-Удэ	—38	—42	—10,6	—28	2,8	С	235
Умань	—21	—26	—1	—9	5,8	С	186
Уральск	—30	—33	—6,5	—18	6,8	С	199
Усть-Каменогорск	—33	—39	—7,8	—18	5,7	С	204
Уфа	—29	—36	—6,4	—19	—	С	211
Фергана	—15	—16	+1,3	—7	2	С	134
Форт Шевченко	—14	—18	+0,6	—7	8,9	С	158
Фрунзе	—23	—27	—0,9	—9	2,4	С	157
Хабаровск	—32	—34	—10,1	—23	5,9	В	205
Харьков	—23	—28	—2,1	—11	5	С	189
Херсон	—18	—22	+0,6	—7	6,2	С	167
Целиноград	—35	—39	—8,7	—22	7,7	С	215
Чарджоу	—13	—17	+3,2	—2	—	С	119
Чебоксары	—32	—35	—5,4	—18	—	В	217
Челябинск	—29	—36	—7,1	—20	4,5	С	216
Череповец	—31	—36	—4,3	—16	7	Н	225
Чернигов	—22	—27	—1,7	—10	4,2	Н	191
Черновцы	—20	—25	—0.2	—9	5,4	С	179
Чимкент	—17	—22	+1,1	—6	2,8	С	147
Чита	—38	—41	—11,6	—30	3,9	С	240
Элиста	—23	—27	—1,8	—9	7,6	С	176
Якутск	—55	—58	—19,5	—45	—	С	254
Ялта	—6	—8	+5,2	1	4,4	С	126
Ярославль	—31	—35	—4,5	—16	4,4	Н	222

Приложение III. Теплотехнические показатели наружных ограждений

Таблица 1. Значения R_o, м²·ч·°С/ккал, и $1/R_o$, ккал/м²·ч·°С, для наружных стен индустриальных конструкций

Стена-панель	Плотность ρ, кг/м³	Толщина δ, мм	R_o	$1/R_o$	Массивность
Однослойная керамзитобетонная с фактурным слоем δ=25 мм и внутренней штукатуркой δ=15 мм	700	250	0,99	1,01	Л
	700	300	1,18	0,84	Л
	800	250	0,94	1,06	Л
	800	300	1,12	0,89	Л

Продолж. табл. 1

Стена-панель	Плотность ρ, *кг/м³*	Толщина δ, *мм*	R_0	$1/R_0$	Массивность
	900	250	0,9	1,11	Л
	900	300	1,06	0,94	Л
	1000	250	0,85	1,17	Л
	1000	300	1	1	Л
	1100	350	1,02	0,98	С
	1100	400	1,16	0,86	С
	1200	350	0,89	1,12	С
	1200	400	1	1	С
То же, из ячеистых бетоиов	300	250	1,07	0,93	Л
	300	300	1,28	0,79	Л
	700	250	1,01	0,99	Л
	700	300	1,2	0,83	Л
	800	250	0,94	1,06	Л
	800	300	1,12	0,89	Л
	900	250	0,85	1,17	Л
	900	300	1	1	Л
	1000	350	1,02	0,98	С
	1000	400	1,15	0,87	С
То же, из газозолобетона	800	250	1,03	0,97	Л
и пенозолобетона	800	300	1,15	0,87	С
	900	350	1,34	0,75	С
	900	400	1,52	0,66	С
	1000	300	1,07	0,93	С
	1000	350	1,24	0,81	С
	1000	400	1,41	0,71	С
Трехслойная в виде железобетоииой ребристой оболочки ($\delta_н$ =50 *мм* и $\delta_в$=100 *мм*), заполнеиная пенопластом	350	250/100	1,04	0,96	Л
	350	300/150	1,48	0,68	Л
То же, заполненная минераловатными плитами на битумной связке	400	250/100	0,9	1,11	Л
	400	300/150	1,25	0,81	Л
То же, заполнениая легкобетонными вкладышами из пеностекла	300	250/100	0,95	1,05	Л
	400	300/150	1,79	0,56	Л
То же, заполненная вкладышами из ячеистого бетона	400	250/100	1,12	0,89	Л
	400	300/150	1,54	0,65	Л
	500	250/100	0,87	1,15	Л
	500	300/150	1,55	0,65	Л
	600	250/100	0,83	1,2	Л
	600	300/150	0,94	1,06	Л

Примечаиия: 1. В таблице приняты обозиачеиия массивности ограждений: легких — Л, средней массивности — С.

2. Для трехслойных панелей во второй графе указана плотность утеплителя, а в третьей графе в числителе указана толщииа паиелей и в знаменателе — толщииа утеплителя.

Таблица 2. **Значения R_0, *м²·ч·°С/ккал*, и $1/R_0$, *ккал/м²·ч·°С*, для заполнений оконных и дверных проемов в деревянных переплетах** (по СНиП II-А.7-71 и другим материалам)

Конструкции	ГОСТ	Расстояние между стеклами, *мм*	R_0, *м²·ч·°С/ккал*	$1/R_0$, *ккал/м²·ч·°С*
Одинарные переплеты (одинарное остекление)	12506—67	—	—	—
ние)	16407—70	—	0,2	5
Двойные переплеты —	11214—65*	55	0,4	2,5
спаренные (двойное ос-	16407—70	50	0,4	2,5
теклеиие)	12506—67	55	0,4	2,5
То же, со стеклопакетом		20	0,38	2,7
Двойные переплеты —				
раздельные (двойное ос-	11214—65*	110	0,44	2,3
текление)	16407—70	100	0,44	2,3
Тройные переплеты — одинарный плюс спаренный (тройное остекление)	16289—70	160	0,6	1,7
Вертикальное остекление из пустотелых стеклянных блоков	9272—66	—	0,5	2
Магазинные витрины		—	0,5	2
Наружные двери и ворота деревянные одинарные		—	0,25	4
То же, двойные		—	0,5	2
Внутренние двери одинарные		—	0,4	2,5

Примечание. Табличные значения $1/R_0$ для окон, балконых дверей и фонарей в металлических переплетах и коробках надо увеличивать на 10%.

Приложение IV. Данные для расчета теплопотерь зданий повышенной этажности [13]

Таблица 1. **Значения $k_у = 1/R_у$ для 9-этажиых зданий с отапливаемой лестничной клеткой и входом в квартиры непосредственно с площадки лестиицы,** *ккал/м²·ч·°С*

Заполнение проемов	Спаренные оконные переплеты			Раздельные оконные переплеты				
	Расчетные температуры наружного воздуха $t_н$, °С							
	−20	−25	−30	−20	−25	−30	−35	−40
Окна и балконные двери по этажам:								
9	3,8	4	4,2	2,6	3	3,3	3,4	3,5
8	4,2	4,5	4,8	3	3,3	3,6	3,7	3,9
7	4,5	4,9	5,3	3,3	3,6	3,9	4,1	4,3

Продолж. табл. 1

Заполнение проемов	Спаренные оконные переплеты			Раздельные оконные переплеты				
	Расчетные температуры наружного воздуха $t_н$, °С							
	−20	−25	−30	−20	−25	−30	−35	−40
6	4,7	5,1	5,5	3,5	3,9	4,3	4,5	4,7
5	4,9	5,3	5,7	3,8	4,2	4,6	4,9	5,2
4	5,1	5,5	5,9	4,2	4,5	4,8	5,2	5,6
3	5,2	5,7	6,2	4,4	4,7	5,1	5,5	5,9
2	5,5	6	6,5	4,6	4,9	5,3	5,7	6,2
1	5,8	6,3	6,9	4,8	5,2	5,6	6	6,5
Окна лестничной клетки	7	7,2	7,3	5,4	5,5	5,6	6	6,3
Входная дверь	20	30	32	32	34	36	37	38

Таблица 2. **Значения $k_у = 1/R_у$ для 12-этажных зданий с отапливаемой лестничной клеткой и входом в квартиры непосредственно с площадки лестницы,** *ккал/м²·ч·°С*

Заполнение проемов	Спаренные оконные переплеты			Раздельные оконные переплеты				
	Расчетные температуры наружного воздуха $t_н$, °С							
	−20	−25	−30	−20	−25	−30	−35	−40
Окна и балконные двери по этажам:								
12	3,6	3,8	4	2,6	2,8	3	3,1	3,3
11	4,1	4,3	4,5	2,9	3,1	3,3	3,5	3,8
10	4,4	4,6	4,8	3,4	3,5	3,6	4	4,4
9	4,6	4,9	5,2	3,7	4,0	4,3	4,6	4,9
8	4,9	5,2	5,5	4	4,4	4,8	5	5,3
7	5,1	5,4	5,7	4,3	4,7	5,1	5,4	5,7
6	5,4	5,7	6	4,5	4,9	5,3	5,6	5,9
5	5,6	5,9	6,2	4,7	5,1	5,5	5,8	6,1
4	5,8	6,1	6,4	4,8	5,2	5,6	6	6,4
3	6	6,3	6,6	4,9	5,4	5,9	6,2	6,6
2	6,2	6,5	6,8	5	5,5	6	6,4	6,8
1	6,4	6,7	7	5,1	5,6	6,1	6,6	7
Окна лестничной клетки	7,2	7,4	7,6	6	6,2	6,3	6,5	6,6
Входные двери	32	33	35	33	35	37	39	41

Таблица 3. **Значения $k_у = 1/R_у$ для 16-этажных зданий башенного и секционного типа с теплыми лестницами и входом в квартиры непосредственно из лифтового холла,** *ккал/м²·ч·°С*

Заполнение проемов	Спаренные оконные переплеты			Раздельные оконные переплеты		
	Расчетные температуры наружного воздуха $t_н$, °С					
	−20	−25	−30	−20	−25	−30
Окна и балконные двери по этажам:						
16	4,6	4,8	4,9	3,5	3,7	3,9
15	5	5,2	5,3	3,9	4,1	4,2
14	5,2	5,4	5,5	4	4,2	4,4
13	5,3	5,6	5,8	4,3	4,8	5,1
12	5,5	5,8	6	4,6	5	5,4
11	5,6	5,9	6,1	4,6	5,1	5,5
10	5,8	6,1	6,3	4,8	5,3	5,7
9	6	6,3	6,6	5	5,5	5,9
8	6,2	6,5	6,8	5,1	5,6	6,1
7	6,3	6,7	7	5,2	5,7	6,2
6	6,4	6,8	7,2	5,3	5,9	6,4
5	6,5	6,9	7,3	5,4	6	6,6
4	6,6	7,1	7,5	5,5	6,1	6,7
3	6,7	7,2	7,6	5,5	6,2	6,8
2	6,8	7,3	7,7	5,6	6,3	6,9
1	6,9	7,4	7,8	5,7	6,4	7
Окна лестничной клетки	7,8	8,1	8,5	6,6	6,7	6,8
Вход в лестничную клетку	47	50	53	47	50	53
Вход в вестибюль	29	32	35	29	32	35

Примечание. При подаче в лестничную клетку и лифтовые шахты подогретого воздуха в количестве 6000 *м³/ч* значения $k_у$ надо уменьшить, *ккал/м²·ч·°С*:
Для окон и балконных дверей в этажах на 1,3
» » лестничной клетки » 3,5
» входных дверей » 15,
а при наличии в первом этаже двух входов для окон 1 этажа — на 0,5.

Таблица 4. **Добавки к значениям $k_у = 1/R_у$ для окон и балконных дверей,** *ккал/м²·ч·°С*, **при скоростях ветра v более 5** *м/сек*

Этаж	Для 9—13-этажных зданий		Для 14—16-этажных зданий		Этаж	Для 9—13-этажных зданий		Для 14—16-этажных зданий	
	v=7 *м/сек*	v=9 *м/сек*	v=7 *м/сек*	v=9 *м/сек*		v=7 *м/сек*	v=9 *м/сек*	v=7 *м/сек*	v=9 *м/сек*
16	—	—	0,5	1	8	0,9	1,4	0,2	0,3
15	—	—	0,5	0,9	7	0,8	1,3	0,2	0,3
14	—	—	0,4	0,8	6	0,8	1,2	0,2	0,2
13	1,1	1,6	0,4	0,7	5	0,7	1,1	0,1	0,2
12	1,1	1,6	0,3	0,6	4	0,6	1,1	0,1	0,1
11	1	1,5	0,3	0,5	3	0,5	0,9	—	0,1
10	1	1,5	0,2	0,4	2	0,4	0,8	—	—
9	0,9	1,4	0,2	0,3	1	—	0,4	—	—

Приложение V. **Укрупненные измерители расхода тепла на отопление и вентиляцию** (по материалам ГПИ Промстройпроект)

Здания	Объем зданий $V_н$, тыс. $м^3$	Удельная тепловая характеристика, $ккал/м^3 \cdot ч \cdot °C$	
		на отопление $q_о$	на вентиляцию $q_в$
Жилые и общественные здания			
Жилые дома, гостиницы и общежития	⩽ 3	0,42/0,5 *	—
	5	0,38/0,45	—
	10	0,33/0,39	—
	15	0,31/0,38	—
	20	0,29/0,38	—
	25	0,28/0,38	—
	30	0,27/0,38	—
	>30	0,26/0,38	—
Административные здания	⩽5	0,43	0,09
	10	0,38	0,08
	15	0,36	0,07
	>15	0,32	0,08
Детские сады и ясли	⩽5	0,38	0,11
	>5	0,34	0,1
Школы	⩽5	0,39	0,09
	10	0,35	0,08
	>10	0,33	0,07
Высшие учебные заведения и техникумы	⩽10	0,35	—
	15	0,33	0,1
	20	0,3	0,08
	>20	0,24	0,08
Клубы	⩽5	0,37	0,25
	10	0,33	0,23
	>10	0,3	0,2
Кинотеатры	⩽5	0,36	0,43
	10	0,32	0,39
	>10	0,3	0,38
Театры	⩽10	0,29	0,41
	15	0,27	0,4
	20	0,22	0,38
	30	0,2	0,36
	>30	0,18	0,34
Универмаги	⩽5	0,38	—
	10	0,33	0,08
	>10	0,31	0,28
Поликлиники, амбулатории, диспансеры	⩽5	0,4	—
	10	0,36	0,25
	15	0,32	0,23
	>15	0,3	0,22

* В знаменателе приведены показатели для зданий, построенных после 1958 г. [27].

Продолж. прилож. V

Здания	Объем зданий, $V_н$, тыс. $м^3$	Удельная тепловая характеристика, $ккал/м^3 \cdot ч \cdot °C$	
		на отопление $q_о$	на вентиляцию $q_в$
Больницы	⩽5	0,4	0,29
	10	0,36	0,28
	15	0,32	0,26
	>15	0,3	0,25
Бани	⩽5	0,28	1
	10	0,25	0,95
	>10	0,23	0,9
Прачечные	⩽5	0,38	0,8
	10	0,33	0,78
	>10	0,31	0,75
Предприятия общественного питания	⩽5	0,35	0,7
	10	0,33	0,65
	>10	0,3	0,6
Гаражи	⩽2	0,7	—
	3	0,6	—
	5	0,55	0,7
	>5	0,5	0,65
Промышленные здания			
Чугунолитейные	10—50	0,3—0,25	1,1—1
	50—100	0,25—0,22	1—0,9
	100—150	0,25—0,18	0,9—0,8
Меднолитейные	5—10	0,4—0,35	2,5—2
	10—20	0,35—0,25	2—1,5
	20—30	0,25—0,2	1,5—1,2
Термические	10	0,4—0,3	1,3—1,2
	10—30	0,3—0,25	1,2—1
	30—75	0,25—0,2	1—0,6
Кузнечные	10	0,4—0,2	0,7—0,6
	10—50	0,3—0,25	0,6—0,5
	50—100	0,25—0,15	0,5—0,3
Механосборочные	5—10	0,55—0,45	0,4—0,25
	10—50	0,45—0,4	0,25—0,15
	50—100	0,4—0,38	0,16—0,12
Деревообделочные	⩽5	0,6—0,55	0,6—0,5
	5—10	0,55—0,45	0,5—0,45
	10—50	0,45—0,4	0,45—0,4
Гальванические	⩽2	0,65—0,6	5—4
	2—5	0,6—0,55	4—3
	5—10	0,55—0,45	3—2
Бытовые и административные помещения	1—2	0,45—0,4	—
	2—5	0,4—0,33	0,14—0,12
	5—10	0,33—0,3	0,12—0,11
	10—20	0,3—0,25	0,11—0,1

Приложение VI. Поправочные коэффициенты при расчете нагревательных приборов

Таблица 1. **Коэффициент β_1 на способ установки нагревательных приборов**

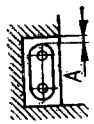
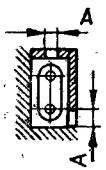
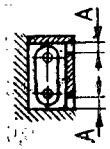
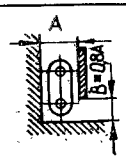
Эскиз	Описание установки прибора	Коэффициент
	У стены без ниши и перекрыт доской в виде полки	При А=40; 80 и 100 *мм* β_1=1,05; 1,03 и 1,02
	В стенной нише	При А=40; 80 и 100 *мм* β_1=1,11; 1,07 и 1,06
	У стены без ниши и закрыт деревянным шкафом с щелями в его нередней стене у пола и в верхней доске	При А=260; 220, 180 и 150 *мм* β_1=1,12; 1,13; 1,19 и 1,25
	Как и в предыдущем случае, но щель вырезана в верхией части передней доски	При А=130 *мм* β_1=1,2 — при открытых щелях и β_1=1,4 — при щелях, закрытых сетками
	У стены без ниши и закрыт шкафом. В верхней доске шкафа прорезана щель *Б*, ширина которой не менее глубины прибора. Спереди шкаф закрыт деревяниой решеткой, ие доходящей до пола на расстояние *А* (ие менее 100 *мм*)	При А=100 *мм* β_1=1,15
	У стеиы без иишн и закрыт экраном, не доходящим до пола на расстояние 0,8 *А*	β_1=0,9

Таблица 2. **Коэффициент β_2 на остывание воды в стояках однотрубных систем**

Число последовательно соединенных приборов	Рассчитываемый прибор по ходу воды																							
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
3	1,04																					
4	1,03	1,04																				
5	1,02	1,03	1,04																			
6	1	1,02	1,03	1,04																		
7	1	1	1,02	1,03	1,04																	
8	1	1	1	1,02	1,03	1,04																
9	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04															
10	1	1	1	1	1,02	1,03	1,03	1,04														
11	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,04	1,04													
12	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04												
13	1	1	1	1	1	1	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04											
14	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04										
15	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04									
16	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04								
17	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,02	1,03	1,04	1,04	1,04							
18	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04						
19	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04					
20	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04				
21	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04			
22	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04		
23	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	
24	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	1,04

Таблица 3. **Коэффициент β_2 на остывание воды в двухтрубных системах водяного отопления с насосной циркуляцией**

Число этажей в здании	Рассчитываемый этаж при скрытой прокладке трубопроводов						Рассчитываемый этаж при открытой прокладке трубопроводов					
	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й	1-й	2-й	3-й	4-й	5-й	6-й
С верхней разводкой												
2	1,05	—	—	—	—	—	1,05	—	—	—	—	—
3	1,05	1,04	—	—	—	—	1,05	1,03	—	—	—	—
С нижней разводкой												
2	—	1,03	—	—	—	—	—	1,05	—	—	—	—
3	—	—	1,03	—	—	—	—	—	1,05	—	—	—
4	—	—	1,03	1,05	—	—	—	—	1,05	1,1	—	—
5	—	—	1,03	1,03	1,05	—	—	—	1,05	1,05	1,1	—
6	—	—	—	1,03	1,03	1,05	—	—	—	1,05	1,05	1,1

Примечание. При естественной циркуляции воды надбавки принимаются с коэффициентом 1,4.

Таблица 4. **Коэффициент β_3 на количество секций в радиаторе**

Число секций	β_3	Число секций	β_3	Число секций	β_3
2	0,96	6	0,99	10—11	1,01
3	0,96	7	1	12—14	1,01
4	0,97	8	1	15—16	1,02
5	0,98	9	1	19—25	1,03

Таблица 5. **Коэффициент a на изменение относительного расхода воды, протекающей через радиатор**

$\overline{G}$	a	$\overline{G}$	a	$\overline{G}$	a
0,3	0,86	0,7	0,95	4	1,04
0,4	0,89	0,8	0,97	5	1,05
0,5	0,91	0,9	0,99	6	1,055
0,6	0,93	1	1	7 и	1,06
		3	1,03	более	

Приложение VII. Учет полезной теплоотдачи открыто проложенных труб

Таблица 1. **Расчетная поверхность нагрева $F_{тр}$, *экм*, подводок, сцепок, стояков и магистралей**

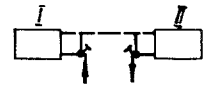
Трубопроводы	Коэффициент $b_т$	Расчетная поверхность нагрева $F_{тр}$, *экм*, при $d_у$, *мм*					
		15	20	25	32	40	50
Подводки к приборам и сцепки	1	0,12	0,15	0,19	0,24	—	—
Трубопроводы, проложенные у пола	0,75	0,08	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28
Стояки	0,5	0,06	0,08	0,1	0,12	0,15	0,19
Трубопроводы, проложенные у потолка	0,25	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09

Таблица 2. **Расчетная поверхность нагрева $F_{тр}$, *экм*, этажестояков двухтрубных водяных и паровых систем отопления**

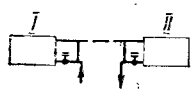
Диаметры $d_у$, *мм*		Высота стояков, *м*		
подводок	стояков	2,5	2,7	3
15	15	0,43	0,45	0,49
15	20	0,51	0,53	0,57
20	20	0,54	0,56	0,6
15	25	0,59	0,63	0,69
20	25	0,62	0,66	0,72
15	32	0,73	0,77	0,83
20	32	0,76	0,8	0,86

Таблица 3. **Расчетная поверхность нагрева $F_{тр}$, *экм*, трубопроводов однотрубных систем отопления**

А. Вертикальные узлы

Эскиз	Диаметр труб, *мм*			Расчетная поверхность нагрева, *экм*	
	стояка	обходного или замыкающего участка	подводки	I	II
	15	15	15	0,4 / 0,46	0,35 / 0,4
	20	20	20	0,5 / 0,57	0,43 / 0,49
	25	25	25	0,62 / 0,68	0,53 / 0,58
	15	15	15	0,14 / 0,2	0,12 / 0,17
	20	20	20	0,17 / 0,24	0,14 / 0,2
	25	25	25	0,2 / 0,26	0,18 / 0,24
	15	15	15	0,5 / 0,54	0,42 / 0,45
	20	15	20	0,58 / 0,63	0,5 / 0,54
	25	20	25	0,72 / 0,78	0,61 / 0,66

Продолж. табл. 3

Эскиз	Диаметр труб, *мм*			Расчетная поверхность нагрева, *экм*	
	стояка	обходиого или замыкающего участка	подводки	I	II
	15	15	15	0,23 / 0,25	0,18 / 0,2
	20	15	20	0,25 / 0,28	0,2 / 0,22
	25	20	25	0,31 / 0,34	0,25 / 0,27

Примечания: 1. На эскизах сплошными линиями показаны трубопроводы, расчетная поверхность нагрева которых учтена в таблице.

2. В последних двух графах в числителе указана расчетная поверхность нагрева радиаторных узлов с прямыми подводками, а в знаменателе — при подводках с утками.

Б. Горизонтальные узлы

Эскиз	Диаметр труб, *мм*			Расчетная поверхность нагрева, *экм*
	стояка	обходного или замыкающего участка	подводки	
	15	15	15	0,16 / 0,14
	20	20	20	0,2 / 0,17
	25	25	25	0,25 / 0,21
	15	15	15	0,28
	20	20	20	0,36
	25	25	25	0,44

Примечания: 1. На эскизах сплошными линиями показаны трубопроводы, расчетная поверхность нагрева которых учтена в таблице.

2. Для проточных узлов в числителе указана расчетная поверхность нагрева при радиаторах высотой 500, а в знаменателе — высотой 300 *мм*.

3. Расчетную поверхность нагрева узлов с замыкающими участками принимают с учетом таких поправочных коэффициентов на количество секций в приборе:

Количество секций	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Поправочный коэффициент	0,68	0,74	0,79	0,84	0,9	0,95	1	1,05	1,1	1,16	1,21	1,26	1,31

Приложение VIII. Теплоотдача и расчетная поверхность нагрева радиаторов

Таблица 1. **Теплоотдача 1 *экм* чугунных радиаторов** $q_э$, *ккал/ч·экм*

$t_{вх}-t_в$, °С	Перепад температур воды в приборе $\Delta t_{пр}$, °С							$t_{вх}-t_в$, °С	Перепад температур воды в приборе $\Delta t_{пр}$, °С						
	1	2	4	6	8	10	15		1	2	4	6	8	10	15
А. Движение воды снизу вверх															
35	183	176	160	149	140	132	114	81	524	520	512	490	471	455	422
36	190	183	167	156	146	138	119	82	532	528	520	498	479	463	430
37	196	190	173	162	152	144	125	83	540	536	528	506	487	471	438
38	203	197	180	168	158	150	131	84	548	544	536	515	496	479	445
39	210	204	187	175	165	156	136	85	556	552	544	523	504	487	453
40	217	211	194	181	171	162	142	86	564	560	552	532	512	495	461
41	223	218	200	188	177	168	148	87	572	568	560	540	520	504	469
42	230	226	207	194	184	174	154	88	581	577	568	549	529	512	477
43	237	233	214	201	190	181	160	89	589	585	577	558	537	520	485
44	244	240	221	208	197	187	166	90	597	593	585	566	546	528	492
45	251	248	228	214	203	193	172	91	605	601	593	575	554	537	500
46	258	255	235	221	210	200	178	92	614	610	601	584	563	545	508
47	265	262	242	228	217	206	184	93	622	618	610	593	571	553	516
48	272	269	250	235	223	213	191	94	630	626	618	601	580	562	525
49	279	276	257	242	230	220	197	95	639	635	626	610	588	570	533
50	287	283	264	249	237	226	203	96	647	643	635	619	597	579	541
51	294	290	272	256	244	233	210	97	656	651	643	628	606	587	549
52	301	297	279	263	251	240	216	98	664	660	651	637	614	596	557
53	308	305	286	271	258	247	223	99	672	668	660	646	623	604	565
54	315	312	294	278	265	253	229	100	681	677	668	655	632	613	574
55	323	319	302	285	272	260	236	101	689	685	677	664	641	621	582
56	330	326	309	292	279	267	243	102	698	694	685	673	650	630	590
57	338	334	317	300	286	274	249	103	707	702	694	682	658	639	599
58	345	341	325	307	293	281	256	104	715	711	702	691	667	647	607
59	352	349	332	315	301	289	263	105	724	719	711	700	676	656	615
60	360	356	340	322	308	296	270	106	732	728	719	709	685	665	624
61	367	364	348	330	315	303	276	107	741	737	728	719	694	674	632
62	375	371	356	337	323	310	283	108	749	745	737	728	703	683	641
63	383	379	364	345	330	317	290	109	758	754	745	737	712	691	649
64	390	386	372	353	338	325	297	110	767	762	754	745	721	700	658
65	398	394	380	360	345	332	304	111	776	771	762	754	730	709	666
66	405	402	388	368	353	339	311	112	784	780	771	762	739	718	675
67	413	409	396	376	360	347	319	113	793	789	780	771	749	727	684
68	421	417	404	384	368	354	326	114	802	797	789	780	758	736	692
69	429	425	412	392	376	362	333	115	810	806	797	789	767	745	701
70	436	433	420	400	383	369	340	116	819	815	806	797	776	754	710
71	444	440	429	408	391	377	347	117	828	824	815	806	785	763	718
72	452	448	437	416	399	385	355	118	837	832	824	815	795	772	727
73	460	456	445	424	407	392	362	119	846	841	832	824	804	781	736
74	468	464	454	432	415	400	369	120	855	850	841	832	813	791	745
75	476	472	462	440	423	408	377	121	863	859	850	841	823	800	754
76	484	480	471	448	431	416	384	122	872	868	859	850	832	809	762
77	492	488	479	456	439	423	392	123	881	877	868	859	841	818	771
78	500	496	488	465	447	431	399	124	890	886	877	868	851	827	780
79	508	504	496	473	455	439	407	125	899	895	886	877	860	837	789
80	516	512	504	481	463	447	415								

Продолж. табл. 1

$t_{вх}-t_в$, °C	Перепад температур воды в приборе $\Delta t_{пр}$, °C							$t_{вх}-t_в$, °C	Перепад температур воды в приборе $\Delta t_{пр}$, °C						
	1	2	4	6	8	10	15		1	2	4	6	8	10	15
Б. Движение воды снизу вниз															
35	226	219	199	185	173	163	141	81	599	594	586	563	540	521	482
36	233	227	206	192	180	170	148	82	604	600	592	572	549	530	491
37	240	236	214	199	187	177	154	83	613	609	600	581	558	538	499
38	248	245	222	207	194	184	161	84	621	617	609	590	566	547	507
39	255	251	229	214	202	191	167	85	630	626	617	599	575	556	515
40	263	259	237	222	209	198	174	86	639	634	626	608	584	564	524
41	270	267	245	229	216	205	181	87	647	643	634	617	593	573	532
42	278	274	253	237	223	212	187	88	656	652	643	627	602	582	541
43	286	282	261	244	231	219	194	89	664	660	652	636	611	591	549
44	294	290	269	252	238	226	201	90	673	669	660	645	620	599	557
45	301	297	277	260	246	234	208	91	682	677	669	654	629	608	566
46	309	305	285	267	253	241	215	92	690	686	677	664	683	617	574
47	317	313	293	275	261	248	222	93	699	695	686	673	647	626	583
48	325	321	301	283	268	256	229	94	708	703	695	682	656	635	591
49	333	329	309	291	276	263	236	95	717	712	703	692	665	644	600
50	341	337	318	299	284	271	243	96	725	721	712	701	675	653	609
51	349	345	326	307	291	278	255	97	734	730	721	711	694	662	617
52	357	353	334	315	299	286	258	98	743	738	730	720	693	671	626
53	364	360	343	323	307	293	265	99	752	747	738	730	702	680	634
54	372	368	351	331	315	301	272	100	760	756	747	738	711	689	643
55	380	376	360	339	323	309	280	101	769	765	756	747	721	698	652
56	389	385	368	347	331	316	287	102	778	773	765	756	730	707	661
57	397	393	377	355	339	324	294	103	787	782	773	765	739	716	669
58	405	401	385	364	347	332	302	104	796	791	782	773	749	725	678
59	413	409	394	372	355	340	309	105	804	800	791	782	758	734	687
60	421	417	403	380	363	348	317	106	813	809	800	791	768	744	696
61	429	425	411	389	371	356	324	107	822	818	809	700	777	753	704
62	437	433	420	397	379	364	332	108	831	827	818	809	796	762	713
63	445	441	429	405	387	372	340	109	840	835	827	818	796	771	722
64	454	449	438	414	395	380	347	110	849	844	835	827	805	781	731
65	462	458	446	422	404	388	355	111	858	853	844	835	815	790	740
66	470	466	455	431	412	396	363	112	867	862	853	844	824	799	749
67	478	474	464	439	420	404	370	113	876	871	862	853	834	809	758
68	487	482	473	448	429	412	378	114	885	880	871	862	843	818	767
69	495	491	482	457	437	420	386	115	894	889	880	871	853	827	776
70	503	499	491	465	445	429	394	116	903	898	889	880	863	837	785
71	512	507	499	474	454	437	402	117	911	907	898	889	872	846	794
72	520	516	507	483	462	445	410	118	921	916	907	898	882	856	803
73	528	524	516	492	471	453	418	119	930	925	916	907	892	865	812
74	537	532	524	500	479	462	426	120	939	934	925	916	901	875	821
75	545	541	532	509	488	470	434	121	948	943	934	925	911	884	830
76	554	549	541	518	497	479	442	122	957	952	943	934	921	894	840
77	562	558	549	527	505	487	450	123	966	961	952	943	931	903	849
78	570	566	558	536	514	496	458	124	975	970	961	952	940	913	858
79	579	575	566	545	523	504	466	125	988	984	975	966	950	922	867
80	587	583	575	554	531	513	474								
В. Движение воды сверху вниз															
35	202	198	186	176	167	159	140	81	620	615	604	593	578	563	532
36	210	206	194	184	175	166	146	82	632	627	617	603	588	574	542
37	219	214	202	192	182	174	153	83	643	637	627	614	598	584	551

Продолж. табл. 1

$t_{вх}-t_в$, °C	Перепад температур воды в приборе $\Delta t_{пр}$, °C							$t_{вх}-t_в$, °C	Перепад температур воды в приборе $\Delta t_{пр}$, °C						
	1	2	4	6	8	10	15		1	2	4	6	8	10	15
38	227	222	210	199	190	181	161	84	653	648	637	624	608	594	561
39	235	231	218	207	198	189	168	85	663	658	648	635	619	604	571
40	243	239	226	215	205	196	175	86	674	668	658	645	629	614	581
41	251	247	234	223	213	204	182	87	684	679	668	656	640	625	592
42	259	255	242	231	221	212	190	88	694	689	679	667	650	635	602
43	268	264	250	239	229	219	197	89	705	700	689	677	661	646	612
44	276	272	259	247	237	227	205	90	716	710	700	688	671	656	622
45	284	280	267	255	245	235	213	91	726	721	710	699	682	667	632
46	293	289	276	264	253	243	221	92	737	731	721	710	693	677	643
47	301	297	284	272	261	251	228	93	747	742	731	720	703	688	653
48	310	306	293	281	270	260	236	94	758	753	742	731	714	698	664
49	319	314	301	289	278	268	244	95	769	763	753	742	725	709	674
50	327	323	310	298	286	276	252	96	779	774	763	753	736	720	685
51	336	332	319	306	295	285	260	97	790	785	774	763	747	731	695
52	345	341	328	315	304	293	269	98	801	796	785	774	758	742	706
53	354	349	337	324	312	301	277	99	812	807	796	785	769	752	716
54	363	358	346	333	321	310	285	100	823	817	807	796	780	763	727
55	372	367	355	342	330	319	294	101	834	828	817	807	791	774	738
56	381	376	364	350	338	327	302	102	845	839	828	817	802	785	748
57	390	385	373	360	347	336	310	103	856	850	839	828	813	796	759
58	399	394	383	369	356	345	319	104	867	861	850	839	824	807	770
59	408	404	392	378	365	354	328	105	878	872	861	850	835	819	781
60	417	413	401	387	374	363	336	106	889	883	872	861	847	830	792
61	427	422	411	396	384	372	345	107	900	895	883	872	858	841	803
62	436	431	420	406	393	381	354	108	911	906	895	883	869	852	814
63	445	441	430	415	402	390	363	109	923	917	906	895	881	863	825
64	455	450	439	424	411	399	372	110	934	928	917	906	892	875	836
65	464	460	449	434	421	408	381	111	945	939	928	917	904	886	847
66	474	469	459	443	430	418	390	112	956	951	939	928	915	897	858
67	483	479	469	453	440	427	399	113	968	962	951	939	927	909	869
68	493	488	478	463	449	436	408	114	979	973	962	951	938	920	881
69	503	498	488	472	459	446	417	115	990	985	973	962	950	932	892
70	512	508	498	482	468	455	426	116	1002	996	985	973	962	943	903
71	522	517	508	492	478	465	436	117	1013	1008	996	985	973	950	915
72	532	527	517	502	488	475	445	118	1025	1019	1008	996	985	967	926
73	542	537	527	512	497	484	454	119	1036	1031	1019	1008	996	978	937
74	552	547	537	522	507	494	464	120	1048	1042	1031	1019	1008	990	949
75	562	557	547	532	517	504	473	121	1060	1054	1042	1031	1019	1002	960
76	572	567	557	542	527	514	483	122	1071	1065	1054	1042	1031	1013	972
77	582	577	567	552	537	523	493	123	1083	1077	1065	1054	1042	1025	983
78	592	587	577	562	547	533	502	124	1094	1089	1077	1065	1054	1037	995
79	602	597	587	572	557	543	512	125	1102	1096	1084	1073	1061	1049	1007
80	612	607	597	583	567	553	522								

Таблица 2. **Перепад температур воды в нагревательных приборах радиаторных узлов с замыкающими участками $\Delta t_{пр}$**

А. Вертикальные узлы со смещенными замыкающими участками при движении воды снизу вверх

$\Delta t_{пр}$, °С	Тепловая нагрузка, *ккал/ч*															
	$d_{подв}$ = 15 *мм* и $d_{з.у}$ = 15 *мм* при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$, *кг/ч*							$d_{подв}$ = 20 *мм* и $d_{з.у}$ = 15 *мм* при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$, *кг/ч*					$d_{подв}$ = 25 *мм* и $d_{з.у}$ = 20 *мм* при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$, *кг/ч*			
	200	250	300	350	400	450	500	300	350	400	500	600	500	600	800	1000
1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	240	285	385	480
2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	470	570	765	960
3	235	290	350	410	470	522	585	445	520	600	755	915	705	850	1145	1435
4	310	390	470	545	625	700	780	570	680	790	1005	1210	930	1130	1520	1910
5	385	485	580	680	780	880	975	700	840	975	1245	1505	1155	1405	1890	2310
6	460	580	695	815	935	1050	1170	830	995	1160	1480	1800	1375	1670	2260	—
7	540	675	815	950	1090	1230	1370	925	1140	1335	1715	2100	1590	1940	2640	—
8	610	770	930	1090	1250	1400	1560	1050	1290	1520	1945	2385	1800	2210	—	—
9	685	865	1040	1225	1395	1575	1760	1170	1430	1690	2180	—	2005	2465	—	—
10	760	960	1155	1360	1550	1750	1950	1260	1560	1850	2400	—	2210	—	—	—
11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	910	1150	1380	1630	1860	2100	2340	1465	1810	2170	—	—	2600	—	—	—

Б. Горизонтальные узлы с осевыми замыкающими участками при движении воды снизу вниз

$\Delta t_{пр}$, °С	Тепловая нагрузка, *ккал/ч*										
	$d_{ст}$ = 15 *мм*, $d_{подв}$ = 15 *мм* и $d_{з.у}$ = 15 *мм* при расходе теплоносителя в стояке, $G_{ст}$, *кг/ч*			$d_{ст}$ = 20 *мм*, $d_{подв}$ = 20 *мм* и $d_{з.у}$ = 20 *мм* при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$, *кг/ч*				$d_{ст}$ = 25 *мм*, $d_{подв}$ = 25 *мм* и $d_{з.у}$ = 20 *мм* при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$, *кг/ч*			
	200	300	400	300	400	500	600	400	500	600	800
4	—	—	495	—	—	—	555	—	—	—	—
5	—	—	640	—	—	590	720	—	—	—	560
6	—	585	790	—	575	720	900	—	—	520	690
7	—	705	950	—	690	875	1090	—	525	630	840
8	560	825	1110	625	820	1030	1285	550	640	770	1020
9	650	950	1290	730	950	1180	1490	685	775	920	1210
10	740	1080	1450	840	1090	1350	1680	820	900	1070	1400
12	935	1350	1820	1060	1380	1680	2110	1100	1200	1410	1820
14	1130	1640	2210	1300	1680	2040	2640	1400	1540	1790	2240
16	1330	1920	2620	1560	2040	2450	3170	1675	1900	2180	2650

В. Вертикальные узлы со смещенными замыкающими участками при движении воды сверху вниз

$\Delta t_{пр}$, °С	Тепловая нагрузка, *ккал/ч*															
	$d_{подв}$ = 15 *мм* и $d_{з.у}$ = 15 *мм* при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$, *кг/ч*							$d_{подв}$ = 20 *мм* и $d_{з.у}$ = 15 *мм* при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$, *кг/ч*					$d_{подв}$ = 25 *мм* и $d_{з.у}$ = 20 *мм* при расходе теплоносителя в стояке $G_{ст}$, *кг/ч*			
	200	250	300	350	400	450	500	300	350	400	500	600	500	600	800	1000
2	—	—	—	—	—	—	—	325	375	425	530	635	490	580	770	960
3	235	295	350	410	470	530	585	495	570	645	800	955	740	875	1160	1440
4	315	395	470	550	625	700	780	670	770	870	1070	1280	990	1180	1550	1930
5	400	495	590	685	780	880	975	850	970	1100	1350	1600	1250	1480	1950	2420
6	480	595	710	820	940	1050	1170	1030	1180	1310	1630	1930	1520	1790	2340	2900
7	560	695	825	965	1100	1230	1360	1230	1390	1560	1900	2260	1780	2100	2750	—
8	650	795	950	1100	1250	1410	1570	1420	1610	1800	2200	2600	2060	2400	—	—
9	730	895	1070	1240	1420	1590	1760	1620	1830	2040	2480	—	2330	2730	—	—
10	815	1000	1190	1380	1570	1760	1950	1830	2060	2290	2770	—	—	—	—	—
12	985	1210	1430	1660	1900	2110	2350	2240	2520	2800	—	—	—	—	—	—

Таблица 3. **Зависимость количества секций от расчетной поверхности нагрева чугунных радиаторов**

Количество секций в радиаторе $n_{уст}$, шт.	Тип радиатора				
	М-140	М-140-АО	М-140	М-140-АО-300	РД-90
	Поверхность нагрева одной секции, *экм*				
	0,31	0,35	0,2	0,216	0,275
	Расстояние между центрами пробок, *мм*				
	500	500	300	300	500
2	0,76	0,84	—	—	0,7
3	1,07	1,18	0,75	0,8	0,97
4	1,37	1,52	0,94	1	1,25
5	1,67	1,84	1,14	1,22	1,5
6	1,98	2,16	1,31	1,42	1,73
7	2,26	2,54	1,52	1,64	2,01
8	2,52	2,82	1,71	1,83	2,28
9	2,83	3,15	1,92	2,04	2,56
10	3,1	3,49	2,1	2,24	2,8
11	3,39	3,82	2,28	2,46	3,06
12	3,68	4,12	2,48	2,63	3,3
13	3,96	4,45	2,66	2,84	3,57
14	4,26	4,77	2,84	2,92	3,86
15	4,58	5,08	3	3,23	4,06
16	4,82	5,42	3,24	3,45	4,32
17	5,09	5,73	3,39	3,61	4,54
18	5,39	6,05	3,55	3,81	4,8
19	5,67	6,37	3,74	3,93	5,07
20	5,96	6,7	3,93	4,24	5,33
21	6,24	7,01	4,13	4,14	5,59

Продолж. табл. 3

Количество секций в радиаторе $n_{уст}$, шт.	Тип радиатора				
	М-140	М-140-АО	М-140	М-140-АО-300	РД-90
	Поверхность нагрева одной секции, *экм*				
	0,31	0,35	0,2	0,216	0,275
	Расстояние между центрами пробок, *мм*				
	500	500	300	300	500
22	6,58	7,34	4,34	4,57	5,85
23	6,81	7,65	4,48	4,78	6,11
24	7,1	7,99	4,66	4,99	6,37
25	7,38	8,31	4,84	5,2	6,57

Примечание. Таблица составлена по формуле

$$F_{рад} = nf_{секц}\left(0{,}92 + \frac{0{,}16}{nf_{секц}}\right) + z,$$

где $z = 0{,}05\ nf_{секц}\left(0{,}92 + \frac{0{,}16}{nf_{секц}}\right)$, но не более 0,1 *экм*.

Таблица 4. **Теплоотдача стальных панельных радиаторов змеевикового типа**

Типоразмер радиатора	Температурный напор $\Delta t_т$, °С	Теплоотдача радиатора $Q_{рад}$, *ккал/ч*, в зависимости от расхода воды, *кг/ч*					
		26	50	100	150	250	300
ЗС-11-3	30	151	156	163	167	171	174
ЗС-11-4		186	198	207	214	218	222
ЗС-11-5		236	240	249	256	262	268
ЗС-11-6		279	289	300	308	313	322
ЗС-11-7		332	348	362	370	378	386
ЗС-11-3	40	223	231	239	246	252	257
ЗС-11-4		283	292	303	312	318	327
ЗС-11-5		346	358	370	380	389	395
ЗС-11-6		408	422	438	448	460	472
ЗС-11-7		488	512	532	542	552	560
ЗС-11-3	50	300	310	320	330	338	344
ЗС-11-4		380	390	405	418	428	438
ЗС-11-5		463	478	497	508	518	525
ЗС-11-6		550	568	588	602	618	630
ЗС-11-7		654	688	718	730	740	752
ЗС-11-3	60	386	396	408	418	428	438
ЗС-11-4		483	503	520	536	543	558
ЗС-11-5		592	608	626	642	658	672
ЗС-11-6		702	712	723	762	780	800
ЗС-11-7		822	862	890	910	928	946
ЗС-11-3	70	470	488	504	516	524	536
ЗС-11-4		592	618	640	658	670	682
ЗС-11-5		723	740	760	780	802	818
ЗС-11-6		852	882	910	930	958	980
ЗС-11-7		1015	1055	1095	1120	1140	1164

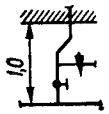
Продолж. табл. 4

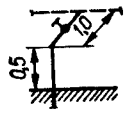
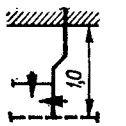
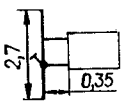
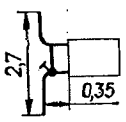
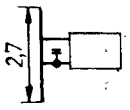
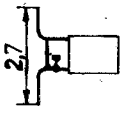
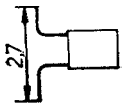
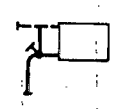
Типоразмер радиатора	Температурный $\Delta t_т$, °С	Теплоотдача радиатора $Q_{рад}$, *ккал/ч*, в зависимости от расхода воды, *кг/ч*					
		26	50	100	150	250	300
ЗС-11-3	80	572	590	608	622	640	652
ЗС-11-4		720	740	762	780	796	810
ЗС-11-5		874	903	922	944	962	988
ЗС-11-6		1042	1076	1108	1136	1160	1190
ЗС-11-7		1224	1280	1320	1350	1370	1408
ЗС-11-3	90	658	682	700	720	738	750
ЗС-11-4		822	857	880	900	920	940
ЗС-11-5		1008	1035	1070	1190	1118	1142
ЗС-11-6		1205	1250	1290	1320	1350	1380
ЗС-11-7		1415	1485	1530	1560	1590	1625

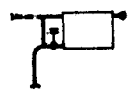
Таблица 5. **Расчетная поверхность нагрева ребристых труб, *экм***

Количество ребристых труб	Число рядов труб по вертикали								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
	Длина трубы, *м*								
	1			1,5			2		
1	1,52	—	—	2,27	—	—	3,04	—	—
2	3,04	2,84	—	4,54	4,26	—	6,08	5,68	—
3	4,56	—	3,51	6,81	—	5,28	9,12	—	7,02
4	6,08	5,68	—	9,08	8,52	—	12,16	11,36	—
5	7,6	—	—	11,35	—	—	15,2	—	—
6	9,12	8,52	7,02	13,62	12,78	10,56	18,24	17,04	14,04
7	10,64	—	—	15,89	—	—	21,28	—	—
8	12,16	11,36	—	18,16	17,04	—	24,32	22,72	—
9	13,68	—	10,53	20,43	—	15,84	27,36	—	21,06
10	15,2	14,2	—	22,7	21,3	—	30,4	28,4	—
11	16,72	—	—	24,97	—	—	33,44	—	—
12	18,24	17,04	14,04	27,24	25,56	21,12	36,48	34,08	28,08
13	19,76	—	—	29,51	—	—	39,52	—	—
14	21,28	19,88	—	31,78	29,82	—	42,56	39,76	—
15	22,8	—	17,55	34,05	—	26,4	45,6	—	35,1

Приложение IX. Гидравлические сопротивления узлов стояков с нагревательными приборами однотрубных радиаторных систем водяного отопления

№ п.п.	Узел стояка	Эскиз узла	Диаметры труб, *мм*			Приведенный к. м. с. $\xi_{пр}$	Характеристика сопротивления $S \cdot 10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$
			стояка	замыкающего участка	подводки		
1	Присоединение горячей магистрали при нижней разводке		15	—	—	24,5/12	26,22/12,84
			20	—	—	17,5/9	5,69/2,92
			25	—	—	16/8,5	2,00/1,06

№ п. п.	Узел стояка	Эскиз узла	Диаметры труб, *мм*			Приведенный к. м. с. $\xi_{пр}$	Характеристика сопротивления $S \cdot 10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$
			стояка	замыкающего участка	подводки		
2	То же, при верхней разводке		15 20 25	— — —	— — —	23,05/8,45 15,2/6,7 13,1/5,6	24,89/9,12 4,94/2,17 1,63/0,7
3	Присоединение к обратной магистрали при установке пробочного крана		15 20 25	— — —	— — —	8 5 4	8,56 1,62 0,56
4	Этажестояк с осевым замыкающим участком и трехходовым краном		15 20 25	15 20 20	15 20 20	13,93/15,07 10,92/3,55 10,04/2,64	15,53/16,77 12,32/4 11,44/3,09
5	То же, со смещенным замыкающим участком и трехходовым краном		15 20 25 25	15 20 20 25	15 20 25/20 25	12,5/14,8 9,7/11,6 12,1/15,1 8,4/10	13,38/15,84 3,15/3,77 1,51/1,89 1,05/1,25
6	То же, с осевым замыкающим участком и краном двойной регулировки		15 20 25	15 15 20	15 20 20	16,43/17,74 13,42/4,36 12,54/3,45	18,03/19,47 14,82/4,81 13,94/3,9
7	То же, со смещенным замыкающим участком и краном двойной регулировки		15 20 25	15 15 20	15 20 25	9,7/11,8 9,8/11,6 7,6/9,1	10,38/12,63 3,18/3,77 0,95/1,14
8	Этажестояк проточный		15 20 25	— — —	15 20 25	12,43/13,42 8,42/2,73 6,26/0,78	13,03/14,07 9,82/3,19 7,46/0,93
9	Узел верхнего этажа при нижней разводке и трехходовом кране		15 20 25 25	15 20 20 25	15 20 25/20 25	4,7/7 4,5/6,4 8,7/11,3 4,6/6,2	5,03/7,49 1,46/2,08 1,09/1,41 0,58/0,78

№ п. п.	Узел стояка	Эскиз узла	Диаметры труб, *мм*			Приведенный к. м. с. $\xi_{пр}$	Характеристика сопротивления $S \cdot 10^4$, $\frac{кгс/м^2}{(кг/ч)^2}$
			стояка	замыкающего участка	подводки		
10	То же		15 20 25 25	15 20 20 25	15 20 25/20 25	10,5 9,5 20,2 10,5	11,03 3,08 2,52 1,31
11	Узел верхнего этажа при нижней разводке и кране двойной регулировки		15 20 25	15 15 20	15 20 25	2,2/4,1 4,7/6,3 3,8/5,1	2,35/4,39 1,53/2,05 0,48/0,64
12	То же		15 20 25	15 20 25	15 20 20	2,6 1,9 1,5	2,78 0,62 0,19
13	Добавка на 1 *м* стояка		15 20 25	— — —	— — —	2,7 1,8 1,4	2,89 0,59 0,18

Примечания: 1. В настоящей таблице использованы материалы СН-419-70, ВНИИГС и другие источники.

2. Для узлов присоединения к горячей магистрали показатели в числителе даны при установке вентиля, в знаменателе — при установке пробкового крана;

3. Для вертикальных радиаторных узлов показатели в числителе даны при прямой подводке от прибора к стояку, в знаменателе — при подводке с утками.

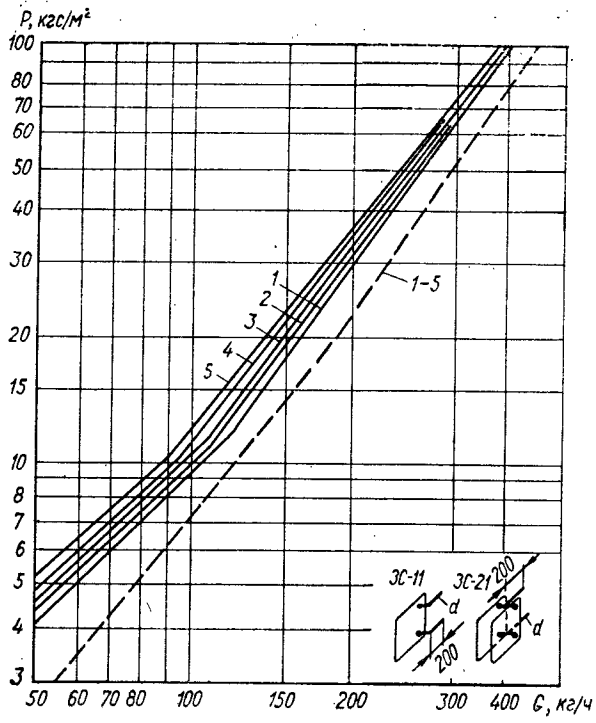
4. В радиаторных узлах к. м. с. трехходовых кранов приняты применительно к конструкции кранов треста Сантехдеталь (см. табл. 53). Для других кранов в расчетные величины вводятся поправки.

5. При длинах стояков, отличающихся от указанных в эскизах узлов, в значения расчетных величин вносятся добавки, приведенные в п. 13 этой таблицы.

Приложение X. **Значения гидравлических сопротивлений** P, *кгс/м²*, **узлов стальных панельных радиаторов змеевикового типа** ЗС **с тыльным подключением в зависимости от расхода теплоносителя** G, *кг/ч* (по РСН 233-71).

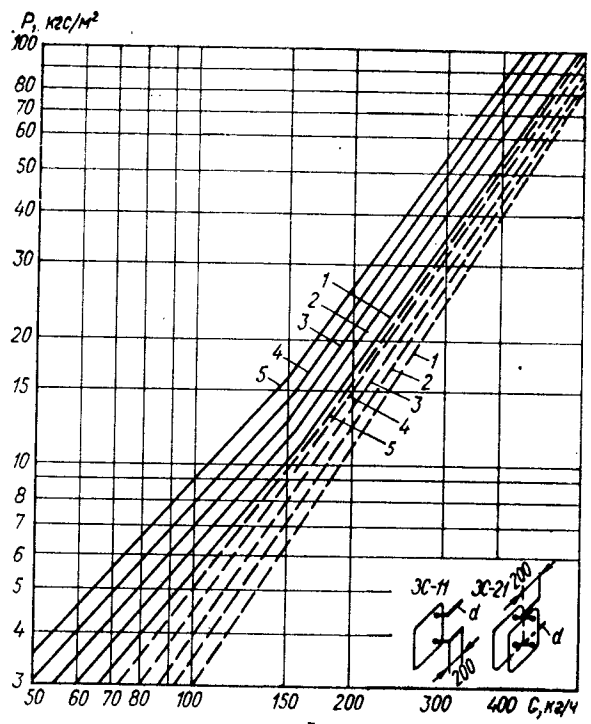
На графиках *а—е* величины гидравлических сопротивлений указаны сплошными линиями *1—5* для однорядных (11) и штриховыми *1—5* — для двухрядных (21) моделей радиаторов. Последняя цифра в каждой марке радиатора — номер модели:

1 — ЗС-11 (21)-3; *2* — ЗС-11 (21)-4; *3* — ЗС-11 (21)-5; *4* — ЗС-11 (21)-6; *5* — ЗС-11 (21)-7.



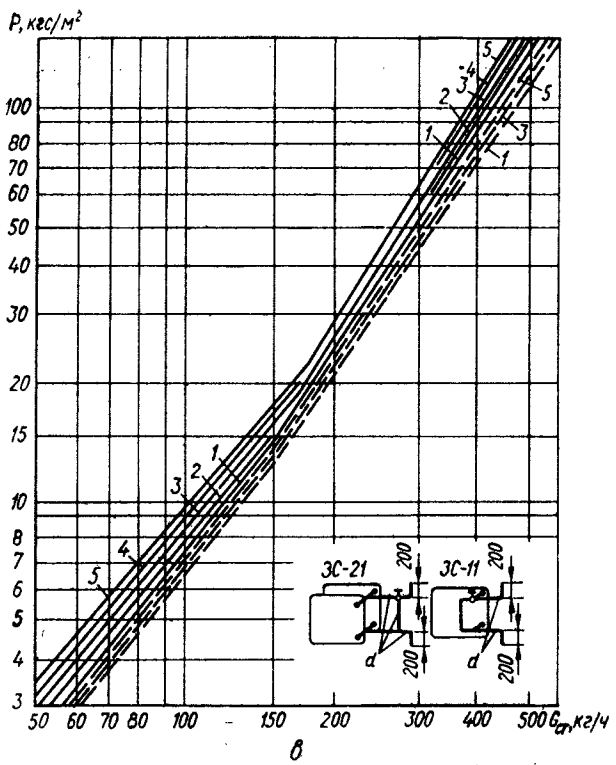
а

а — при подводке к приборам $d=15$ *мм*;



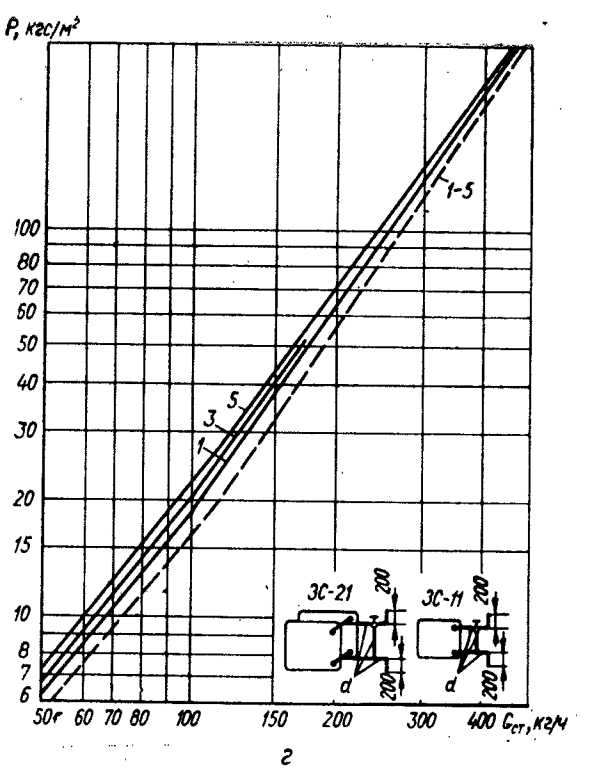
б

б — то же; $d=20$ *мм*;



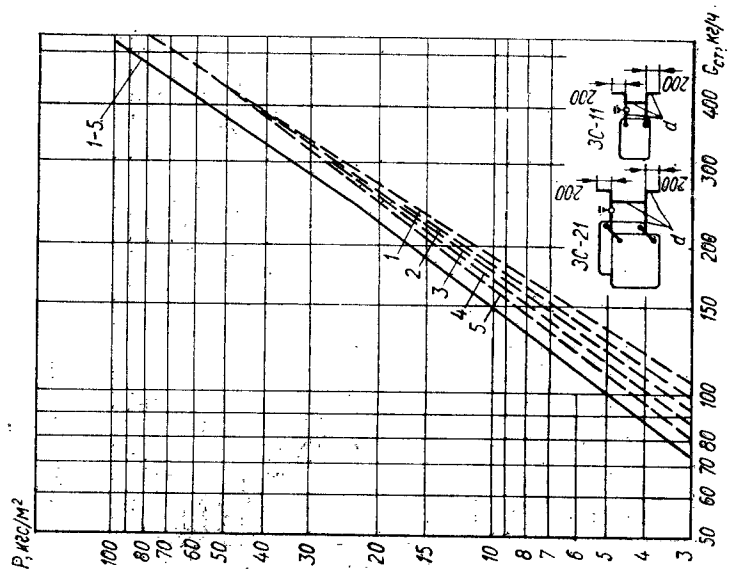
в

в — радиаторных блоков на стояке $d=20$ *мм* при установке на подводке трехходового крана $d=20$ *мм*;

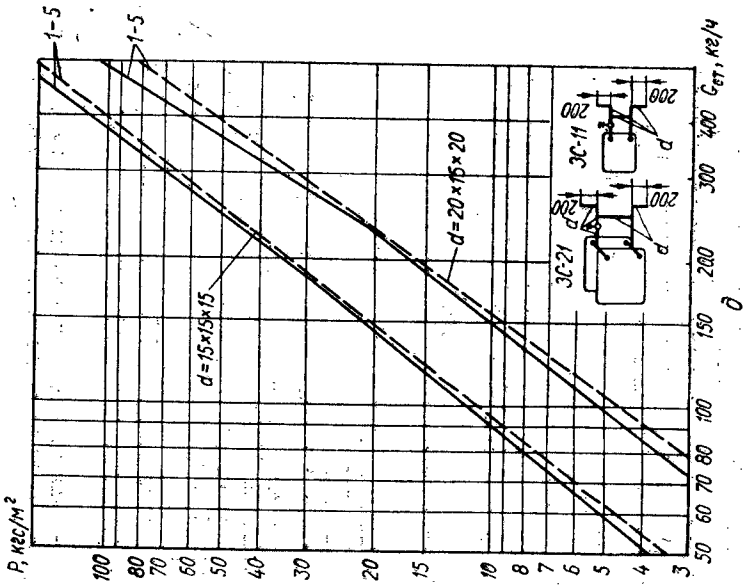


г

г — то же, $d=15$ *мм*;



е — то же, при конструкции стояка $d=20\times20\times20$ *мм* и установке на подводке крана двойной регулировки $d=20$ *мм*.



д — радиаторных блоков со смещенным замыкающим участком при установке на подводке крана двойной регулировки $d=15$ или 20 *мм*.

Приложение XI. **Физические параметры воды и пара**

Таблица 1. **Плотность (объемная масса) воды** ρ, *кг/м³*, **при температуре 40—100°С через каждые 0,1°С и барометрическом давлении 760** *мм рт. ст.*

t, °C	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
40	992,24	992,2	992,17	992,13	992,09	992,05	992,01	991,7	991,94	991,9
41	991,86	991,82	991,78	991,74	991,7	991,66	991,62	991,58	991,55	991,51
42	991,47	991,43	991,39	991,35	991,31	991,27	991,23	991,19	991,15	991,11
43	991,07	991,03	990,99	990,94	990,9	990,86	990,82	990,78	990,74	990,7
44	990,66	990,62	990,58	990,54	990,5	990,46	990,42	990,38	990,33	990,29
45	990,25	990,21	990,16	990,12	990,07	990,03	989,99	989,95	989,9	989,86
46	989,82	989,78	989,74	989,69	989,65	989,61	989,57	989,53	989,48	989,44
47	989,4	989,36	989,31	989,27	989,22	989,18	989,13	989,09	989,05	989
48	988,98	988,92	988,87	988,83	988,78	988,71	988,7	988,65	988,61	988,56
49	988,52	988,47	988,43	988,38	988,34	988,29	988,25	988,2	988,16	988,11
50	988,07	988,02	987,97	987,92	987,89	987,84	987,8	987,75	987,71	987,66
51	987,62	987,57	987,52	987,48	987,43	987,38	987,33	987,29	987,23	987,19
52	987,15	987,1	987,06	987,01	986,97	986,92	986,87	986,83	986,79	986,74
53	986,69	986,64	986,59	986,55	986,5	986,45	986,4	986,35	986,3	986,26
54	986,21	986,16	986,11	986,07	986,02	985.97	985,92	985,87	985,83	985,78
55	985,73	985,68	985,63	985,59	985,54	985,49	985,44	985,39	985,35	985,3
56	985,25	985,2	985,15	985,1	985,05	985	984,95	984,9	984,85	984,8
57	984,75	984,7	984,65	984,6	984,55	984,5	984,45	984,4	984,35	984,3
58	984,25	984,2	984,15	984,1	984,05	984	983,95	983,9	983,85	983,8
59	983,75	983,7	983,65	983,6	983,55	983,5	983,45	983,4	983,34	983,29
60	983,24	983,19	983,14	983,08	983,03	982,98	982,93	982,88	982,83	982,77
61	982,72	982,67	982,62	982,57	982,51	982,46	982,41	982,36	982,31	982,26
62	982,2	982,15	982,1	982,05	981,99	981,94	981,89	981,83	981,78	981,72
63	981,67	981,62	981,57	981,51	981,46	981,4	981,35	981,29	981,24	981,18
64	981,13	981,07	981,02	980,97	980,91	980,86	980,81	980,76	980,71	980,65
65	980,59	980,53	980,48	980,42	980,37	980,32	980,26	980,21	980,16	980,1
66	980,05	980	979,93	979,87	979,82	979,77	979,72	979,67	979,61	979,56
67	979,5	979,44	979,39	979,33	979,28	979,22	979,16	979,11	979,06	979
68	978,94	978,88	978,82	978,77	978,71	978,66	978,61	978,55	978,5	978,44
69	978,38	978,32	978,27	978,21	978,16	978,1	978,04	977,98	977,93	977,87
70	977,81	977,75	977,7	977,64	977,58	977,52	977,46	977,4	977,35	977,29
71	977,23	977,17	977,12	977,08	977,01	976,95	976,9	976,84	976,78	976,72
72	976,66	976,6	976,54	976,48	976,42	976,36	976,3	976,25	976,19	976,13
73	976,07	976,01	975,95	975,89	975,83	975,77	975,71	975,66	975,6	975,54
74	975,48	975,42	975,36	975,3	975,24	975,18	975,13	975,07	975,01	974,95
75	974,89	974,83	974,77	974,71	974,65	974,59	974,53	974,47	974,41	974,35
76	974,29	974,23	974,16	974,1	974,04	973,98	973,92	973,86	973,8	973,74
77	973,68	973,62	973,55	973,49	973,43	973,37	973,31	973,25	973,19	973,13
78	973,07	973,01	972,95	972,88	972,82	972,76	972,7	972,63	972,57	972,51
79	972,45	972,39	972,33	972,26	972,2	972,14	972,08	972,02	971,96	971,89
80	971,83	971,77	971,71	971,65	971,58	971,52	971,46	971,4	971,33	971,27
81	971,21	971,14	971,08	971,02	970,96	970,89	970,83	970,77	970,7	970,63
82	970,57	970,5	970,44	970,38	970,32	970,25	970,19	970,13	970,06	970
83	969.94	969,87	969,81	969,75	969,68	969,62	969,56	969,5	969,43	969,37
84	969,3	969,24	969,18	969,11	969,06	968,98	968,91	968,84	968,77	968,71
85	968,65	968,58	968,52	968,46	968,39	968,33	969,27	968,2	968,14	968,07
86	968	967,93	967,86	967,8	967,74	967,67	967,61	957,54	967,48	967,41
87	967,34	967,28	967,21	967,14	967,08	967,01	966.95	966,88	966,81	966,75

Продолж. табл. 1

t, °C	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
88	966,68	966,62	966,55	966,48	966,41	966,35	966,28	966,21	966,14	966,08
89	966,01	965,95	965,88	965,82	965,75	965,68	965,61	965,54	965,48	965,41
90	965,34	965,28	965,21	965,15	965,08	965,01	964,94	964,88	964,81	964,74
91	964,67	964,61	964,54	964,47	964,4	964,33	964,26	964,19	964,13	964,06
92	963,99	963,92	963,85	963,78	963,71	963,65	963,58	963,51	963,44	963,37
93	963,3	963,23	963,16	963,1	963,03	962,96	962,89	962,82	962,75	962,68
94	962,61	962,54	962,47	962,4	962,34	962,27	962,2	962,13	962,06	961,99
95	961,92	961,85	961,78	961,71	961,62	961,57	961,5	961,43	961,36	961,29
96	961,22	961,15	961,08	961,01	960,94	960,87	960,8	960,73	960,66	960,59
97	960,51	960,44	960,37	960,3	960,23	960,16	960,09	960,02	956,95	959,88
98	959,81	959,74	959,67	959,6	959,53	959,46	959,39	959,32	959,24	959,17
99	959,09	959,02	958,95	958,88	958,81	958,74	958,67	958,6	958,52	958,45
100	958,38	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 2. **Параметры воды при температуре 100—150°С**

Температура t, °С	Давление P, кгс/см²	Плотность ρ, кг/м³	Температура t, °С	Давление P, кгс/см²	Плотность ρ, кг/м³
100	1,03	958,3	120	2,02	943,1
105	1,26	955,1	130	2,75	934,8
110	1,46	951	140	3,68	926,1
115	1,73	947,4	150	4,85	916,9

Таблица 3. **Параметры насыщенного пара**

Давление абсолютное P, кгс/см²	Температура насыщения $t_{нас}$, °С	Удельный объем пара v'', м³/кг	Плотность пара ρ'', кг/м³	Энтальпия i'', ккал/кг	Теплота испарения r, ккал/кг	Давление абсолютное P, кгс/см²	Температура насыщения $t_{нас}$, °С	Удельный объем пара v'', м³/кг	Плотность пара ρ'', кг/м³	Энтальпия i'', ккал/кг	Теплота испарения r, ккал/кг
0,1	45,45	14,95	0,0668	617	571,6	2	119,62	0,9018	1,109	646,3	526,4
0,2	59,67	7,789	0,1284	623,1	563,4	2,5	126,79	0,7318	1,367	648,7	521,5
0,3	68,68	5,324	0,1878	626,8	558,1	3	132,88	0,6169	1,621	650,7	517,3
0,4	75,42	4,066	0,2459	629,5	554,1	3,5	138,19	0,5338	1,873	652,4	513,5
0,5	80,86	3,299	0,3031	631,6	550,7	4	142,92	0,4709	2,124	653,9	510,2
0,6	85,45	2,782	0,3595	633,5	548	4,5	147,2	0,4215	2,373	655,2	507,1
0,7	89,45	2,408	0,4153	635,1	545,6	5	151,11	0,3817	2,62	656,3	504,2
0,8	92,99	2,125	0,4706	636,4	543,3	6	158,06	0,3214	3,111	658,3	498,9
0,9	96,18	1,903	0,5255	637,6	541,3	7	164,17	0,2778	3,6	659,9	494,2
1	99,09	1,725	0,5797	638,8	539,6	8	169,61	0,2448	4,085	661,2	489,8
1,1	101,76	1,578	0,6337	639,8	537,9	9	174,53	0,2189	4,568	662,3	485,8
1,2	104,25	1,455	0,6873	640,7	536,3	10	179,04	0,198	5,051	663,3	482,1
1,3	106,56	1,35	0,7407	641,6	534,9	11	183,2	0,1808	5,531	664,1	478,4
1,4	108,74	1,259	0,7943	642,3	533,4	12	187,08	0,1663	6,013	664,9	475,1
1,5	110,79	1,191	0,8467	643,1	532,1	13	190,71	0,154	6,494	665,6	472
1,6	112,73	1,111	0,9001	643,8	530,8	14	194,13	0,1434	6,974	666,2	468,9
1,7	114,57	1,05	0,9524	644,5	529,7	15	197,36	0,1342	7,452	667,7	469,9

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреевский А. К. Отопление. (Курс лекций). Минск, «Вышэйшая школа», 1974.
2. Белинкий Е. А. Рациональные системы водяного отопления. Л., Госстройиздат, 1963.
3. Богословский В. Н. Строительная теплофизика. М., «Высшая школа», 1970.
4. Временные указания по проектированию центральных водяных систем отопления с повышенной температурой воды. Киев, Изд-во АСиА УССР, 1961.
5. Временные указания по расчету теплопотерь жилых зданий повышенной этажности, ЛенЗНИИЭП, 1968.
6. Всесоюзный научно-исследовательский институт гидромеханизации, санитарно-техиических и специальных строительных работ (ВНИИГС). Вопросы проектирования и монтажа санитарио-технических систем. Вып. 28. Л., Госстройиздат, 1970.
7. Всесоюзный научно-исследовательский институт промышленных сооружений (б. ЦНИИПС). Сборник «Вопросы отопления и вентиляции». М., Госстройиздат, 1952, № 2; 1956, № 3.
8. Гамбург П. Ю. Таблицы и примеры для расчета трубопроводов отопления и горячего водоснабжения, изд. 2-е. М., Госстройиздат, 1961.
9. Далин А. М. Сбор и возврат кондеисата. М., Госэиергоиздат, 1949.
10. Идельчик И. Е. Гидравлические сопротивления. Справочник. М., Госэнергоиздат, 1965.
11. Каменев П. Н. и др. Отопление и веитиляция. Ч. 1. Отопление, изд. 3-е. М., Стройиздат, 1975.
12. Лейв Ж. Я. и др. Справочная книга по санитарной технике. Лениздат, 1966.
13. Либер И. С. Санитарно-технические устройства в крупнопанельном домостроении. Л., Госстройиздат, 1970.
14. Лобаев Б. Н. Расчет трубопроводов водяного и парового отопления. Киев, Госстройиздат, 1956.
15. Лобаев Б. Н. Расчет систем отопления. К., «Будівельник», 1966.
16. Максимов Г. А., Орлов А. И. Отопление и вентиляция. Ч. 1. Отоплеиие. Изд. 2-е. М., Госстройиздат, 1960.
17. Методические материалы для проектирования. А6-54. Нагревательные приборы. М., Сантехпроект, 1972.
18. Нормы расхода материалов, санитарио-технических изделий, отопительных приборов на жилищное строительство на 1000 м² жилой площади (СН 255-66).
19. Одельский Э. Х. и др. Расчет систем цеитрального отопления и вентиляции на электронных вычислительиых машинах. Минск, «Вышэйшая школа», 1975.
20. Орлов А. И. Теплосиабжение и вентиляция. М., Госстройиздат, 1951.
21. Офицеров Л. Ф. Однотрубиые системы водяного отопления. М., Госстройиздат, 1960.
22. Пособие по проектированию ограждающих конструкций зданий. НИИ строительной физики. М., Госстройиздат, 1967.
23. Ральчук М. Т. Підвищення ефективності систем опалення будинків. Київ, «Будівельник», 1970.
24. Санитарные нормы проектироваиия промышленных предприятий (СН 245-71).
25. Смислов В. В. Гідравліка і аеродинаміка. Киев, «Вища школа», 1971.
26. КиевЗНИИЭП. Сборник «Современные методы проектирования инженерного оборудования», 1972.

27. Справочник проектировщика. Ч. 1. Отопление, водопровод и канализация. М., Госстройиздат, 1967.
28. Справочник проектировщика. Ч. 2. Вентиляция. М., Госстройиздат, 1968.
29. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. М., Госстройиздат, 1965.
30. Строительные нормы и правила (СНИП II-А.6-72). Строительная климатология и геофизика.
31. Строительные нормы и правила (СНиП II-А.7-71). Строительная теплотехника. Нормы проектирования.
32. Строительные нормы и правила (СНиП II-Г.7-62). Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования.
33. Строительные нормы и правила. Котельные установки (СНиП II-Г.9-65). Нормы проектирования.
34. Указания по применению на строительстве тонкостенных стальных труб с условным проходом от 15 до 50 *мм* (СН 323-65).
35. Указания по проектированию и монтажу систем центрального отопления с конвекторами плинтусного типа (СН 354-66).
36. Указания по проектированию и осуществлению систем панельного отопления со стальными нагревательными элементами в наружных стенах крупнопанельных зданий (СН 398-69).
37. Указания по проектированию и расчету радиаторных однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой магистралей (СН 419-70).
38. Указания по проектированию, монтажу и эксплуатации систем центрального водяного отопления со стальными панельными радиаторами змеевикового типа с тыльным подключением (РСН-233-71).
39. Фокин К. Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. М., Госстройиздат, 1954.
40. Чечик Е. И., Цаль Р. Я. Вычислительные машины в расчетах санитарно-технических систем. Киев, «Будівельник», 1968.
41. Щекин Р. В. Безнасосное автоматическое питание паровых котлов малой производительности. В сб.: «Новое в отопительной технике». Киев, Госстройиздат, 1955.
42. Щекин Р. В. Выбор оптимальных параметров замкнутых систем пароснабжения низкого давления. В сб.: «Коммунальное хозяйство». Вып. 2. Киев, «Будівельник», 1964.
43. Щекин Р. В. и др. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Т. 1. Отопление и теплоснабжение. Изд. 3-е. Киев, «Будівельник», 1968.
44. Щекин Р. В. Теплотехнические расчеты ограждающих конструкций отапливаемых зданий. Киев, «Будівельник», 1966.
45. Якадин А. И. Конденсатное хозяйство промышленных предприятий. М., Госэнергоиздат, 1952.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Глава I. **Расчет потерь тепла наружными ограждениями отапливаемых зданий** 5

§ 1. Общие сведения 5
§ 2. Расчет теплопотерь 6
§ 3. Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха 9
§ 4. Расчет сопротивления теплопередаче наружных ограждений . . . 10
§ 5. Расчет теплопотерь через полы 22
§ 6. Расчет теплопотерь в зданиях повышенной этажности 25
§ 7. Тепловой баланс производственного здания 28
§ 8. Расчет расхода тепла на отопление зданий по укрупненным измерителям 31

Глава II. **Технико-экономические показатели систем центрального отопления** 33
§ 9. Общие сведения 33
§ 10. Виды и параметры теплоносителей 34
§ 11. Металлоемкость систем центрального отопления 38
§ 12. Технико-экономические показатели проектных решений 40
§ 13. Выбор систем водяного отопления многоэтажных зданий 40

Глава III. **Нагревательные приборы** 46
§ 14. Общие сведения 46
§ 15. Выбор, размещение и установка нагревательных приборов 54
§ 16. Общие принципы расчета нагревательных приборов 57
§ 17. Особенности расчета нагревательных приборов однотрубных систем водяного отопления с верхней разводкой 62
§ 18. Особенности расчета нагревательных приборов однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой 66
§ 19. Расчет стальных штампованных радиаторов панельного типа . . 72
§ 20. Расчет конвекторов 75
§ 21. Расчет нагревательных приборов из ребристых и гладких труб . . 78

Глава IV. **Расчет трубопроводов** 80
§ 22. Общие сведения 80
§ 23. Гидравлический режим трубопроводов 81
§ 24. Общие принципы гидравлического расчета трубопроводов . . . 88
§ 25. Методы гидравлического расчета трубопроводов 89
§ 26. Подсчет коэффициентов местных сопротивлений 101
§ 27. Расчет располагаемого перепада давлений систем водяного отопления 105
§ 28. Расчет циркуляционных колец систем водяного отопления . . . 114
§ 29. Особенности расчета однотрубных систем водяного отопления . . 121
§ 30. Особенности расчета двухтрубных систем водяного отопления . . 126
§ 31. Присоединение расширительного бака и отвод воздуха из систем водяного отопления 128
§ 32. Расчет и подбор оборудования тепловых пунктов 131
§ 33. Расчет паропроводов низкого давления 136
§ 34. Расчет паропроводов высокого давления 142
§ 35. Расчет конденсатопроводов 143

Глава V. **Примеры проектных решений** 145

Приложения 176
Литература 213