

Часть 4. Гидравлический расчет систем водяного отопления

4.1. Естественное циркуляционное давление

Естественное циркуляционное давление является одним из составляющих расчетного циркуляционного давления в системе водяного отопления.

Нагревание и охлаждение воды в циркуляционных кольцах системы создает неоднородное распределение ее плотности. В строго горизонтальной системе отопления это явление не вызывает циркуляции воды. Естественная циркуляция воды возникает только в вертикальной системе и в ее вертикальных элементах (двухтрубных стояках, приборных узлах с замыкающим участком однетрубных стояков и пр.). Значение естественного давления, вызывающего циркуляцию воды, определяется разностью гидростатического давления двух столбов воды одинаковой высоты.

Охлаждение теплоносителя в системе водяного отопления происходит непрерывно по мере удаления от теплообменника, на выходе из которого температура воды имеет наивысшее значение, и заканчивается при возвращении ее к теплообменнику. Постепенное остывание воды в теплопроводах сменяется быстрым охлаждением ее в отопительных приборах. Поэтому общее естественное циркуляционное давление Δp_e , возникающее в системе, можно рассматривать как сумму двух величин: давления $\Delta p_{e,пр}$, образующегося вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, и давления $\Delta p_{e,тр}$, вызываемого охлаждением воды в трубах:

$$\Delta p_e = \Delta p_{e,пр} + \Delta p_{e,тр}. \quad (4.1)$$

В большинстве случаев и прежде всего в системах отопления многоэтажных зданий первое слагаемое является основным по значению, второе - дополнительным. В частном случае (в малоэтажных зданиях) основным может быть $\Delta p_{e,тр}$.

При рассмотрении значений естественного циркуляционного давления используют понятие о **центре охлаждения** теплоносителя. В центре охлаждения фактически постепенное изменение температуры (и плотности) воды по длине теплопровода или отопительного прибора принимают условно скачкообразным. С введением такой условной границы охлаждения можно считать, что на каждой половине длины отрезка теплопровода или прибора вода имеет свою постоянную плотность. При этом гидростатическое давление не должно изменяться. Подобную условную границу изменения температуры воды в генераторе теплоты или теплообменнике системы отопления называют **центром нагревания**.

Определение естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в приборах ($\Delta p_{\text{е.пр}}$) связано с видом системы отопления, и это целесообразно сделать совместно с рассмотрением их возможных конструктивных схем.

При определении значения естественного циркуляционного давления, вызываемого охлаждением воды в трубах ($\Delta p_{\text{е.тр}}$), примем, что приборы в циркуляционном кольце отсутствуют и вода охлаждается при теплопередаче только через стенки труб.

Рассмотрим схему такого вертикального циркуляционного кольца теплопровода (рис. 5.1, *a*), в котором при установившемся движении воды ее плотность постепенно возрастает от значения ρ_1 , (при температуре после центра нагревания) до значения ρ_5 (при температуре перед центром нагревания). На стыках вертикальных и горизонтальных труб покажем промежуточные значения плотности воды.

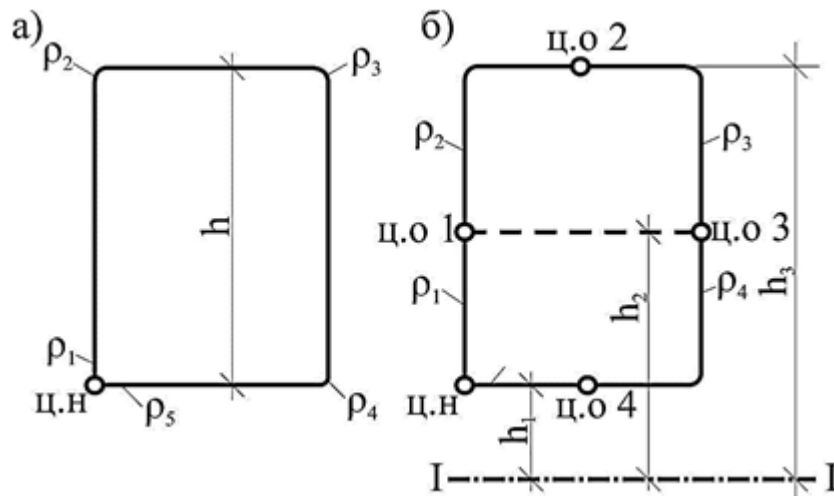


Рисунок 4.1. Схемы вертикального циркуляционного кольца теплопроводов без отопительных приборов с центром нагревания (ц.н) в системе водяного отопления: а) при постепенном охлаждении воды в трубах; б) при введении условных центров охлаждения (ц.о)

Естественное давление, вызывающее движение воды в трубах, найдем как разность гидростатического давления двух столбов воды высотой h , имеющей различную среднюю плотность:

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = gh((\rho_3 + \rho_4) / 2 - (\rho_1 + \rho_2) / 2). \quad (4.2)$$

Это же значение циркуляционного давления получим в другом виде с использованием условных центров нагревания и охлаждения воды в трубах (рис. 4.1, б), находящихся на некоторой высоте над плоскостью отсчета $I-I$:

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = g((h_3 - h_2)(\rho_3 - \rho_2) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_1)). \quad (4.3)$$

В общем случае при произвольном расположении условных центров нагревания и охлаждения в вертикальном циркуляционном кольце теплопроводов (рис. 5.2) естественное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в трубах, составит:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{е.тр}} = & g(h_5(\rho_3 - \rho_2) + h_4(\rho_2 - \rho_1) + h_3(\rho_4 - \rho_3) + \\ & + h_2(\rho_1 - \rho_5) + h_1(\rho_5 - \rho_4)). \end{aligned} \quad (4.4)$$

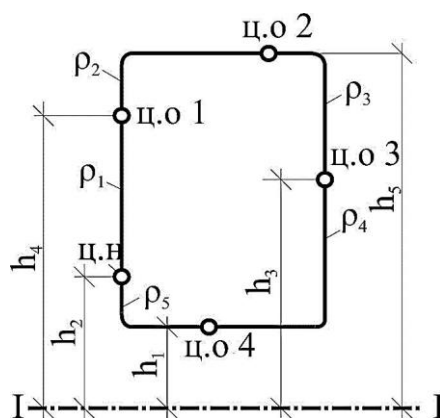


Рисунок 4.2. Схема вертикального циркуляционного кольца теплопроводов без отопительных приборов с произвольно расположенными центрами нагрева (ц.н) и охлаждения (ц.о) теплоносителя воды

По последнему уравнению можно установить, что для получения значения естественного давления следует вертикальные расстояния от центров охлаждения и нагрева до плоскости отсчета $I-I$ умножать на разности плотности воды после и до каждого центра (считая по направлению движения воды). При этом охлаждение над центром нагрева увеличивает циркуляционное давление, нагревание над центром охлаждения его уменьшает (четвертое слагаемое в уравнении получает отрицательное значение, так как $\rho_1 < \rho_5$).

Уравнение (5.4) перепишем в общем виде, используемом при проектировании систем водяного отопления:

$$\Delta p_{e.тр} = g \sum (h_i (\rho_{i+1} - \rho_i)). \quad (4.5)$$

Можно сделать **вывод**: значение естественного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в трубах циркуляционного кольца, состоящего из N участков, складывается из произведений высоты h_i расположения центра охлаждения или нагрева над некоторой условной плоскостью на разность плотности воды в концах участка, включающего этот центр.

Видно, что естественное циркуляционное давлением тем больше, чем выше расположены центры охлаждения над центром нагрева (обычно за

плоскость отсчета принимают плоскость, проходящую через центр нагревания). При расположении хотя бы одного из центров охлаждения ниже центра нагревания (ц.о.4 на рис. 4.2) естественное циркуляционное давление уменьшается.

Следовательно, в системе отопления с верхней разводкой $\Delta p_{\text{е.тр}}$ всегда больше, чем в системе с нижней разводкой, за счет увеличения вертикального расстояния от центров охлаждения в верхней магистрали до центра нагревания.

Общим, многократно повторяющимся элементом каждой вертикальной или горизонтальной системы является стояк или ветвь. В стояке и ветви отдельные узлы соединения отопительных приборов с трубами (приборные узлы), объединенные промежуточными теплопроводами, создают основу системы отопления, определяющую принцип ее действия и величину естественного циркуляционного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в приборах. Поэтому расчет естественного циркуляционного давления, связанного с охлаждением воды в отопительных приборах $\Delta p_{\text{е.пр}}$ рассмотрим при различных приборных узлах, входящих в стояки или ветви систем отопления.

Однотрубная система отопления с верхней разводкой. На рис. 4.3 приведена расчетная схема части однотрубной системы с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях. Стояки даны для трехэтажного здания с различными наиболее часто применяемыми приборными узлами. В стояке 1 (Ст.1) показаны проточные узлы, в стояке 2 (Ст.2) - проточно-регулируемые узлы со смещенными обходными участками и трехходовыми регулирующими кранами (типа КРТ) в стояке 3 (Ст.3) - узлы со смещенными замыкающими участками и проходными регулирующими кранами (типа КРП). Присоединение приборов к стоякам принято односторонним.

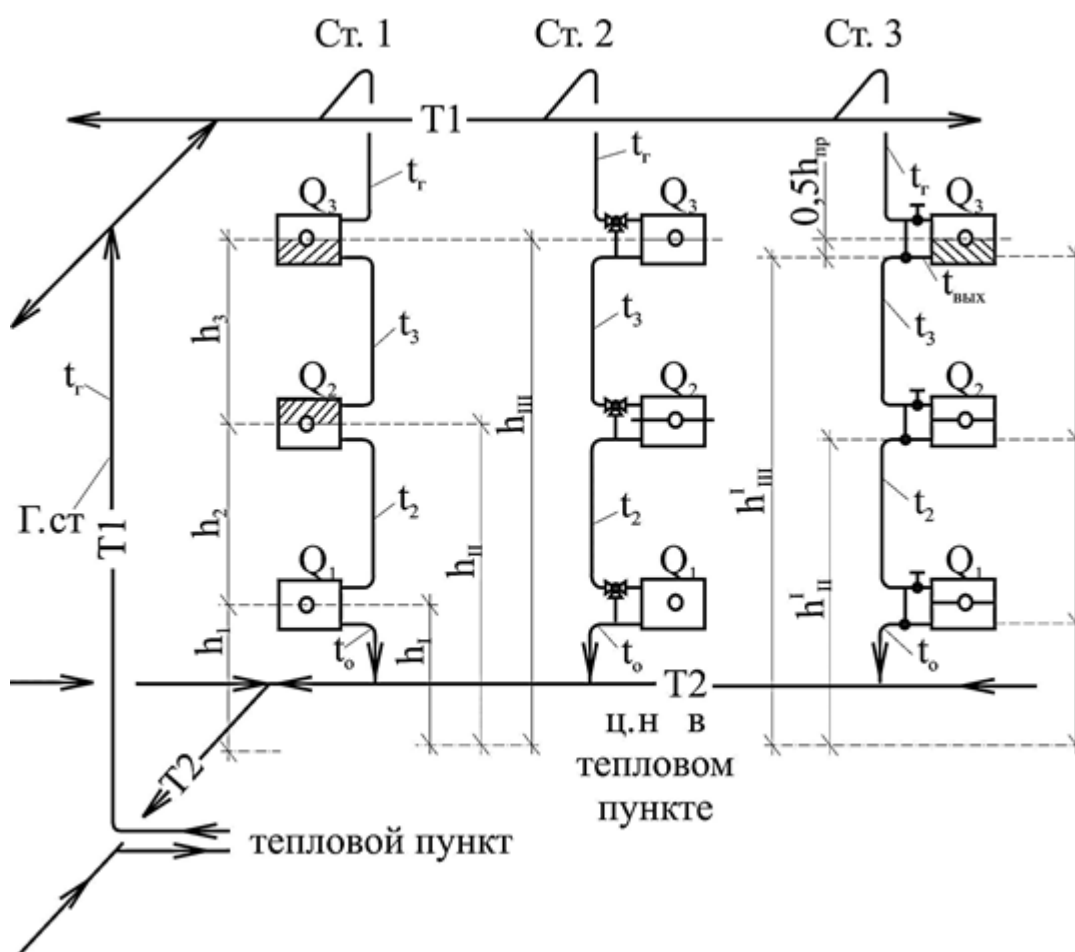


Рисунок 4.3. Расчетная схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой:

Ст. 1 — проточный стояк; Ст. 2 — проточно-регулируемый стояк; Ст. 3 — стояк с замыкающими участками. Кружки в контуре отопительных приборов — центры охлаждения воды в приборах; черные точки на Ст. 3 — центры охлаждения воды в стояке

Здесь и далее система отопления условно изображена со стояками различной конструкции для наглядности при сравнении. Обычно в системе преобладает какой-либо один тип приборного узла (например, проточно-регулируемые узлы), хотя может встретиться еще и другой тип (например, проточные узлы во вспомогательных помещениях). На рисунке над отопительными приборами нанесена тепловая нагрузка, т.е. теплопотребность помещений, Вт. Внутри контура каждого прибора кружком помечен центр охлаждения воды. Проставлено также вертикальное расстояние между центрами охлаждения и центром нагревания (ц. н) воды в тепловом пункте.

Расход воды в стояке $G_{ст}$, кг/ч, при заданных теплопотребности помещений, виде отопительных приборов и температуре воды определяется по формуле:

$$G_{ст} = Q_{ст} \beta_1 \beta_2 / (c \Delta t_{ст}), \quad (4.6)$$

где $Q_{ст} = \Sigma Q_{п}$ - тепловая нагрузка стояка, равная суммарной теплопотребности помещений, обслуживаемых стояком (при $Q_{п}$ в Вт вводится множитель 3,6), или, иначе, суммарной тепловой нагрузке приборов; β_1, β_2 - поправочные коэффициенты (см. формулу (4.21)); c - удельная теплоемкость воды (4,187 кДж/(кг·°C)); $\Delta t_{ст}$ - расчетный перепад температуры воды в стояке, °C.

Видно, что расход воды в однетрубном стояке прямо пропорционален тепловой нагрузке стояка $Q_{ст}$ и обратно пропорционален расчетному перепаду температуры воды в стояке $\Delta t_{ст} = t_r - t_o$. Температура воды на каждом участке стояка будет промежуточной между значениями t_r и t_o в зависимости от степени ее охлаждения в том или ином помещении. Зная, что расход воды на всех участках однетрубного стояка не изменяется, составим пропорцию для определения температуры t_3 (см. рис. 5.3):

$$Q_{ст} / (t_r - t_o) = Q_3 / (t_r - t_3),$$

откуда:

$$t_3 = t_r - (Q_3 / Q_{ст})(t_r - t_o) .$$

Аналогично:

$$t_2 = t_r - ((Q_3 + Q_2) / Q_{ст})(t_r - t_o) .$$

В общем виде температура воды на i -том участке однетрубного стояка будет равна:

$$t_i = t_r - (\Sigma Q_i / Q_{ст}) \Delta t_{ст} , \quad (4.7)$$

где ΣQ_i - суммарная тепловая нагрузка всех отопительных приборов на стояке до рассматриваемого участка (считая по направлению движения воды).

На рис. 5.3 заштрихованы половины высоты двух приборов стояка 1, в которых температура воды условно принята постоянной и равной t_3 . Можно считать, что температура воды t_3 (и плотность ее ρ_3) сохраняется в стояке по высоте h_3 , а температура t_2 (и плотность ρ_2) - по высоте h_2 .

Гидростатическое давление в стояке при его высоте, равной $h_3 + h_2 + h_1$ (см. рис. 5.3), не считая части стояка выше условного центра охлаждения верхнего прибора, где температура воды принята равной температуре воды в главном стояке, составит:

$$g(h_3\rho_3 + h_2\rho_2 + h_1\rho_0),$$

где ρ_0 - плотность воды при расчетной температуре t_0 обратной воды в системе.

Гидростатическое давление в главном стояке (Г.ст на рис. 4.3) с учетом той же высоты при температуре воды t_r :

$$g(h_3\rho_r + h_2\rho_r + h_1\rho_r),$$

где ρ_r - плотность воды при расчетной температуре t_r горячей воды в системе.

Естественное циркуляционное давление в вертикальной однетрубной **проточной и проточно-регулируемой** системе отопления с верхней разводкой, возникающее вследствие охлаждения воды в приборах, определяется как разность гидростатического давления в рассматриваемом и главном стояках:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g(h_3(\rho_3 - \rho_r) + h_2(\rho_2 - \rho_r) + h_1(\rho_0 - \rho_r)). \quad (4.8)$$

При увеличении числа этажей в здании число слагаемых в формуле (5.8), а следовательно, и значение $\Delta p_{\text{е.пр}}$ будут возрастать.

Выражение для определения $\Delta p_{\text{е.пр}}$ можно представить в другом виде (более удобном для вычисления, хотя и менее точном), обозначив среднее уменьшение плотности при увеличении температуры воды на 1 °С через $\beta = (\rho_0 - \rho_r) / (t_r - t_0)$, кг/(м³·°С):

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \beta g (h_3(t_{\Gamma} - t_3) + h_2(t_{\Gamma} - t_2) + h_1(t_{\Gamma} - t_0)), \quad (4.9)$$

Для получения более общей и краткой записи выразим разности температуры через тепловые нагрузки и расход воды в стояке:

$$t_{\Gamma} - t_3 = \Delta t_{\text{пр.3}} = (Q_3 / (cG_{\text{ст}}))\beta_1\beta_2 ; \quad t_{\Gamma} - t_2 = ((Q_3 + Q_2) / (cG_{\text{ст}}))\beta_1\beta_2 ;$$

$$t_{\Gamma} - t_0 = ((Q_3 + Q_2 + Q_1) / (cG_{\text{ст}}))\beta_1\beta_2 .$$

Найдем в скобках $Q_3(h_3 + h_2 + h_1) + Q_2(h_2 + h_1) + Q_1h_1$ или $Q_3h_{\text{III}} + Q_2h_{\text{II}} + Q_1h_{\text{I}}$, так как $h_3 + h_2 + h_1 = h_{\text{III}}$ и т.д. (см. рис. 5.3).

Получим более короткое выражение:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = (\beta g / (cG_{\text{ст}}))(Q_3h_{\text{III}} + Q_2h_{\text{II}} + Q_1h_{\text{I}})\beta_1\beta_2, \quad (4.10)$$

где h_{III} , h_{II} , h_{I} - вертикальные расстояния между центрами охлаждения воды в приборах соответственно на III, II и I этажах и центром нагревания.

В общем виде при N отопительных приборах в однотрубном стояке:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = (\beta g / (cG_{\text{ст}}))\Sigma(Q_i h_i) \beta_1\beta_2, \quad (4.11)$$

где $Q_i h_i$ - произведение тепловой нагрузки i -того прибора на вертикальное расстояние h_i от его условного центра охлаждения до центра нагревания воды в системе отопления.

В стояках вертикальной однотрубной системы с замыкающими участками (см. стояк 3 на рис. 4.3) температура и плотность воды изменяются не только в отопительных приборах (условные центры охлаждения - кружки внутри контура приборов), но и в точках стояка (черные точки на рисунке), где смешивается вода, выходящая из прибора и из замыкающего участка.

Естественное циркуляционное давление в такой системе составит:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g(h_3(\rho_3 - \rho_{\Gamma}) + h_2(\rho_2 - \rho_{\Gamma}) + h'_1(\rho_0 - \rho_{\Gamma})). \quad (4.12)$$

Некоторое различие в значениях естественного циркуляционного давления по формулам (4.8) и (4.12) определяется тем, что $h'_1 < h_1$ на $0,5h_{\text{пр}}$. В формуле (4.11) при использовании ее для стояков с замыкающими участками высота h_i определяется вертикальным расстоянием между центрами нагрева и охлаждения в той точке, где в стояке изменяется температура воды.

В стояке с замыкающими участками имеются также так называемые **малые циркуляционные кольца** у каждого отопительного прибора, образованные самим прибором, подводками к прибору и замыкающим участком. Положение центра охлаждения в приборе и соответствующего центра охлаждения в стояке отличаются на $0,5h_{\text{пр}}$ (см. стояк 3 на рис. 4.3), и в малом циркуляционном кольце возникает собственное естественное циркуляционное давление (в заштрихованной части прибора вода имеет температуру $t_{\text{вых}}$, в замыкающем участке $t_{\text{вх}}$):

$$\Delta p_{\text{е.мал}} = g(h_{\text{пр}}/2)(\rho_{\text{вых}} - \rho_{\text{вх}}), \quad (4.13)$$

где $\rho_{\text{вых}}$ и $\rho_{\text{вх}}$ - плотность воды, кг/м^3 , соответственно при температуре $t_{\text{вых}}$ и $t_{\text{вх}}$ (для прибора на III этаже на рис. 4.3 – $t_{\text{вх}}=t_{\text{г}}$, $t_{\text{вых}}<t_{\text{з}}$, часто называемой температурой смеси).

Можно также найти естественное давление в малом циркуляционном кольце в другом виде - как разность гидростатического давления по высоте прибора и замыкающего участка:

$$\Delta p_{\text{е.мал}} = gh_{\text{пр}}(\rho_{\text{ср.пр}} - \rho_{\text{з.у}}), \quad (4.13, \text{ а})$$

где $\rho_{\text{ср.пр}}$ и $\rho_{\text{з.у}}$ - плотность воды, кг/м^3 , соответственно при средней температуре в приборе и при ее температуре в замыкающем участке.

Отметим, что в параллельно соединенных участках малого циркуляционного кольца протекают два различных потока воды. Один поток с расходом $G_{\text{пр}}$, обеспечивая теплоотдачу прибора охлаждается до температуры $t_{\text{вых}}$. Другой в количестве $G_{\text{з.у}} = G_{\text{ст}} - G_{\text{пр}}$ сохраняет свою температуру, равную

$t_{\text{вх}}$. В точке смешения этих двух потоков один из них нагревается (вода из прибора), второй - охлаждается (вода из замыкающего участка). Поэтому температуру воды в участках стояка (например, t_3) и называют температурой смеси.

Естественное давление в малом циркуляционном кольце при движении воды в стояке сверху вниз способствует возрастанию расхода воды в приборе или, как принято говорить, увеличению затекания воды в отопительный прибор.

Однотрубная система отопления с нижней разводкой обеих магистралей (с П-образными стояками). На рис. 4.4 приведена расчетная схема части такой системы с тупиковым движением воды в магистральных стояках для трехэтажного здания при теплоснабжении деаэрированной водой. В стояке 1 применены проточно-регулируемые узлы с трехходовыми кранами (типа КРТ), в стояке 2 - узлы со смещенными замыкающими участками и проходными регулирующими кранами (типа КРП). На приборах верхнего этажа установлены воздушные краны.

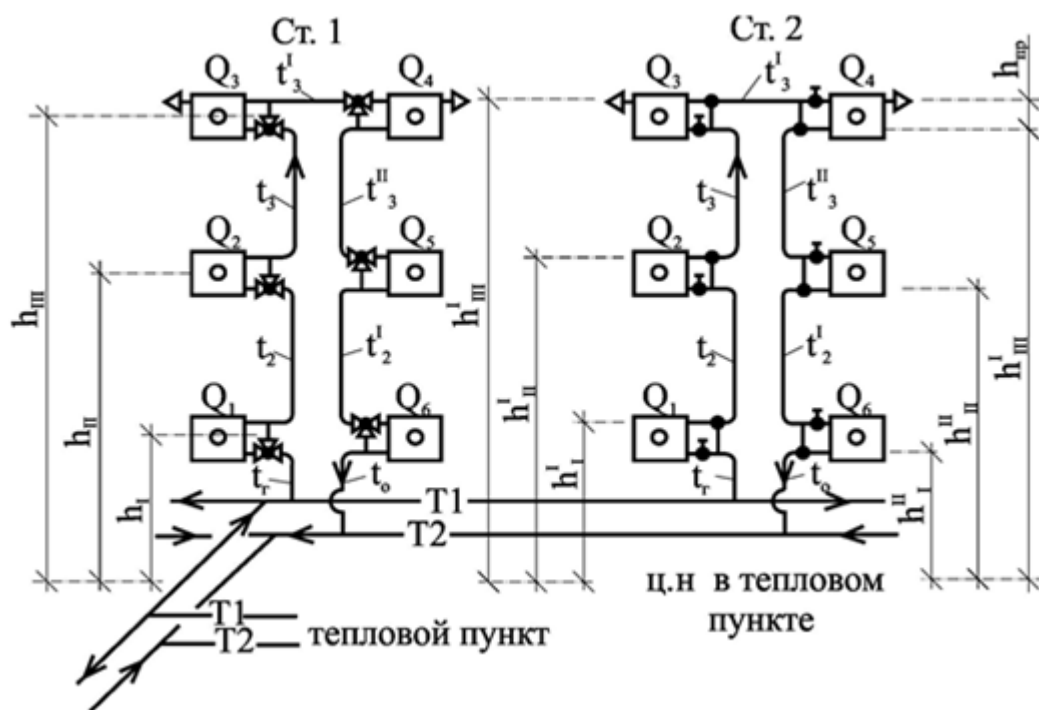


Рисунок 4.4. Расчетная схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с нижней разводкой обеих магистралей (с П-образными стояками):

Ст. 1 — проточно-регулируемый стояк; Ст. 2 — стояк с замыкающими участками

Число приборов на одном этаже здания часто бывает нечетным. Для непарных приборов устраивают П-образные стояки с "холостой" восходящей трубой, либо Т-образные стояки с одной восходящей и двумя нисходящими трубами. Иногда стояки замоноличивают в наружные стены или во внутренние перегородки. Там, где это сделано, стояки фактически превращаются в дополнительные монолитные проточные отопительные приборы, а основные приборы установлены открыто и присоединены к специально предусмотренным патрубкам на стояках.

Расход и температуру воды в стояках определяют по формулам (4.6) и (4.7).

Естественное циркуляционное давление в любом стояке находят как разность гидростатического давления в нисходящей и восходящей частях стояка. Например, для проточно-регулируемого стояка 1:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g(h_3(\rho''_3 - \rho_3) + h_2(\rho'_2 - \rho_2) + h_1(\rho_o - \rho_r)), \quad (4.14)$$

где обозначения h_3 , h_2 и h_1 - см. на рис. 4.3.

И в этом случае действительна формула (4.12) общего вида, причем высота h_i зависит от положения центров охлаждения воды (кружки в контуре приборов на стояке 1 или черные точки в стояке 2 на рис. 4.4).

Естественное давление в малых циркуляционных кольцах приборов в стояке 2 находят по формуле (4.13) или (4.13, а). В нисходящей (правой на рис. 4.4) части стояка 2 естественное давление в каждом малом циркуляционном кольце, как было отмечено, способствует затеканию воды в отопительные приборы. Напротив, в восходящей (левой) части стояка, где центры охлаждения выше соответствующих центров охлаждения воды в приборах, оно противодействует затеканию воды и относительно уменьшает расход воды в приборах, что вызывает увеличение их площади. Формула (4.14) относится также к бифилярной схеме стояков.

Однотрубная система отопления с "опрокинутой" циркуляцией воды (с нижней разводкой подающей магистрали и верхней прокладкой обратной магистрали). На рис. 4.5 изображена расчетная схема части такой системы с тупиковым движением воды в магистралях со стояками, имеющими проточные приборные узлы (стояк 1), проточно-регулируемые узлы с кранами типа КРТ (стояк 2) и узлы с замыкающими участками и кранами типа КРП (стояк 3). Обходные и замыкающие участки делают, как правило, смещенными от оси стояков.

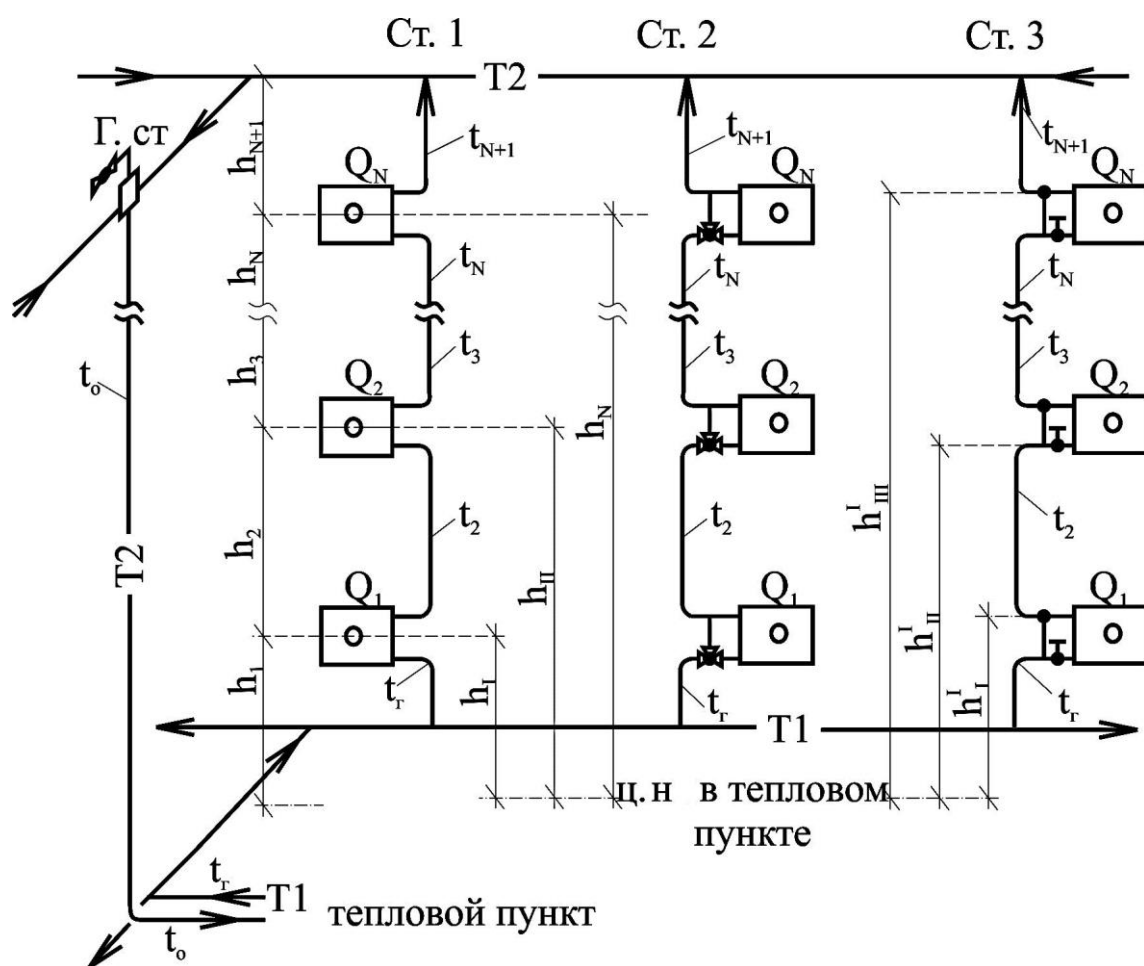


Рисунок 4.5. Расчетная схема части системы с тупиковым движением воды в магистралях со стояками, имеющими проточные приборные узлы

Расход и температуру воды в стояках определяют по формулам (4.6) и (4.7). Естественное циркуляционное давление $\Delta p_{\text{е.пр}}$ находят по формуле (4.14) или как разность гидростатического давления в главном обратном стояке (Г.ст на рис. 4.5) и в рассматриваемом стояке в здании, имеющем N этажей:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g(h_{N+1}(\rho_0 - \rho_{N+1}) + h_N(\rho_0 - \rho_N) + \dots + h_2(\rho_0 - \rho_2) + h_1(\rho_0 - \rho_1)) . \quad (4.15)$$

По формуле (4.15) можно дополнительно учесть отличие плотности воды при температуре t_{N+1} в рассматриваемом стояке, от плотности воды при температуре t_0 в главном обратном стояке.

Естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце каждого отопительного прибора стояка 3 (см. рис. 4.5) вычисляют по формуле (4.13) или (4.13, а). В данной системе это давление противодействует затеканию воды во все вертикальные приборы, что приводит к относительному увеличению площади их теплоотдающей поверхности.

Для большинства рассмотренных вертикальных однетрубных систем отопления характерно одностороннее присоединение приборов к стоякам. Это, хотя и увеличивает число стояков, однако позволяет унифицировать узлы обвязки приборов, как по диаметру, так и по длине труб, что необходимо для интенсификации производства при массовом обезличенном изготовлении деталей. Кроме того, отопительные приборы из гладких труб малого диаметра (здесь им уподобляются трубы стояков) имеют повышенный коэффициент теплопередачи по сравнению с другими видами отопительных приборов. Следовательно, при увеличении числа открыто прокладываемых стояков уменьшаются размеры основных отопительных приборов.

На основании полученных формул можно сделать следующие **выводы**:

- в циркуляционных кольцах вертикальных однетрубных систем водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, возрастает с увеличением числа последовательно соединенных отопительных приборов и действует как единая величина, влияющая в равной степени на циркуляцию воды через все отопительные приборы каждого стояка;

- в малых циркуляционных кольцах отопительных приборов в вертикальных однетрубных системах с замыкающими участками возникает

дополнительное естественное циркуляционное давление, зависящее от высоты прибора и степени охлаждения воды в нем. Это давление способствует затеканию воды в приборы при движении воды в стояке сверху вниз и противодействует ему при движении воды снизу – вверх.

В двухтрубной системе отопления с верхней и нижней разводкой для каждого из приборов образуется отдельное циркуляционное кольцо, т.е. число циркуляционных колец в системе равно числу приборов. На рис. 4.6 приведены расчетные схемы двухтрубных стояков с верхней разводкой для двухэтажного (рис. 4.6, а) и с нижней разводкой для N-этажного здания (рис. 4.6, б). Нетрудно заметить, что в подобных кольцах двухтрубных систем как с верхней, так и с нижней разводкой возникает одинаковое естественное циркуляционное давление. Его значение в каждом циркуляционном кольце определяется вертикальным расстоянием между центрами охлаждения и нагревания.

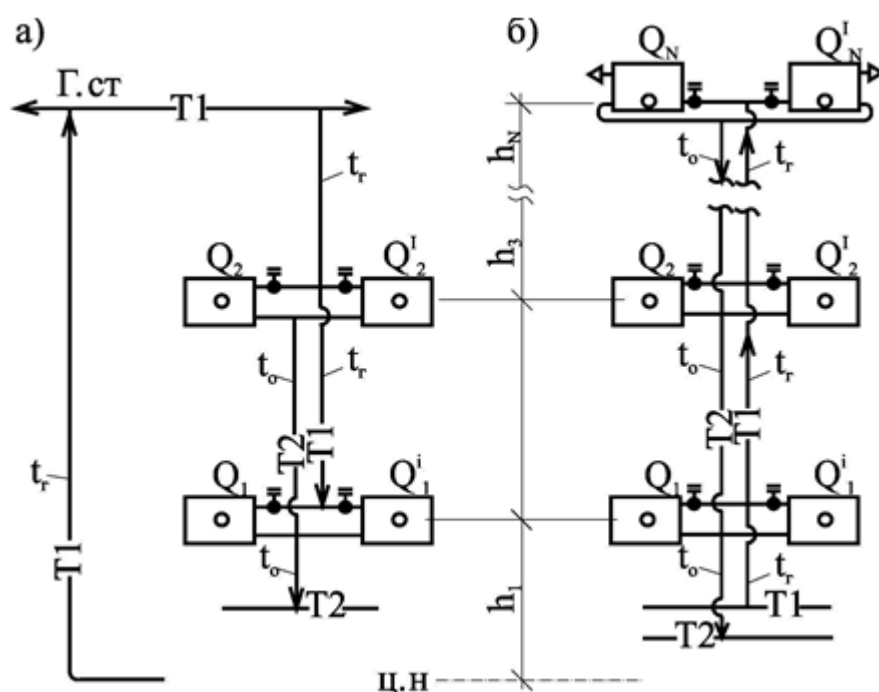


Рисунок 4.6. Расчетная схема вертикальной двухтрубной системы водяного отопления:

- а) с верхней разводкой подающей магистрали;
- б) с нижней разводкой обеих магистралей

В циркуляционных кольцах через отопительные приборы на первом этаже возникает естественное давление:

$$\Delta p_{\text{е.пр.I}} = gh_1(\rho_o - \rho_r), \quad (4.16)$$

где h_1 - вертикальное расстояние между центром охлаждения воды в приборах на первом этаже и центром ее нагревания в системе отопления.

В циркуляционных кольцах через отопительные приборы на втором этаже:

$$\Delta p_{\text{е.пр.II}} = g(h_1 + h_2)(\rho_o - \rho_r), \quad (4.17)$$

где h_2 - вертикальное расстояние между центрами охлаждения воды в приборах на втором и первом этажах.

При нижней разводке в кольцах через отопительные приборы на верхнем N-м этаже действует максимальное естественное циркуляционное давление:

$$\Delta p_{\text{е.пр.N}} = g(h_1 + h_2 + \dots + h_N)(\rho_o - \rho_r). \quad (4.18)$$

Сравнивая написанные формулы, установим, что в циркуляционном кольце какого-либо прибора, расположенного выше другого, возникает дополнительное естественное давление, пропорциональное вертикальному расстоянию между центрами охлаждения воды в этих приборах. Положение центра охлаждения в верхних отопительных приборах на рис. 4.6, 6 установлено по оси подводов к ним. Неоднородность плотности воды по высоте этих приборов вызывает лишь внутреннюю циркуляцию в приборах и не отражается на циркуляции воды в стояке.

На основании полученных формул сделаем вывод, что в вертикальных двухтрубных системах водяного отопления естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды в отопительных приборах, различно по значению и независимо по действию для циркуляционных колец приборов, находящихся на разной высоте.

Следовательно, в таких системах естественное давление неодинаково влияет на циркуляцию воды через каждый прибор, что в результате может нарушать заданное (расчетное) распределение по приборам воды, подаваемой в стояки насосом. В этом причина наблюдаемой на практике вертикальной тепловой неустойчивости не отрегулированных систем отопления с двухтрубными стояками.

В горизонтальных однетрубных системах отопления многоэтажных зданий последовательно соединенные приборы на каждом этаже, образующие ветвь, располагаются на одной и той же высоте над центром нагревания. Промежуточное изменение температуры и плотности в ветви по горизонтали вследствие охлаждения воды в приборах не отражается на значении естественного циркуляционного давления, которое определяется в зависимости от разности гидростатического давления в стояках (вертикальных участках). В горизонтальных однетрубных системах с приборами, соединенными по проточной (на рис. 4.7, *а* показано на первом этаже) и по проточно-регулируемой схемам (на рис. 4.7, *а* - на втором этаже) естественное циркуляционное давление различно в кольцах через ветви на каждом этаже (см. формулы (4.16) - (4.18)):

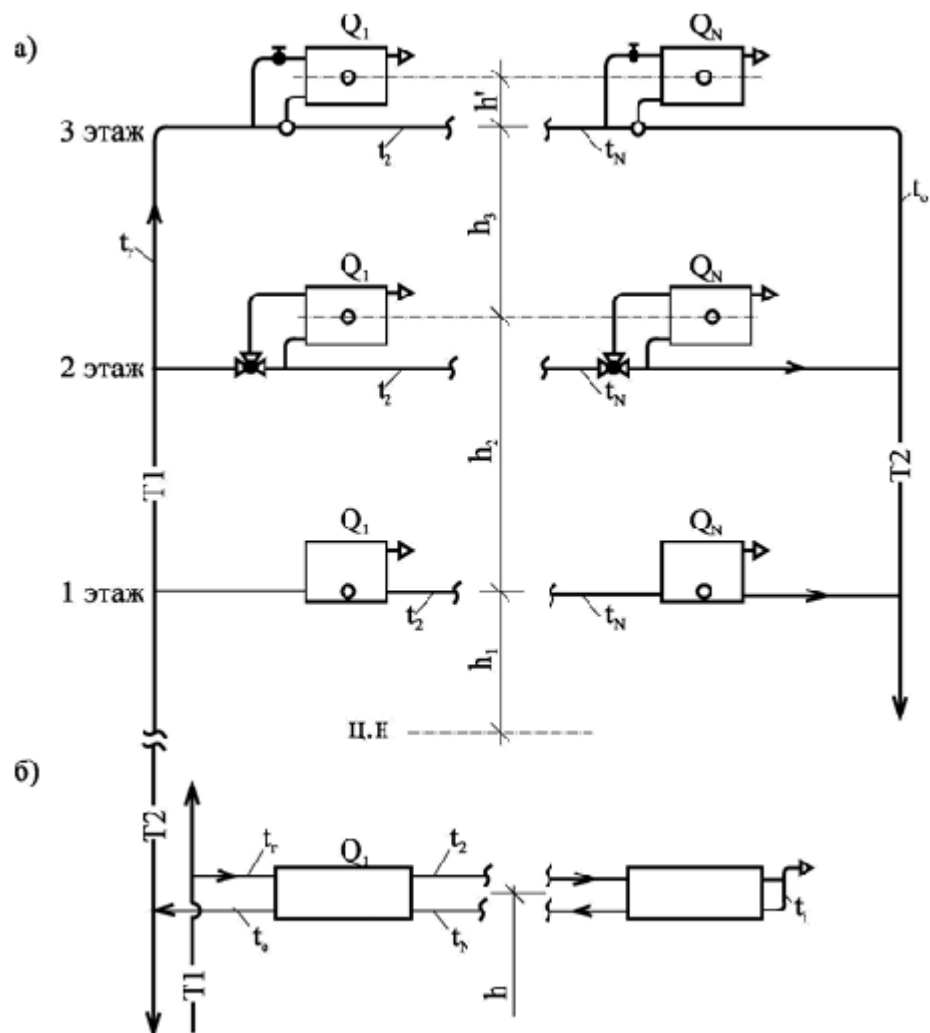


Рисунок 4.7. Расчетная схема горизонтальной одноконтурной системы водяного отопления:

а) с проточной ветвью на первом этаже, с проточно-регулируемой ветвью на втором этаже и с ветвью, имеющей осевые замыкающие участки, на третьем этаже; б) с бифидальной ветвью

через ветвь на первом этаже:

$$\Delta p_{\text{е.пр.І}} = gh_1(\rho_o - \rho_r) ;$$

через ветвь на втором этаже:

$$\Delta p_{\text{е.пр.ІІ}} = g(h_1 + h_2)(\rho_o - \rho_r);$$

и т. д.

В горизонтальной одноконтурной системе с замыкающими участками у приборов (на рис. 4.7, а - на третьем этаже) также возникает различное естественное циркуляционное давление в кольцах через ветви на каждом этаже

(формулы те же, высота - до условных центров охлаждения, изображенных на рисунке жирными точками). Кроме того, действует дополнительное естественное давление в малом циркуляционном кольце каждого прибора. Его определяют по формуле:

$$\Delta p_{\text{е.мал}} = gh'(\rho_{\text{вых}} - \rho_{\text{вх}}), \quad (4.19)$$

где h' - вертикальное расстояние между условными центрами охлаждения воды в приборе и в ветви (см. рис. 4.7, а).

Формулы (4.16)-(4.18) относятся также к горизонтальной бифилярной схеме ветви, изображенной на рис. 4.7, б.

В горизонтальных двухтрубных системах отопления естественное циркуляционное давление, возникающее при охлаждении воды в приборах, определяют по формуле (4.16). Величина этого давления незначительна и учитывается оно, прежде всего, в системах отопления с естественной циркуляцией воды малоэтажных зданий.

Естественное циркуляционное давление в насосной системе водяного отопления является составной частью общего циркуляционного давления, создающего необходимую циркуляцию воды. Общее циркуляционное давление, действующее в расчетных условиях циркуляции, называют расчетным.

5.2. Расчетное циркуляционное давление в насосной системе водяного отопления

Под расчетным понимают то значение общего циркуляционного давления, которое выбрано для поддержания расчетного гидравлического режима в системе отопления. Расчетное циркуляционное давление выражает располагаемую разность давления (насосного и естественного), которая в расчетных условиях может быть израсходована на преодоление гидравлического сопротивления движению воды в системе отопления.

Разность давления, создаваемая насосом (насосное циркуляционное давление), постоянна в определенной рабочей точке его характеристики. Естественная разность давления (естественное циркуляционное давление) переменна и подвержена непрерывному изменению в течение отопительного сезона из-за возрастания или убывания различия в плотности воды в разных частях системы. Следовательно, общее циркуляционное давление также переменна, и задачей является выбор его значения в качестве расчетного.

Расчетное циркуляционное давление Δp_p в системе водяного отопления в общем виде можно определить по формуле:

$$\Delta p_p = \Delta p_n + B \Delta p_e, \quad (4.20)$$

или:

$$\Delta p_p = \Delta p_n + B(\Delta p_{e.pr} + \Delta p_{e.tr}), \quad (4.20, a)$$

где Δp_n - циркуляционное давление, создаваемое насосом или передаваемое в систему отопления через смесительную установку; $\Delta p_{e.pr}$, $\Delta p_{e.tr}$ - естественное циркуляционное давление, возникающее вследствие охлаждения воды (нагретой до расчетной температуры) соответственно в отопительных приборах и в трубах циркуляционного кольца системы; B - поправочный коэффициент, учитывающий значение естественного циркуляционного давления в период поддержания расчетного гидравлического режима в системе ($B \leq 1$).

Воздействие переменного естественного циркуляционного давления вызывает отклонение от расчетного гидравлического режима системы, что отражается на количестве протекающей воды и в итоге на теплопередаче приборов.

По характеру воздействия естественного циркуляционного давления на расход воды все насосные системы отопления многоэтажных зданий можно разделить на две группы:

- вертикальные однетрубные и бифилярные;

- горизонтальные однотрубные и бифилярные, двухтрубные системы.

Расчетный гидравлический режим в этих группах систем приурочен к различным периодам отопительного сезона.

Для вертикальных однотрубных и бифилярных насосных систем (а также для любого вида систем отопления с естественной циркуляцией воды) этот период соответствует температуре наружного воздуха $t_{н.р.}$, расчетной для отопления зданий в данной местности. При этой температуре естественное циркуляционное давление в системах достигает своего максимального значения ($B=1$). Тогда формула (4.20) для определения расчетного циркуляционного давления в системах отопления **первой группы** принимает вид:

$$\Delta p_p = \Delta p_n + \Delta p_e. \quad (4.21)$$

Для горизонтальных однотрубных и бифилярных, двухтрубных насосных систем отопления расчетный гидравлический режим отнесен к периоду наиболее длительного стояния одной и той же температуры наружного воздуха. Для большинства районов России это температура близка к средней температуре отопительного сезона. В Москве, например, такая температура наружного воздуха удерживается свыше 2500 ч, т.е. около половины отопительного сезона. При этой температуре наружного воздуха в системе отопления возникает естественное циркуляционное давление, составляющее около 40 % максимального его значения. Поэтому для **второй группы** насосных систем отопления в формуле (4.20) принимают $B=0,4$ и тогда:

$$\Delta p_p = \Delta p_n + 0,4\Delta p_e. \quad (4.22)$$

Выбор разных периодов отопительного сезона для гидравлического расчета двух различных групп систем водяного отопления делается с целью сохранить возможно дольше необходимую теплоотдачу отопительных

приборов. Это одно из мероприятий, способствующих эффективности отопления здания.

Эффективность отопления здания связана с поддержанием заданной температуры помещений в течение требуемого периода времени при нормальных условиях эксплуатации. Заданная температура помещений может быть обеспечена только при строгом соответствии теплоотдачи отопительных приборов расчетным предположениям в течение всего отопительного сезона. Следовательно, эффективность отопления обуславливается, прежде всего, **надежностью системы отопления.**

Надежная система отопления должна отвечать условиям безотказности, ремонтпригодности и долговечности. Но, кроме того, надежная система должна обладать тепловой устойчивостью.

Под **тепловой устойчивостью** системы, структура которой не нарушается (не проводятся отключения частей, изменения площади приборов и т.п.), понимается ее свойство пропорционально изменять теплоотдачу всех отопительных приборов при изменении температуры и расхода теплоносителя в течение отопительного сезона.

Большей тепловой устойчивостью отличаются системы первой группы – вертикальные однотрубные и бифилярные. Однако, чтобы обеспечить достаточно устойчивую их работу, при эксплуатации этих систем нужно уменьшать расход циркулирующей воды одновременно с понижением ее температуры. Так, в теплый период отопительного сезона расход воды в стояках следует уменьшать до приблизительно 60 % расчетного. Для такого изменения параметров теплоносителя необходимо проведение автоматического качественно-количественного регулирования в течение всего отопительного сезона.

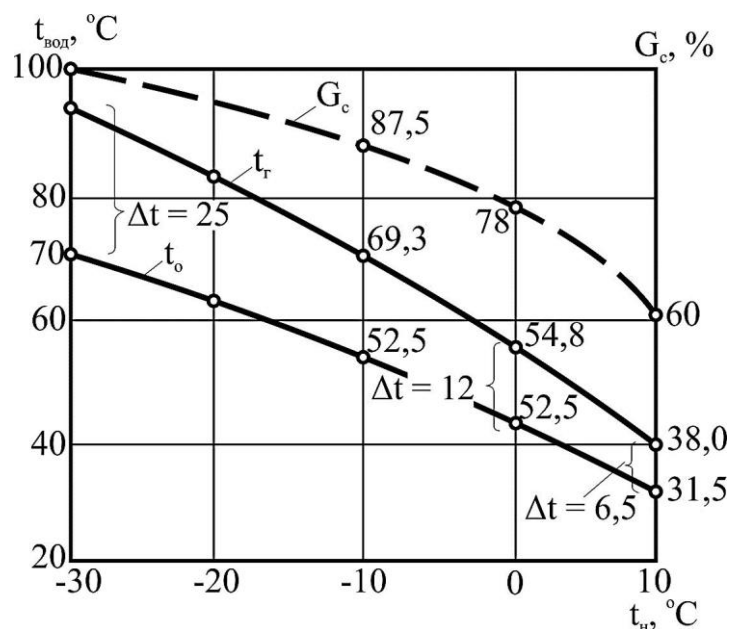


Рисунок 4.8. График изменения температуры и расхода воды в вертикальной однетрубной системе отопления в течение отопительного сезона:

расчетные значения $t_z = 95\text{ }^\circ\text{C}$ и $t_o = 70\text{ }^\circ\text{C}$ соответствуют $t_{n,p} = -30\text{ }^\circ\text{C}$

В большинстве случаев автоматического количественного регулирования не предусматривают и роль естественного регулятора расхода воды предоставляют выполнять естественному циркуляционному давлению. Его значения уменьшаются по мере уменьшения разности температуры горячей и охлажденной воды (на рис. 5.8, например, от $25\text{ }^\circ\text{C}$ при $t_n = -30\text{ }^\circ\text{C}$ до $6,5\text{ }^\circ\text{C}$ при $t_n = 10\text{ }^\circ\text{C}$). При этом сокращается расход воды во всех отопительных приборах каждого стояка. Этим объясняется, что при определении расчетного циркуляционного давления в вертикальных однетрубных и бифилярных насосных системах отопления к насосному давлению прибавляется максимальное значение естественного циркуляционного давления ($B = 1$).

Меньшая тепловая устойчивость присуща горизонтальным однетрубным и бифилярным и, особенно, вертикальным двухтрубным системам отопления. В циркуляционных кольцах этих систем в результате изменения различного по величине естественного циркуляционного давления заметно нарушается расчетный гидравлический режим отопительных приборов. Вода, подаваемая циркуляционным насосом в стояки, перераспределяется между ветвями и

приборами. В холодный период отопительного сезона ($t_n < t_{cp.o.c}$) значительно увеличивается расход воды в верхней части систем при сокращении расхода в нижней части. В теплый период ($t_n > t_{cp.o.c}$) возрастает расход воды в нижней части за счет верхней. Таким образом, в этих системах неизбежно возникает вертикальное гидравлическое и, как следствие, тепловое разрегулирование – нарушение тепловой устойчивости.

Выбор расчетного циркуляционного давления по формуле (4.22) создает условия для длительного действия отопительных приборов горизонтальных однетрубных и бифилярных, вертикальных двухтрубных насосных систем в расчетном гидравлическом режиме с сохранением тепловой устойчивости. Такой подход к выбору Δp_p способствует также уменьшению величины вертикального теплового разрегулирования при низкой и высокой температуре наружного воздуха и сокращению продолжительности этих периодов в процессе эксплуатации систем отопления.

4.3. Основные положения гидравлического расчета системы водяного отопления

Гидравлическое сопротивление системы, как установлено ранее, должно соответствовать действующей разности давления, а в расчетных условиях циркуляции воды – расчетному циркуляционному давлению.

Гидравлический расчет выполняют по пространственной **схеме системы отопления**, вычерчиваемой обычно в аксонометрической проекции. На схеме системы выявляют циркуляционные кольца, делят их на участки и наносят тепловые нагрузки. В циркуляционное кольцо могут быть включены один (двухтрубная система) или несколько (однетрубная система) отопительных приборов, теплогенератор или теплообменник, а также побудитель циркуляции теплоносителя в насосной системе отопления.

Участком называют трубу или трубы с одним и тем же расходом теплоносителя. Последовательно соединенные участки, образующие замкнутый

контур циркуляции воды через теплогенератор (теплообменник), составляют **циркуляционное кольцо** системы.

Тепловая нагрузка прибора (точнее прибора с прилегающим этажестояком) принимается равной расчетным теплотерям помещений $Q_{\text{п}}$ (за вычетом теплопоступлений, если они имеются).

Тепловая нагрузка участка $Q_{\text{уч}}$ составляется из тепловых нагрузок приборов, обслуживаемых протекающей по участку водой:

$$Q_{\text{уч}} = \Sigma Q_{\text{п}}. \quad (4.23)$$

Для участка подающего теплопровода тепловая нагрузка выражает запас теплоты в протекающей горячей воде, предназначенной для последующей (на дальнейшем пути воды) теплопередачи в помещения. Для участка обратного теплопровода – потери теплоты протекающей охлажденной водой при теплопередаче в помещения (на предшествующем пути воды). Тепловая нагрузка участка предназначена для определения расхода воды на участке в процессе гидравлического расчета.

Расход воды на участке $G_{\text{уч}}$ при расчетной разности температуры воды в системе $t_{\text{г}} - t_{\text{о}}$ с учетом дополнительной теплоподачи в помещения:

$$G_{\text{уч}} = Q_{\text{уч}} \beta_1 \beta_2 / (c(t_{\text{г}} - t_{\text{о}})), \quad (4.24)$$

где $Q_{\text{уч}}$ – тепловая нагрузка участка, найденная по формуле (4.23); β_1, β_2 – поправочные коэффициенты, учитывающие дополнительную теплоподачу в помещения (см. ранее); c – удельная массовая теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг·°C).

Для получения расхода воды на участке в кг/ч тепловую нагрузку в Вт следует выразить в кДж/ч, т. е. умножить на (3600/1000)=3,6.

Тепловая нагрузка системы отопления в целом равна сумме тепловых нагрузок всех отопительных приборов (теплопотерь помещений). По общей теплопотребности для отопления здания определяют **расход воды в системе отопления**:

$$G_c = Q_c / (c(t_r - t_o)) = \Sigma Q_{п} \beta_1 \beta_2 / (c(t_r - t_o)). \quad (4.25)$$

Гидравлический расчет связан с тепловым расчетом отопительных приборов и труб. Требуется многократное повторение расчетов для выявления действительных расхода и температуры воды, необходимой площади приборов. Для этого используют ЭВМ. При расчете вручную сначала выполняют гидравлический расчет системы, принимая средние значения коэффициента местного сопротивления (КМС) приборов, затем – тепловой расчет труб и приборов.

Если в системе применяют конвекторы, в конструкцию которых входят трубы D_{y15} и D_{y20} , то для более точного расчета предварительно определяют длину этих труб, а после гидравлического расчета с учетом потерь давления в трубах приборов, уточнив расход и температуру воды, вносят поправки в размеры приборов.

При гидравлическом расчете потери давления на каждом участке $\Delta p_{уч}$, Па, циркуляционных колец системы отопления определяют по формуле Дарси-Вейсбаха, известной из курса гидравлики:

$$\Delta p_{уч} = (\lambda / d_b) l_{уч} (\rho w^2 / 2) + \Sigma \zeta_{уч} (\rho w^2 / 2), \quad (4.26)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, определяющий в долях гидродинамического давления ($\rho w^2 / 2$, Па) линейную потери гидростатического давления на длине трубы, равной ее внутреннему диаметру d_b , м; l – длина участка, м; $\Sigma \zeta_{уч}$ – сумма КМС на участке, выражающая местные потери гидростатического давления в долях гидродинамического давления (значения

КМС приведены в справочной литературе); ρ и w – соответственно средняя плотность, кг/м^3 , и скорость движения, м/с , воды на участке.

По формуле (5.26) находят падение гидростатического давления в потоке воды вследствие **линейной потери** (первое слагаемое) при трении о стенки трубы и **местных сопротивлений** (второе слагаемое) из-за деформации потока в фасонных частях, арматуре и приборах.

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от режима движения жидкости (ламинарного или турбулентного) в трубах и приборах систем отопления.

При **ламинарном** движении воды коэффициент гидравлического трения по формуле Пуазейля с поправкой на шероховатость труб (действительная в диапазоне изменения числа Рейнольдса от 300 до 7000):

$$\lambda = (64 / \text{Re})(1 + 4(d_{\text{в}} / k_{\text{э}})^{0,8}), \quad (4.27)$$

где Re – число Рейнольдса ($\text{Re} = wd_{\text{в}}/\nu$); $k_{\text{э}}$ – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности труб (в системах водяного отопления принимают $k_{\text{э}}=0,2$ мм).

При **турбулентном** движении воды в трубах (во всей области турбулентного режима от гидравлически гладких до вполне шероховатых труб) наиболее часто (с учетом зарубежной практики) используют формулу Колбрука (в отечественной практике применяют также формулу А. Д. Альтшуля):

$$1 / (\lambda^{0,5}) = - 2 \lg(2,51 / (\text{Re} \lambda^{0,5}) + k_{\text{э}} / (3,7d_{\text{в}})). \quad (4.28)$$

Турбулентное движение воды наблюдается в современных насосных системах (особенно однетрубных) многоэтажных зданий.

Ламинарное движение встречается в чугунных отопительных приборах и в трубах систем с естественной циркуляцией воды малоэтажных зданий.

Коэффициент гидравлического трения дополнительно возрастает при малой скорости движения в связи со значительным охлаждением воды в трубах.

Коэффициент местного сопротивления (КМС) ζ зависит в основном от геометрической формы препятствий движению (арматура, приборы, воздухоборники, грязевики, коллекторы и т. п.), изменения направления движения и расхода воды (в тройниках, крестовинах, отводах, скобах, утках, калачах и других фасонных частях).

Значения КМС, как правило, определяют опытным путем, и при гидравлических расчетах насосных систем отопления усредняют (хотя известно, что ζ увеличивается под влиянием вязкости при малой скорости движения вода). Для тройников и крестовин находят по отдельности значения КМС для прямых проходов и ответвлений, отнесенные к гидродинамическому давлению в потоках до их слияния или после деления в этих фасонных частях, т.е. к участкам с меньшим расходом воды. Например, КМС равностороннего тройника при делении потока воды пополам составляют на проходе 2,2, на ответвлении 5,4. При слиянии равных потоков – соответственно 2,2 и 2,0. Число 2,0 означает, что потеря гидростатического давления при слиянии бокового потока с прямым равна двум единицам гидродинамического давления, причем последнее подсчитано по значению скорости движения воды в боковом ответвлении.

4.4. Способы гидравлического расчета системы водяного отопления

Гидравлический расчет системы водяного отопления выполняют различными способами. Рассмотрим наиболее распространенные из них.

Первый способ гидравлического расчета – **по удельной линейной потере давления**, когда подбирают диаметр труб при равных (или, как иногда говорят, постоянных) перепадах температуры воды во всех стояках и ветвях $\Delta t_{ст}$, соответствующих расчетному перепаду температуры воды во всей системе Δt_c :

$$\Delta t_{\text{ст}} = \Delta t_c, \quad (4.29)$$

причем $\Delta t_c = t_r - t_o$.

Предварительно вычисляют расход воды на каждом участке по формуле (5.24). Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют отдельно по преобразованной формуле (4.26):

$$\Delta p_{\text{уч}} = (\lambda / d_b)(\rho w^2 / 2)l_{\text{уч}} + \Sigma \zeta_{\text{уч}}(\rho w^2 / 2) = Rl_{\text{уч}} + Z, \quad (4.30)$$

где $R = (\lambda / d_b)(\rho w^2 / 2)$ – удельная потеря давления на трение на длине 1 м, Па/м; $Z = \Sigma \zeta_{\text{уч}}(\rho w^2 / 2)$ – потери давления на местные сопротивления, Па.

Потери давления в циркуляционном кольце системы:
при последовательном соединении N участков:

$$\Delta p_{\text{общ}} = \Sigma(Rl_{\text{уч}} + Z)_i, \quad (4.31)$$

т.е. равны сумме потерь давления на участках, составляющих кольцо;

при параллельном соединении двух участков, стояков или ветвей:

$$\Delta p_i = \Delta p_j, \quad (4.32)$$

т.е. потери давления на параллельно соединенных участках, стояках или ветвях равны.

Второй способ гидравлического расчета – **по характеристикам сопротивления и проводимостям**, когда устанавливают распределение потоков воды в циркуляционных кольцах системы и получают неравные (употребляют также термины: переменные, скользящие) перепады температуры воды в стояках и ветвях:

$$\Delta t_{\text{ст}} \geq \Delta t_c. \quad (4.33)$$

При этом допускают отклонение $\Delta t_{\text{ст}}$ на ± 7 °С (при $t_{\text{г}}$ до 115 °С) и ограничивают минимальную температуру воды, уходящей из стояков и ветвей в расчетных условиях, 60 °С. Предварительно выбирают диаметр труб на каждом участке с учетом допустимой скорости движения воды и конструктивных соображений.

Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют совместно по преобразованной формуле (4.26):

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{уч}} &= ((\lambda / d_{\text{в}})l_{\text{уч}} + \Sigma \zeta_{\text{уч}})(\rho w_{\text{уч}}^2 / 2) = \\ &= (A_{\text{уч}}((\lambda / d_{\text{в}})l_{\text{уч}} + \Sigma \zeta_{\text{уч}}))G_{\text{уч}}^2 = S_{\text{уч}}G_{\text{уч}}^2, \end{aligned} \quad (4.34)$$

где $w_{\text{уч}} = 4G_{\text{уч}} / (3600\pi d_{\text{в}}^2)$ – скорость движения воды, м/с; $G_{\text{уч}}$ – расход воды на рассчитываемом участке, кг/ч; $A_{\text{уч}}$ – удельное гидродинамическое давление на участке, Па/(кг/ч)², возникающее при расходе воды 1 кг/ч, которое вычисляется по формуле (после подстановки значения числа π и преобразования):

$$A_{\text{уч}} = 6,25 / (10^8 \rho d_{\text{в}}^4); \quad (4.35)$$

$S_{\text{уч}}$ – **характеристика гидравлического сопротивления** участка, Па/(кг/ч)², выражающая потери давления на участке при единичном расходе воды (1 кг/ч), которая определяется по формуле (см. формулу (4.34)):

$$S_{\text{уч}} = A_{\text{уч}}((\lambda / d_{\text{в}})l_{\text{уч}} + \Sigma \zeta_{\text{уч}}). \quad (4.36)$$

Потери давления на участке могут быть найдены помимо формулы (4.34), т.е. по зависимости $\Delta p_{\text{уч}} = S_{\text{уч}}G_{\text{уч}}^2$, еще и исходя из проводимости участка:

$$\Delta p_{\text{уч}} = (G_{\text{уч}} / \sigma_{\text{уч}})^2, \quad (4.37)$$

где $\sigma_{\text{уч}}$ – **проводимость** участка, кг/(ч·Па^{0,5}), показывающая расход воды при единичной потере давления на участке (1 Па).

Проводимость связана с характеристикой сопротивления зависимостью:

$$\sigma = 1 / S^{0,5}. \quad (4.38)$$

Характеристика сопротивления может быть получена как для отдельного участка, так и для нескольких участков, соединенных между собой последовательно или параллельно. Общая характеристика гидравлического сопротивления **последовательно соединенных** N участков (при одинаковых расходах теплоносителя на всех участках):

$$S_{\text{общ}} = \Sigma S_i, \quad (4.39)$$

т. е. равна сумме характеристик сопротивления участков.

Общая характеристика гидравлического сопротивления **параллельно соединенных** двух участков (характеристика сопротивления так называемого узла):

$$S_{\text{уз}} = 1 / (\sigma_1 + \sigma_2)^2 = 1 / (1 / S_1^{0,5} + 1 / S_2^{0,5})^2, \quad (4.40)$$

т.е. характеристика сопротивления узла параллельных участков равняется обратной величине квадрата суммы проводимостей участков, его составляющих (при условии равенства естественных циркуляционных давлений, действующих в кольцах, включающих параллельно соединенные участки).

В данном случае проводимости участков - σ_1 и σ_2 . При включении в узел третьего параллельного участка с характеристикой сопротивления S_3 (проводимостью σ_3) в формулу (4.40) вводится третье слагаемое в скобки знаменателя – σ_3 (или $1 / S_3^{0,5}$).

Характеристики сопротивления узлов, соединенных последовательно с участками, суммируют с характеристиками сопротивления этих участков по формуле (5.39). Следовательно, характеристика сопротивления однетрубного стояка, состоящего из последовательно соединенных приборных узлов и участков:

$$S_{ст} = \Sigma S_{уч} + \Sigma S_{уз}. \quad (4.41)$$

В сложные узлы могут объединяться параллельно соединенные и стояки и ветви системы для получения S_c – характеристики сопротивления системы. Тогда потери давления в системе Δp_c при известном расходе воды G_c могут быть найдены по формуле, аналогичной формуле (4.34):

$$\Delta p_c = S_c G_c^2. \quad (4.42)$$

Гидравлический расчет по первому способу раскрывает физическую картину распределения сопротивлений в системе, но выполняется с невязками потерь давления в смежных циркуляционных кольцах. Вследствие этого на практике после окончания монтажных работ требуется проводить пусконаладочное регулирование системы во избежание нарушения расчетного распределения воды по отопительным приборам.

Гидравлический расчет по второму способу применяют при повышенной скорости движения воды в системе, когда возможно использование постоянных значений коэффициентов λ и ζ . В результате расчета определяются действительные значения расхода и температуры воды в ветвях, стояках и приборах системы отопления.

Известны также способы гидравлического расчета систем отопления по приведенным длинам и по динамическим давлениям, основанные также на формуле (4.26).

Приведенные длины участков включают дополнительные длины труб, эквивалентные по потерям давления потерям на участках в местных

сопротивлениях ($l_{пр} = l_{уч} + l_{экв}$). Способ приведенных длин применяется при гидравлических расчетах систем парового отопления высокого давления и наружных теплопроводов.

При гидравлическом расчете по динамическим давлениям ($p_{дин} = \rho w^2/2$), наоборот, к КМС участков прибавляют дополнительные КМС, эквивалентные по потерям давления линейным потерям на участках ($\Sigma \zeta_{пр} = \Sigma \zeta_{уч} + \Sigma \zeta_{экв}$). Способ динамических давлений целесообразно применять для расчета систем водяного отопления с короткими участками и многочисленными местными сопротивлениями.

4.5. Гидравлический расчет системы водяного отопления по удельной линейной потере давления

Расчет начинают с основного циркуляционного кольца системы.

Основным считают циркуляционное кольцо, в котором расчетное циркуляционное давление Δp_p , приходящееся на единицу длины кольца Σl , имеет наименьшее значение, т. е.:

$$\Delta p_1 = \Delta p_p / \Sigma l = \min. \quad (4.43)$$

В вертикальной однетрубной системе – это кольцо через наиболее нагруженный стояк из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или также через наиболее нагруженный стояк, но из средних стояков при попутном движении воды в магистральных. В вертикальной двухтрубной системе – это кольцо через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного из удаленных от теплового пункта стояков при тупиковом движении воды или наиболее нагруженного из средних стояков при попутном движении воды в магистральных.

В горизонтальной однетрубной системе многоэтажного здания основное циркуляционное кольцо выбирают по меньшему значению Δp_1 (см. выражение

(4.43)) в двух циркуляционных кольцах через ветви на верхнем и нижнем этажах. Так же поступают при расчете системы с естественной циркуляцией воды, сравнивая значения Δp_1 в циркуляционных кольцах через отопительные приборы, находящиеся на различных расстояниях от теплового пункта.

При выборе диаметра труб в циркуляционном кольце исходят из принятого расхода воды и среднего ориентировочного значения удельной линейной потери давления R_{cp} , Па/м, определяемого по формуле (считая потери давления на трение равными 65 % Δp_p):

$$R_{cp} = 0,65\Delta p_p / \Sigma l, \quad (4.44)$$

где Σl – общая длина последовательно соединенных участков, составляющих основное циркуляционное кольцо, м.

Гидравлический расчет проводят на ЭВМ или вручную, используя вспомогательные таблицы, составленные при усредненной плотности воды ρ_{cp} с учетом зависимости коэффициента гидравлического трения от режима движения воды по формулам (4.27) и (4.28). Для примера ниже приведены выборки из этих таблиц (табл. 4.1 и 4.2).

Потери давления в основном циркуляционном кольце, состоящем из N последовательно соединенных участков, рассчитанные рассмотренным выше способом:

$$\Sigma(Rl_{yч} + Z)_i = (0,9...0,95)\Delta p_p, \quad (4.45)$$

т. е. они должны быть меньше расчетного циркуляционного давления Δp_p на 5...10 % (запас, учитывающий дополнительные потери давления вследствие отступления от проекта при монтаже системы).

Таблица 4.1

Удельные линейные потери давления R , Па/м $(t_r = 95 \dots 105 \text{ }^\circ\text{C}, t_o = 70 \text{ }^\circ\text{C}, k_3 = 0,2 \text{ мм})$

Потери давления R , Па/м	Расход G , кг/ч (над чертой), и скорость движения воды w , м/с (под чертой), в стальных легких водогазопроводных трубах диаметром условного прохода, мм						
	10	15	20	25	32	40	50
140	<u>128</u> 0,273	<u>236</u> 0,321	<u>519</u> 0,393	<u>1007</u> 0,466	<u>2099</u> 0,561	<u>3009</u> 0,611	<u>5878</u> 0,726
150	<u>132</u> 0,283	<u>245</u> 0,332	<u>538</u> 0,407	<u>1044</u> 0,483	<u>2175</u> 0,581	<u>3118</u> 0,636	<u>6090</u> 0,752

Таблица 4.2

Потери давления в местных сопротивлениях Z , Па

Скорость движения воды w , м/с	Сумма коэффициентов местных сопротивлений						
	1	2	3	4	5	6	7
0,320	50,0	100	150	200	250	300	350
0,325	51,6	103	155	206	258	310	361
0,330	53,2	106	159	213	266	319	373

На рис. 4.9 двойными линиями показаны участки основных циркуляционных колец систем отопления с тупиковым (рис. 4.9, а) и попутным (рис. 4.9, б) движением воды в магистралях. Цифрами 1-7 отмечены точки присоединения соответствующих стояков к подающей магистрали, цифрами 1' - 7' – к обратной магистрали.

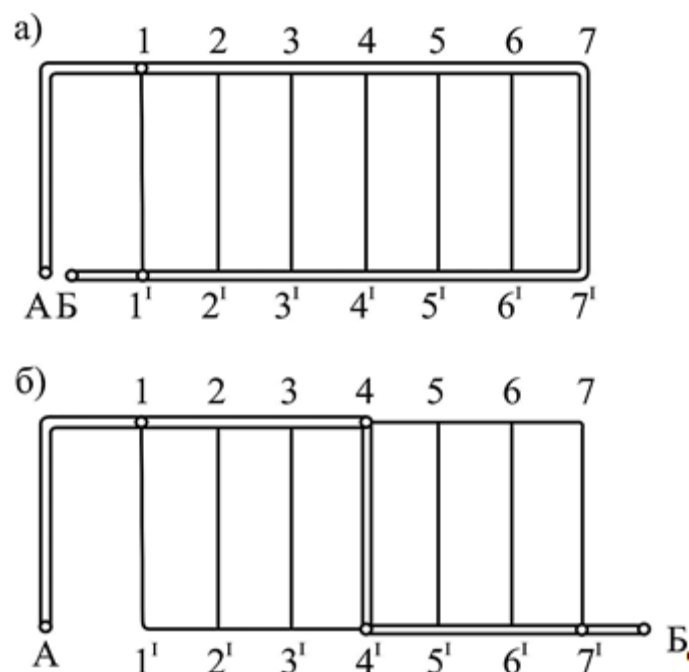


Рисунок 4.9. Расчетные схемы циркуляционных колец вертикальных систем отопления:
 а) с тупиковым движением воды в магистралях; б) с попутным движением воды в магистралях

Гидравлический расчет основного циркуляционного кольца системы с **тупиковым движением воды** дает возможность установить изменение давления по всей длине подающих и обратных магистралей. После расчета строят эпюру циркуляционного давления в магистралях. По горизонтали наносят длину участков магистралей и отмечают номера стояков. По вертикали откладывают потери давления на участках магистралей и в стояке (стояк 7 на рис. 4.9), входящем в основное циркуляционное кольцо (рис. 4.10). Падение циркуляционного давления по длине каждого участка магистралей считают равномерным (изображено на рисунке наклонными сплошными линиями). Общие потери давления на всех участках стояка 7 выражены вертикальным отрезком 7-7'.

Таким образом, гидравлический расчет второстепенных циркуляционных колец в системе с тупиковым движением воды в магистралях сводится к расчету промежуточных стояков с получением равенства:

$$\Sigma(Rl + Z)_{\text{ст}} = \Delta p_{\text{р.ст}}, \quad (4.46)$$

где $\Delta p_{\text{р.ст}}$ – располагаемое циркуляционное давление, полученное в результате расчета основного циркуляционного кольца.

Следовательно, располагаемое циркуляционное давление $\Delta p_{\text{р.ст}}$ должно быть равно потерям давления (уже известным) на участках основного кольца, замыкающих рассматриваемый стояк. Таким образом, для двухтрубной системы:

$$\Delta p_{\text{р.ст}} = \Sigma(Rl + Z)_{\text{осн}}; \quad (4.47)$$

для однострунной системы:

$$\Delta p_{\text{р.ст}} = \Sigma(Rl + Z)_{\text{осн}} + (\Delta p_{\text{е.вт}} - \Delta p_{\text{е.осн}}), \quad (4.48)$$

т. е. с поправкой на разность естественного циркуляционного давления во второстепенном $\Delta p_{\text{е.вт}}$ и основном $\Delta p_{\text{е.осн}}$ кольцах.

Например, для стояка 1 (см. рис. 4.9, а) по формуле:

$$\Delta p_{\text{р.ст.1}} = \Sigma(Rl + Z)_{1-7'-1'}.$$

В системах с тупиковым движением воды затруднительно при ограниченном сортаменте труб достигнуть выполнения равенства по формуле (4.46). Поэтому при определении потерь давления в промежуточных стояках допускают невязку до 15 % с располагаемым циркуляционным давлением.

На рисунке 5.10 показано, что потери давления в циркуляционных кольцах различной длины не одинаковы. Наибольшие потери давления имеют место в основном циркуляционном кольце через дальний от теплового пункта (и наиболее нагруженный) стояк 7, наименьшие – во второстепенном кольце через

ближний стояк 1. Избыток циркуляционного давления – невязка (изображенный на рисунке ординатой $l'-1''$), вызовет, если он превышает $0,15\Delta p_{p,ст.1}$ недопустимое перераспределение количества воды, протекающей в магистралях и стояках. В результате возникнет горизонтальное разрегулирование системы с отклонением от расчетных расхода и температуры воды, а также теплопередачи приборов.

Во избежание разрегулирования системы потери давления (гидравлическое сопротивление) во всех циркуляционных кольцах можно привести в соответствие с расчетным циркуляционным давлением путем поглощения избытка давления дросселирующими диафрагмами на стояках. Ее диаметр d_d , мм, определяется по формуле:

$$d_d = 3,5(G_{ст}^2 / \Delta p_d)^{0,25}, \quad (4.49)$$

где $G_{ст}$ – расчетный расход воды в стояке, кг/ч; Δp_d – избыток давления, который необходимо поглотить диафрагмой, Па (например, для стояка 1 на рис. 4.9 согласно рис. 4.10 $\Delta p_d = \Delta p_{l'-1''}$).

Применение диафрагмы должно быть крайней мерой для увязки стояков системы отопления, так как в месте ее установки (обычно у отключающего крана на входе воды в стояк) возможен засор системы. В связи с этим диаметр диафрагмы должен быть не менее 3 мм.

В соответствии с современными технологиями для целей гидравлической увязки применяют специальные балансировочные клапаны. Установленные на стояках, они автоматически обеспечивают требуемое давление и, соответственно, расчетный расход воды в них.

Возможен и другой, более рациональный путь: используя второй способ гидравлического расчета, вычисляют действительные расход и температуру обратной воды в каждом стояке и вносят исправления в расчетную площадь отопительных приборов. Для этого по располагаемому циркуляционному

давлению $\Delta p_{p.ст}$ определяют перепад температуры воды в стояках $\Delta t_{ст}$ по формуле:

$$\Delta t_{ст} = Q_{ст} \beta_1 \beta_2 / (\sigma_{ст} \Delta p_{p.ст}^{0,5}), \quad (4.50)$$

где $\sigma_{ст}$ – проводимость стояка, кг/(ч·Па^{0,5}).

При гидравлическом расчете системы отопления **с попутным движением воды** в магистралях эпюру циркуляционного давления строят после расчета не только основного, но и еще двух второстепенных циркуляционных колец – через ближний и дальний (от теплового пункта) стояки. Гидравлический расчет второстепенных колец, как уже известно, сводится к расчету только дополнительных (не общих) участков, не входящих в основное кольцо. При этом увязываются потери давления в параллельно соединенных участках второстепенного и основного колец по формулам (4.46)-(4.48). Например, для расчета дополнительных участков, относящихся к второстепенному циркуляционному кольцу через стояк 1 (см. рис. 4.9, б), по формуле (4.47):

$$\Delta p_{p.ст.1} = \Sigma(Rl + Z)_{1-4-4'},$$

а через стояк 7:

$$\Delta p_{p.ст.7} = \Sigma(Rl + Z)_{4-4'-7'}.$$

В системах с попутным движением воды сравнительно легко при одинаковой длине циркуляционных колец (это их отличительный признак) добиться выполнения равенства по формуле (4.46). Поэтому невязка при расчете допустима не более $\pm 5\%$.

На рис. 4.11 показана эпюра циркуляционного давления в системе отопления, построенная после гидравлического расчета трех циркуляционных колец через средней, ближний и дальний стояки (на рисунке показаны невязки расчета 4'-4'' и 4-4'''). Незначительные потери давления в стояках (на рисунке это вертикальные отрезки 1-1', 2-2' и т. д.), характерны для двухтрубной системы.

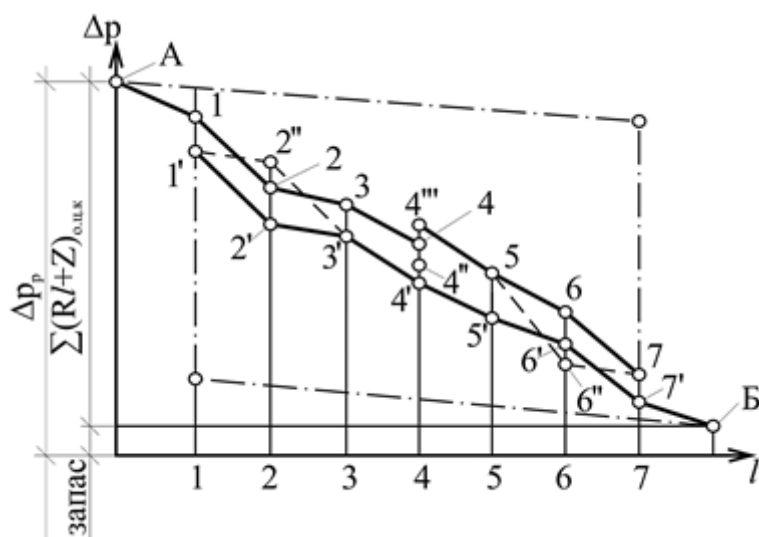


Рисунок 4.11. Этюра циркуляционного давления в системе отопления с попутным движением воды в магистралях:

1—7 — точки подключения стояков к магистралям

Давление в подающей магистрали должно быть больше, чем в обратной. Обратное соотношение давления в магистралях вызовет циркуляцию охлажденной воды через отопительные приборы (“обратную” циркуляцию или “опрокидывание” циркуляции). Это недопустимое явление станет возможным в стояке 2, если давление в точке 2’ обратной магистрали в результате ошибочного выбора диаметра двух участков магистрали, прилегающих к точке 2’, повысится до давления 2’’ или в стояке 6, если давление в точке 6 подающей магистрали понизится до давления 6’’. На рисунке пунктиром показано изменение давления в участках магистралей, вызывающее “обратную” циркуляцию воды через отопительные приборы стояков 2 и 6. Опасность “опрокидывания” циркуляции воды в стояках систем с попутным движением ее в магистралях подчеркивает необходимость выполнения гидравлического расчета таких систем с невязкой не более $\pm 5\%$.

Гидравлический расчет промежуточных стояков (стояки 2, 3, 5, 6 на рис. 4.9, б), входящих во второстепенные циркуляционные кольца, подобен расчету аналогичных стояков в системе с тупиковым движением воды (см. формулу (4.46)).

Для надежного сохранения расчетной пропорциональности распределения воды между стояками в течение отопительного сезона, т.е. для обеспечения горизонтальной устойчивости системы, потери давления в стояках (или ветвях) должны преобладать: их необходимо принимать не менее 70 % общей потери давления в рассчитываемом кольце. Эпюры циркуляционного давления, при относительно низком сопротивлении магистралей и высоком сопротивлении стояков схематично показаны штрихпунктирными линиями на рис. 4.10 и 4.11. Подобный вид сравнительно легко можно придать эпюре вертикальной однотрубной системы отопления многоэтажного здания, уменьшая диаметр стояков. В двухтрубной системе для этого потребуется увеличить гидравлическое сопротивление подводов ко всем отопительным приборам. Это делает путем установки на подводках регулировочных кранов с повышенным гидравлическим сопротивлением. Последнее, кроме того, способствует повышению вертикальной тепловой устойчивости двухтрубных стояков.

После гидравлического расчета основного и второстепенных циркуляционных колец вертикальной системы отопления выполняют дополнительные гидравлические расчеты отдельных стояков и малых циркуляционных колец.

При гидравлическом расчете стояков **вертикальной однотрубной системы** каждый стояк рассматривается как один общий расчетный участок. Если применяются унифицированные приборные узлы, то потери давления в них определяются по суммам КМС, приведенным в справочной литературе. Лишь для нетиповых стояков в отдельных случаях приходится рассчитывать распределение потоков воды в трубных узлах, состоящих из неравных по диаметру и длине параллельных участков. В таких случаях (рис. 4.12) предварительно находятся расходы воды G_1 и G_2 в параллельных участках (или их отношение, если общий расход не известен), используя зависимость расхода воды от проводимости участков:

$$G_1 / G_2 = \sigma_1 / \sigma_2, \quad (4.51)$$

где σ_1 и σ_2 – проводимости гидравлически параллельных участков между точками А и Б (см. рис. 4.12), кг/(ч·Па^{0,5}), определяемые по формуле (4.38).

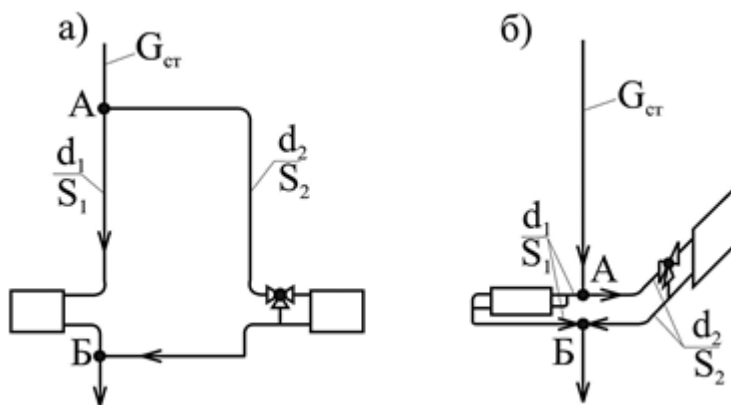


Рисунок 4.12. Схемы гидравлически параллельных участков однотрубного стояка

При гидравлическом расчете однотрубных стояков с замыкающими участками количество воды, затекающее в отопительные приборы, рассчитывается отдельно по формуле (4.51) или принимается по значению коэффициента затекания воды, указанному в справочной литературе.

Отношение расходов воды в приборе $G_{пр}$ и в стояке $G_{ст}$ называют **коэффициентом затекания воды** в прибор:

$$\alpha = G_{пр} / G_{ст}. \quad (4.52)$$

Следует стремиться к повышению коэффициента затекания воды: чем больше α , тем выше будет средняя температура воды в приборе и меньше его площадь.

Значение коэффициента затекания воды зависит, прежде всего, от направления движения и расхода воды в стояках: при движении воды сверху вниз α возрастает по мере сокращения ее расхода, при движении воды снизу вверх – уменьшается (рис. 4.13). Поэтому в последнем случае устанавливают

некоторый минимальный расход воды в стояке, при котором еще целесообразно применение замыкающих участков у приборов ($G_{\text{мин}}$ на рис. 4.13). Например, если диаметр труб стояка, замыкающих участков и подводок равен 15 мм, то при расходе воды менее 200 кг/ч следует переходить к однетрубному стояку проточному или с трехходовыми кранами и обходными участками.

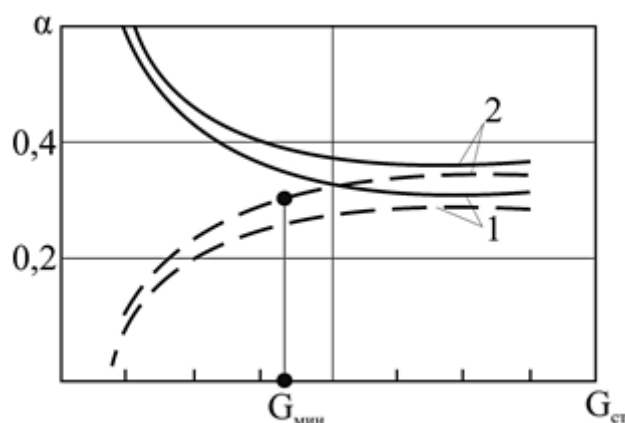


Рисунок 4.13. Изменение коэффициента затекания воды в отопительные приборы однетрубных стояков:

1 — с осевыми замыкающими участками; 2 — со смещенными замыкающими участками; сплошная линия — движение воды в стояках сверху вниз; пунктирная линия — то же снизу вверх

Значения коэффициента затекания воды повышаются в следующих случаях: при смещении замыкающего участка от оси стояка (см. рис. 4.13), увеличении диаметра и сокращении длины подводок к прибору, уменьшении диаметра замыкающего участка. Вследствие последнего, например, можно сократить $G_{\text{мин}}$ до 150-170 кг/ч, если замыкающий участок имеет диаметр 15 мм при диаметре труб стояка и подводок 20 мм.

При гидравлическом расчете **подводок к приборам однетрубных стояков с замыкающими участками** располагаемое циркуляционное давление, действующее в малом циркуляционном кольце, определяется по формуле:

$$\Delta p_{\text{р.мал}} = \Sigma(Rl + Z)_{\text{з.у}} \pm \Delta p_{\text{е.мал}}, \quad (4.53)$$

где $\Sigma(Rl + Z)_{з.у}$ - потери давления в замыкающем участке, известные из гидравлического расчета стояка; $\Delta p_{е.мал}$ - естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце, Па; знак плюс соответствует движению воды в стояке сверху вниз, знак минус - снизу вверх.

Если при гидравлическом расчете стояка коэффициент затекания воды α выбран правильно, то потери давления в подводках к приборам должны равняться $\Delta p_{р.мал}$ по формуле (4.50), т. е. будет достигнута увязка действующих давлений. В противном случае находят путем повторных расчетов фактические значения α , необходимые для уточнения площади приборов.