

Часть 2. Источники тепловой энергии системы отопления

2.1. Выбор схемных решений и оборудования индивидуального теплового пункта, определение расчетных параметров для системы отопления

Решения по индивидуальному тепловому пункту (ИТП), проектируемому в соответствии с требованиями СП 41-101-95, зависят от принятой в проекте схемы присоединения системы отопления к тепловой сети и размещения в помещении пункта основного отопительного оборудования. Расчетные параметры воды на вводе в здание (температура и разность давления) принимаются по заданию.

2.1.1. Зависимое присоединение системы отопления к тепловой сети без смешения

В этом случае циркуляция воды в системе отопления осуществляется за счет разности давления на вводе в здание, принимаемой в соответствии с заданием к курсовому проекту. Располагаемое циркуляционное давление (расчетная разность давлений в распределительном и сборном коллекторах) ΔP_p , Па, для гидравлического расчета системы отопления определяют по формуле:

$$\Delta P_p = (P_1 - P_2) - \Delta P_{тп} - \Delta P_{рр}, \quad (2.1)$$

где P_1 , P_2 - давления соответственно в подающей и обратной трубе тепловой сети на вводе в здание, Па;

$\Delta P_{тп}$ - потери давления в пределах ИТП (в трубах, арматуре и оборудовании), Па;

$\Delta P_{рр}$ - потери давления в регуляторе расхода (~ 50000 Па).

Примерная схема ИТП представлена на рис.3.1. ИТП оснащается распределительным и сборным коллекторами тепловой сети (соответственно РКТС и СКТС), грязевиками G_r , фильтрами Φ , необходимой запорно-регулирующей арматурой, контрольно-измерительными приборами

(термометры T , манометры P). На коллекторах РКТС и СКТС следует предусмотреть ответвления для других теплопотребителей здания (системы вентиляции (V), кондиционирования воздуха (KB) и горячего водоснабжения ($ГВ$)).

Необходимость установки регулятора расхода (PP) и его расчетная настройка ΔP_{pp} определяются по результатам гидравлического расчета системы отопления (CO).

Грязевики подбираются по диаметру подводящих труб. Скорость движения воды в поперечном сечении грязевика не должна превышать $0,05$ м/с.

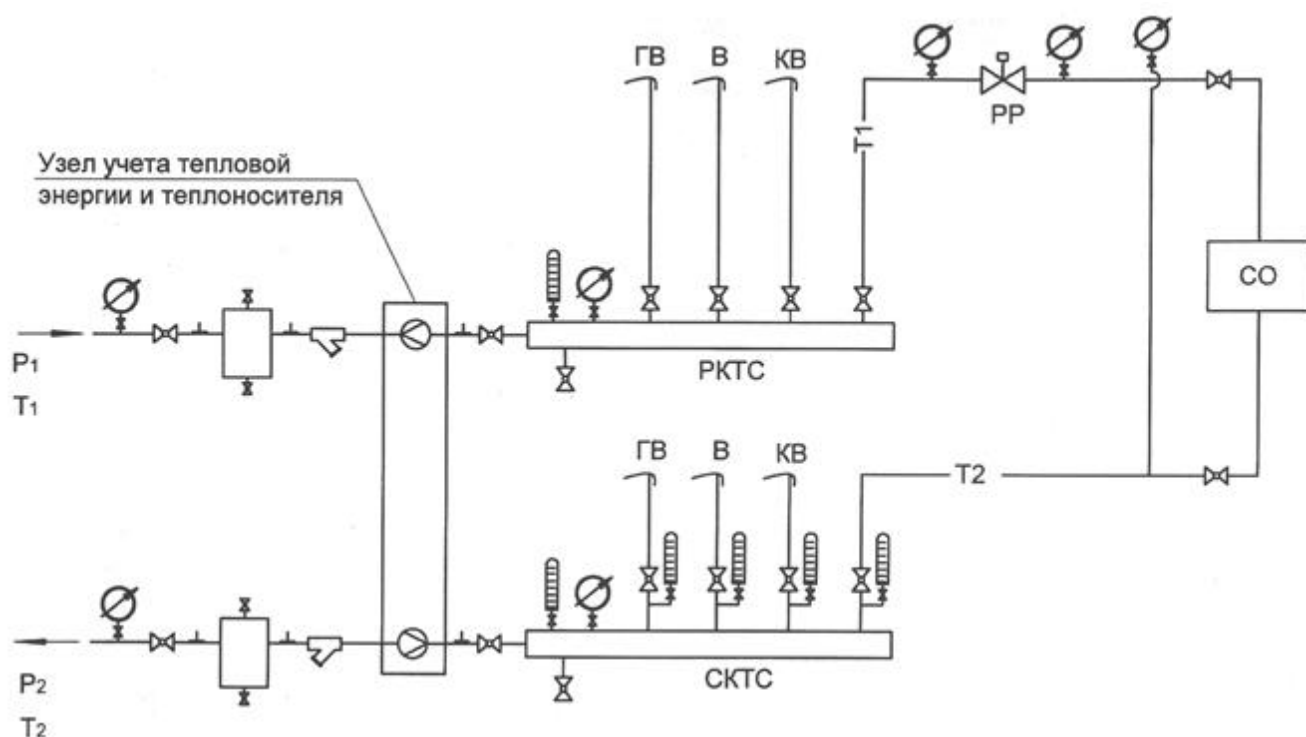


Рис. 2.1. Схема индивидуального теплового пункта при зависимом присоединении системы к тепловой сети без смешения

2.1.2. Зависимое присоединение системы отопления к тепловой сети с использованием смесительного насоса

Примерная схема ИТП представлена на рис. 2.2 Выбор основного оборудования и расчет параметров системы ведется аналогично п. 3.1.1.

Для подбора смесительного насоса (СН) необходимо определить массовый расход воды, поступающей в систему отопления из тепловой сети $G_{\text{ТС}}$, кг/ч:

$$G_{\text{ТС}} = 3,6 Q_{\text{со}} / [c (T_1 - T_2)], \quad (2.2)$$

где T_1 , T_2 - расчетная температура соответственно подающей и обратной воды в тепловой сети на вводе в здание, °С (по заданию к курсовому проекту).

Объемный расход воды в смесительной перемычке схемы $L_{\text{Н}}$, м³/ч, определяется по формуле:

$$L_{\text{Н}} = (G_{\text{со}} - G_{\text{ТС}}) / \rho_0, \quad (2.3)$$

где ρ_0 - плотность воды, кг/м³, соответствующая температуре t_0 .

Требуемое давление смесительного насоса $P_{\text{см}}$, Па, определяется разностью давления в точках присоединения смесительной перемычки «а» и «б» теплового пункта (см. рис. 3.2):

$$\Delta P_{\text{см}} = P_{\text{а}} - P_{\text{б}}, \quad (2.4)$$

где $P_{\text{а}} = P_1 - \Delta P_{\text{тп},1}$, Па; $P_{\text{б}} = P_2 + \Delta P_{\text{тп},2}$, Па;

$\Delta P_{\text{тп},1}$, $\Delta P_{\text{тп},2}$ - потери давления в трубах теплового пункта от точек присоединения системы отопления к тепловой сети (на вводе в здание) до точек присоединения смесительной перемычки к соответственно подающей и обратной магистрали теплового пункта, Па.

Потери давления в регуляторе температуры (РТ) можно принять ~ 50000 Па.

Рекомендации по выбору насоса будут рассмотрены в п. 3.1.4.

Расчетное насосное давление ΔP_n , Па, для гидравлического расчета системы отопления в этом случае равно $\Delta P_{см}$. При этом скорость движения воды в системе отопления не должна быть больше указанной в СП 60.13330. Напор смесительного насоса должен быть больше потерь давления в системе отопления на 0,02 - 0,03 МПа.

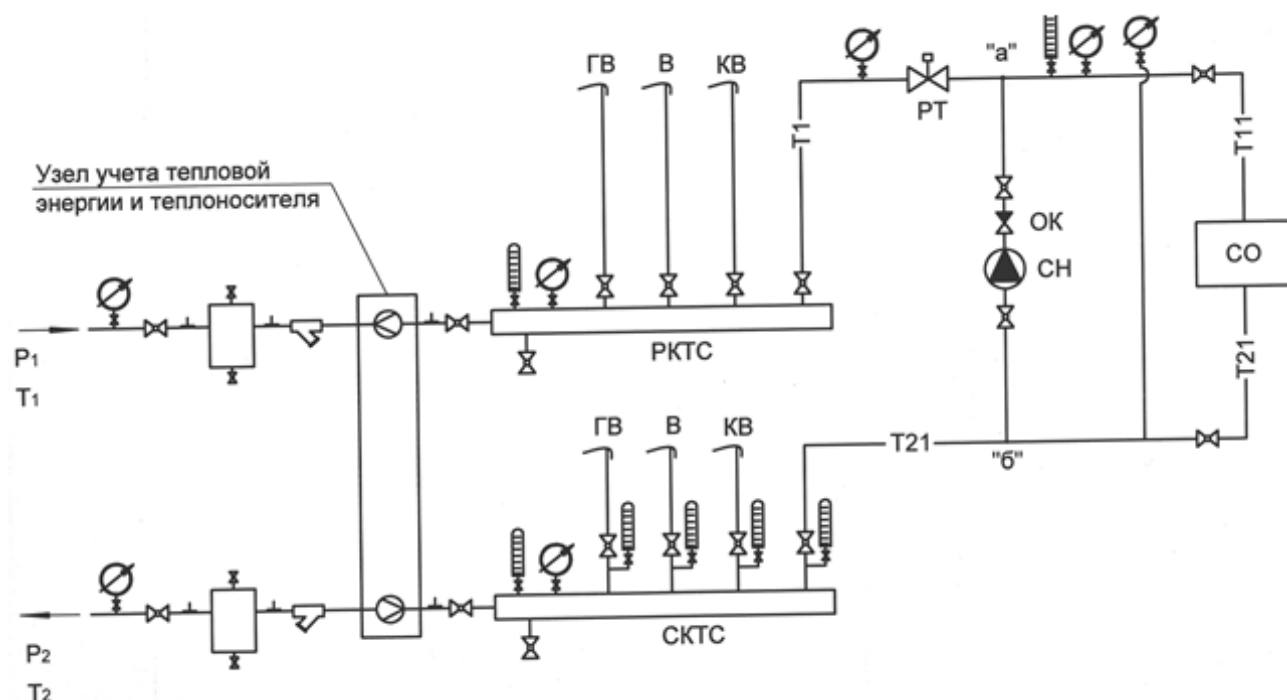


Рис. 2.2. Схема индивидуального теплового пункта при зависимом присоединении системы отопления к тепловой сети со смешением с помощью насоса

2.1.3. Зависимое присоединение системы отопления к тепловой сети со смешением с помощью водоструйного элеватора

Расчетное давление в системе отопления, Па, создаваемое элеватором, определяется по формуле:

$$\Delta P_{эл} = \Delta P_{вв} / [1,4 (1+U)^2], \quad (2.5)$$

где $\Delta P_{вв}$ - разность давлений воды, Па, в распределительном и сборном коллекторах теплосети;

U - коэффициент смешения, определяемый по формуле:

$$U = (T_1 - t_r) / (t_r - t_o) = (G_{co} - G_{tc}) / G_{tc}, \quad (2.6)$$

Тип и номер элеватора выбирают по диаметру горловины (камеры смешения) d_r , мм, (рис. 2.3) в зависимости от расчетного расхода воды G_{co} , т/ч, и расчетных потерь давления ΔP_{co} , кПа, в системе отопления, определяемому по формуле:

$$d_r = 1,55 G_{co}^{0,5} / \Delta P_{co}^{0,25}. \quad (2.7)$$

Диаметр отверстия сопла находят по формуле [4]:

$$d_c = d_r / (1 + U). \quad (2.8)$$

Рекомендуется принимать стандартный элеватор с меньшим диаметром горловины, т.к. завышенный диаметр горловины снижает КПД элеватора.

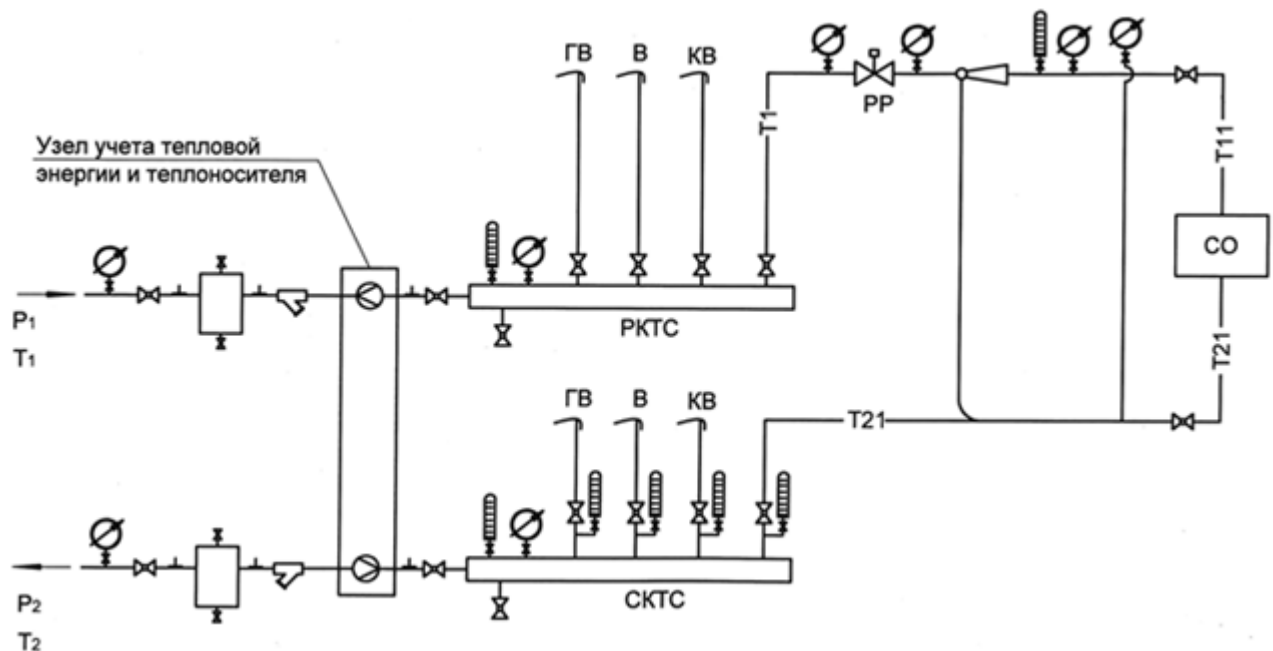


Рис. 2.3. Схема индивидуального теплового пункта при зависимом присоединении системы отопления к тепловой сети со смешением с помощью элеватора

2.1.4. Независимое присоединение системы отопления к тепловой сети

В курсовом и дипломном проектах присоединение систем отопления предусматривается, как правило, по независимой схеме. В помещении ИТП размещают необходимое оборудование: распределительный (РКТС) и сборный (СКТС) коллекторы теплосети, водоводяной подогреватель системы отопления (ВВП), группы насосов циркуляционных (ЦН) и подпиточных (ПН), распределительный (РКСО) и сборный (СКСО) коллекторы системы отопления.

В курсовом проекте рекомендуется устанавливать секционный водоводяной скоростной подогреватель в соответствии с СП 41-101-95 по ГОСТ 27590-2005. Схему движения воды в водоподогревателе выбирают при условии, что греющая вода теплосети пропускается по трубному пучку, а нагреваемая вода системы отопления – по межтрубному пространству. Длины секции водоподогревателя (2 или 4 м) следует выбирать из возможностей его размещения в помещении теплового пункта.

Выбор водоподогревателя делается по ориентировочной площади сечения пучка труб (трубное пространство) $f_{\text{тр}}^{\text{ор}}$, м², и по ориентировочной площади межтрубного пространства, $f_{\text{мтр}}^{\text{ор}}$, м², определяемым по формулам:

$$f_{\text{тр}}^{\text{ор}} = \frac{G_{\text{тс}}}{3600 \rho_{\text{тс}} w_{\text{тр}}^{\text{ор}}}, \quad (2.9)$$

$$f_{\text{мтр}}^{\text{ор}} = \frac{G_{\text{со}}}{3600 \rho_{\text{со}} w_{\text{мтр}}^{\text{ор}}}, \quad (2.10)$$

где $\rho_{\text{тс}}$ – плотность греющего теплоносителя при его средней температуре в теплообменнике, кг/м³; $w_{\text{тр}}^{\text{ор}}$ – ориентировочная скорость греющей воды в латунных трубах, принимаемая равной 1 м/с; $\rho_{\text{со}}$ – плотность нагреваемого теплоносителя при его средней температуре в теплообменнике, кг/м³; $w_{\text{мтр}}^{\text{ор}}$ – ориентировочная скорость нагреваемой воды в межтрубном пространстве, принимаемая равной 1 м/с.

Из каталога по величине $f_{\text{тр}}^{\text{ор}}$ и $f_{\text{мтр}}^{\text{ор}}$ определяются основные конструктивные характеристики выбранного водоподогревателя: наружный $D_{\text{н}}$, мм, и внутренний $D_{\text{в}}$, мм, диаметр корпуса, длина и поверхность нагрева $f_{\text{секц}}$, м^2 , одной секции, число трубок n , шт., площадь сечения трубок $f_{\text{тр}}$, м^2 , и межтрубного пространства $f_{\text{мтр}}$, м^2 , внутренний $d_{\text{в}}$, мм, и наружный $d_{\text{н}}$, мм, диаметр трубок (соответственно 14 и 16 мм), эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{\text{экв}}$, мм.

Далее определяется расчетный коэффициент теплопередачи выбранного водоподогревателя $K_{\text{то}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, по формуле:

$$K_{\text{то}} = \frac{\psi \beta}{\frac{1}{\alpha_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{мтр}}} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}}}, \quad (2.11)$$

где ψ – коэффициент эффективности теплообмена, принимаемый для гладкотрубных водоподогревателей с опорами в виде полок равным 0,95, для гладкотрубных с блоком опорных перегородок равным 1,2, и для профилированных и с блоком опорных перегородок равным 1,65; β – коэффициент, учитывающий накипь и загрязнение на поверхности трубок в зависимости от химического состава воды и принимаемый равным 0,8...0,95; $\alpha_{\text{тр}}$, $\alpha_{\text{мтр}}$ – коэффициенты теплообмена на внутренней и наружной поверхности трубок теплообменника, соответственно, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $\delta_{\text{тр}}$ – толщина латунной трубки, 0,001 м; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопроводности латуни, 105 $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$.

Формула для определения коэффициента теплообмена α , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, имеет общий вид:

$$\alpha = 1,16 \left(1210 + 18 t_{\text{ср}} - 0,038 t_{\text{ср}}^2 \right) \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}, \quad (2.12)$$

где $t_{\text{ср}}$ – средняя температура теплоносителя, $^\circ\text{C}$; w – скорость теплоносителя, м/с; d – диаметр трубок внутренний $d_{\text{в}}$ или эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{\text{экв}}$, м.

Средняя температура теплоносителя, его скорость и диаметры определяются следующим образом:

1. Для трубного пространства (теплообмен от греющей воды к стенке трубки):

$$t_{cp} = \frac{T_1 - T_2}{2}, ^\circ\text{C}; \quad (2.13)$$

$$w = w_{тр} = \frac{G_{тс}}{3600 \rho_{тс} f_{тр}}, \text{ м/с}; \quad (2.14)$$

при $d = d_b$, м.

2. Для межтрубного пространства (теплообмен от стенки трубки к нагреваемой воде):

$$t_{cp} = \frac{t_r - t_o}{2}, ^\circ\text{C}; \quad (2.15)$$

$$w = w_{мтр} = \frac{G_{co}}{3600 \rho_{co} f_{мтр}}, \text{ м/с}; \quad (2.16)$$

$$d = d_{эКВ}, \text{ м}. \quad (2.17)$$

После определения коэффициента теплопередачи определяется средняя разность температуры между греющей и нагреваемой воды в водоподогревателе (температурный напор), $\Delta t_{то}$, $^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{то} = \frac{(T_1 - t_r) - (T_2 - t_o)}{\ln \frac{(T_1 - t_r)}{(T_2 - t_o)}}. \quad (2.18)$$

Затем определяется расчётное количество секций кожухотрубного водоподогревателя $N_{секц}^p$, шт.:

$$N_{секц}^p = \frac{Q_{co}}{K_{то} f_{секц} \Delta t_{то}}. \quad (2.19)$$

Расчётное количество секций теплообменника округляется до целого в большую сторону, и получаем минимально необходимое количество секций выбранного теплообменника $N_{секц}$, шт.

Для оценки запаса реальной мощности принятого теплообменника относительно расчётной мощности системы определяют фактическую мощность водоподогревателя, $Q_{\text{вп}}$, Вт:

$$Q_{\text{вп}} = K_{\text{то}} f_{\text{секц}} \Delta t_{\text{то}} N_{\text{секц}}. \quad (2.20)$$

Требуемый запас величины $Q_{\text{вп}}$ по отношению к величине $Q_{\text{со}}$ должен составлять не менее 10 % и не более 50 %, что является подтверждением правильности выбора типоразмера водоподогревателя. В противном случае необходимо выбрать другой типоразмер и повторить расчет.

Потеря давления в межтрубном пространстве водоподогревателя $\Delta P_{\text{мтр}}$, кПа, составит:

$$\Delta P_{\text{мтр}} = B w_{\text{мтр}}^2 N_{\text{секц}}, \quad (2.21)$$

где B – коэффициент, принимаемый в зависимости от типоразмера и длины принятого водоподогревателя по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Значение коэффициента B

Наружный диаметр корпуса секции $D_{\text{н}}$, мм	Значение коэффициента B при длине секции, м	
	2	4
57	25	30
76	25	30
89	25	30
114	18	25
168	11	25
219	11	24
273	11	20
325	11	20

Потеря давления $\Delta P_{\text{тр}}$, кПа, в гладких трубках водоподогревателей определяется по формулам [1]:

а) при длине секции 4 м:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 7,5 \varphi \left(\frac{G_{\text{тс}}}{3600 f_{\text{тр}} \rho_{\text{тс}}} \right)^2 N_{\text{секц}}; \quad (2.22)$$

б) при длине секции 2 м:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 5\varphi \left(\frac{G_{\text{тс}}}{3600 f_{\text{тр}} \rho_{\text{тс}}} \right)^2 N_{\text{секц}}, \quad (2.23)$$

где φ – коэффициент, учитывающий накипеобразование, принимается по опытным данным, а при их отсутствии равным 2 ... 3.

В тепловых пунктах также часто применяются разборные пластинчатые водоподогреватели. Пластинчатый теплообменник набирается из определенного количества профилированных пластин, профиль которых варьируется у каждой фирмы-производителя. В курсовом проекте, по заданию от руководителя, может подбираться пластинчатый теплообменник по ГОСТ 15518-87 с пластинами типа 0,3р и симметричной компоновкой.

Характеристики пластины типа 0,3р следующие: площадь поперечного сечения канала $f_k = 0,00245 \text{ м}^2$; поверхность нагрева одной пластины $f_{\text{пл}} = 0,3 \text{ м}^2$.

Методика расчёта пластинчатых водоподогревателей основана на определении количества пластин и оптимального соотношения числа ходов для греющей и нагреваемой воды.

В первую очередь следует определить требуемое количество каналов по нагреваемому контуру m_n , шт.:

$$m_n = \frac{G_{\text{от}}}{3600 w_{\text{опт}} f_k \rho_{\text{со}}}, \quad (2.24)$$

где $w_{\text{опт}}$ – оптимальная скорость воды в каналах, принимаемая 0,4 м/с; f_k – живое сечение одного межпластинчатого канала, м^2 .

Поскольку компоновка водоподогревателя симметричная, т.е. $m_{\text{гр}} = m_n$, то общее живое сечение каналов в пакете по ходу греющей и нагреваемой воды, м^2 :

$$f_{\text{гр}} = f_n = m_n f_k. \quad (2.25)$$

Находим фактические скорости греющей и нагреваемой воды, м/с:

$$f_{гр} = f_n = m_n f_k. \quad (2.26)$$

$$w_n = \frac{G_{co}}{3600 \rho_{co} f_n}. \quad (2.27)$$

Коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·°C), от греющей воды к стенке пластины и от пластины к нагреваемому теплоносителю определяется по общей формуле:

$$\alpha = 1,16A(23000 + 283t_{cp} - 0,63t_{cp}^2)w^{0,73}, \quad (2.28)$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластин, и принимается равным 0,368 для пластины типа 0,3р.

Средняя температура теплоносителя и его скорость определяются следующим образом:

1. Для каналов с греющей водой (теплообмен от греющей воды к пластине):

$$t_{cp} = \frac{T_1 - T_2}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (2.29)$$

$$w = w_{гр}, \text{ м/с.} \quad (2.30)$$

2. Для каналов с нагреваемой водой (теплообмен от пластины к нагреваемой воде):

$$t_{cp} = \frac{t_r - t_o}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (2.31)$$

$$w = w_n, \text{ м/с.} \quad (2.32)$$

Далее определяется коэффициент теплопередачи $K_{то}$, Вт/(м²·°C), по формуле:

$$K_{\text{то}} = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{\text{гр}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}}, \quad (2.33)$$

где β – коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, в зависимости от качества воды принимается равным 0,7...0,85; $\delta_{\text{ст}}$ – толщина пластины, 0,001 м; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопроводности нержавеющей стали AISI 316, 16 Вт/(м·°C).

Необходимая поверхность нагрева теплообменника $F_{\text{необх}}$, м², составит:

$$F_{\text{необх}} = \frac{Q_{\text{со}}}{K_{\text{то}} \Delta t_{\text{то}}}, \quad (2.34)$$

где $\Delta t_{\text{то}}$ – температурный напор, определяемый по формуле (3.13), °C.

Расчетное количество ходов в теплообменнике X_p определяется по формуле:

$$X_p = \frac{F_{\text{необх}} + f_{\text{пл}}}{2m f_{\text{пл}}}, \quad (2.35)$$

где $f_{\text{пл}}$ – поверхность нагрева одной пластины, м².

Число ходов округляется до целой величины X .

Расчётное количество пластин, устанавливаемых в теплообменнике $n_{\text{пл}}$, шт., определяется по формуле:

$$n_{\text{пл}} = \frac{F_{\text{необх}}}{f_{\text{пл}}}, \quad (2.36)$$

Потерю давления в водоподогревателе следует определять по формулам:

- для нагреваемой воды:

$$\Delta P_{\text{н}} = \varphi B (33 - 0,08 t_{\text{ср}}) w_{\text{н}}^{1,75} X; \quad (2.37)$$

- для греющей воды:

$$\Delta P_{\text{гр}} = \varphi B (33 - 0,08 t_{\text{ср}}) w_{\text{гр}}^{1,75} X; \quad (2.38)$$

где B – коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается для пластины типа 0,3р равным 4,5.

Пластинчатый теплообменник на чертеже условно обозначается параллелепипедом со следующими габаритами: высота 1400 мм (без учета фундамента), ширина 400 мм. Глубина теплообменника $b_{\text{гл}}$, мм, определяется согласно выбранному количеству пластин:

$$b_{\text{гл}} = (\delta_{\text{ст}} + \delta_{\text{пр}}) n_{\text{пл}} + b_{\text{р}}, \quad (2.39)$$

где $\delta_{\text{пр}}$ – толщина резиновой прокладки, принимаемой равной 3 мм;
 $b_{\text{р}}$ – дополнительная глубина на размещения рамы теплообменника, принимаемой равной 200 мм.

Принципиальная схема ИТП при независимом присоединении системы отопления к тепловой сети представлена на рис. 3.4. В соответствии с ней, а также с учетом размещения основного оборудования и реальных размеров конструируется и вычерчивается в аксонометрической проекции (М 1:20) действительная схема ИТП.

При этом необходимо предусмотреть:

- запорно-регулирующую арматуру на всех ответвлениях и в местах установки основного оборудования;
- точки спуска воды и удаления воздуха, оснащенные необходимой арматурой;
- подключение к схеме труб от расширительного бака РБ;
- узел подпитки системы отопления водой из тепловой сети;
- контрольно-измерительные приборы, включая узел коммерческого учета теплоснабжения.

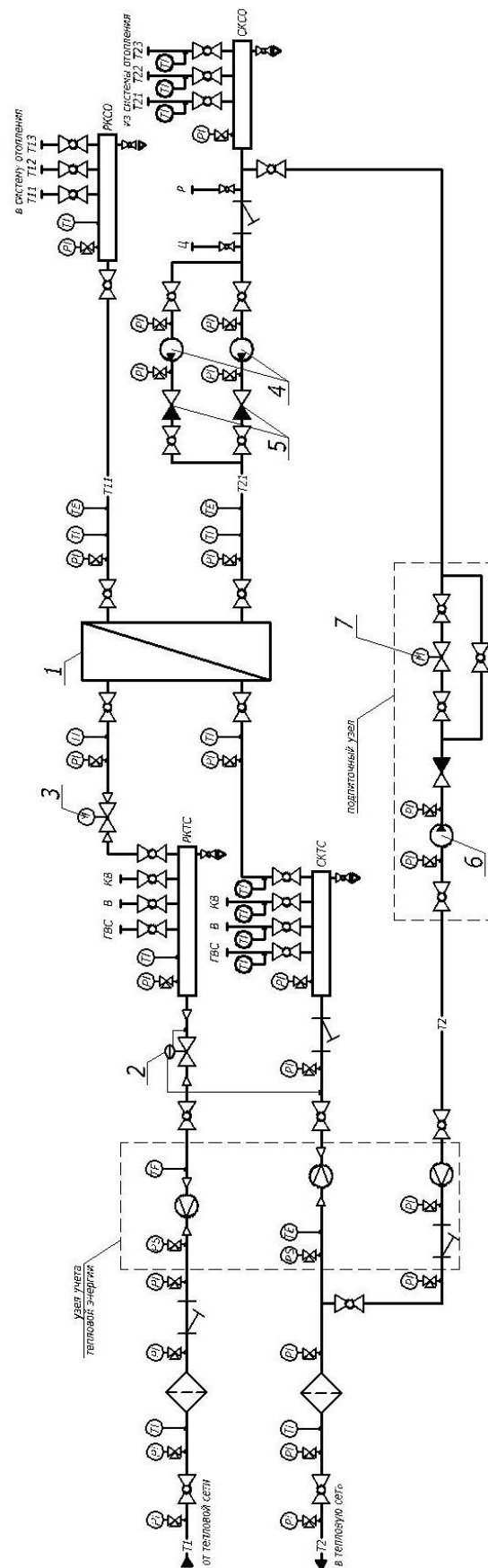


Рис. 2.4. Схема индивидуального теплового пункта при независимом присоединении системы отопления к тепловой сети

Распределительные и сборные коллекторы проектируются с учетом других возможных теплопотребителей здания. Выбор грязевика – см. п. 3.1.1. В насосной группе устанавливается два циркуляционных насоса – основной и резервный. Каждый из них выбирается по расчетному расходу воды в системе отопления. После каждого из насосов устанавливается обратный клапан (ОК) (см. рис. 3.4).

Гидравлический расчет для участков тепловодов в пределах теплового пункта проводят от сборного коллектора СКСО через грязевик, один из насосов, теплообменник до распределительного коллектора РКСО. В точках присоединения труб к коллекторам и водоподогревателям учитывают потери давления при внезапном сужении или расширении потоков воды. Диаметры труб выбираются в зависимости от их общей тепловой нагрузки при скорости движения воды не более 1 – 1,5 м/с.

Для обеспечения циркуляции воды в системе отопления применяются бесшумные насосы, закрепляемые непосредственно на трубах без фундамента. К ним относятся отечественные насосы типа ЦВЦ фирмы ПОМПА (г. Щелково Московской обл.) или импортные, например, фирмы GRUNDFOS, DAB, WILO и др. Выбор марки циркуляционного насоса осуществляется по характеристике насоса. При этом, по величине объемного расхода насоса $L_{\text{цн}}$, м³/ч, соответствующей расчетному массовому расходу воды в системе отопления $G_{\text{со}}$, и температуре теплоносителя t_f и t_o в магистрали, на которой установлен циркуляционный насос (установка импортного насоса допускается на подающей магистрали), определяется его расчетное давление $P_{\text{цн}}$, Па. Марка насоса выбирается из условия обеспечения в его рабочей точке максимально возможного КПД ($\eta_{\text{цн}}$). Определяется установочная мощность электродвигателя насоса N_3 , Вт:

$$N_3 = k L_{\text{цн}} P_{\text{цн}} / (3600 \eta_{\text{цн}}), \quad (2.23)$$

где k – коэффициент запаса мощности, принимаемый 1,1.

Располагаемое давление ΔP_{co} , Па, для последующего гидравлического расчета системы отопления при независимой схеме ее присоединения к тепловой сети определяется по формуле:

$$\Delta P_{co} = P_{цн} - \Delta P_{мтр} - \Delta P_{тп}, \quad (2.40)$$

где $\Delta P_{тп}$ – потери давления в трубах теплового пункта, Па.

Марку циркуляционного насоса необходимо выбрать (по согласованию с руководителем проекта) таким образом, чтобы величина ΔP_{co} в зависимости от мощности и конструкции системы отопления составила 10...20 кПа.

В том случае, когда гидравлический расчет производится методом, при котором диаметр труб системы отопления принимается по допустимой скорости теплоносителя, марку циркуляционного насоса выбирают после определения расчетных потерь давления в системе отопления – ΔP_{co} , Па.

Расчетное давление насоса $P_{цн}$, Па, при этом определяется по формуле:

$$P_{цн} = \Delta P_{co} + \Delta P_{мтр} + \Delta P_{тп} - \Delta P_e, \quad (2.41)$$

где ΔP_e – естественное циркуляционное давление, возникающее в системе отопления, Па.

Подпитка системы отопления осуществляется водой из обратной магистрали тепловой сети. При конструировании узла подпитки следует убедиться, что давление P_2 , Па, обеспечит заполнение системы, т.е. будет выше минимально допустимого значения $P_{мин}$, Па. В противном случае, помимо регулятора подпитки узел оснащается подпиточным насосом. Напор подпиточного насоса $P_{пн}$, Па, определяется по формуле:

$$P_{пн} = P_{мин} - P_2, \quad (2.42)$$

где P_2 – давление в обратной магистрали тепловой сети, Па; $P_{мин}$ – минимальное давление, необходимое для заполнения системы, Па, определяемое по формуле при применении открытого расширительного бака:

$$P_{мин} = 9,81 \rho_o H, \quad (2.43)$$

где ρ_0 – плотность воды в обратной магистрали тепловой сети, кг/м³; H – высота системы отопления от точки подключения подпитки до наивысшей точки системы отопления, м.

Если $P_{\text{пн}} < 0$, то установка подпиточного насоса не предусматривается.

Для определения расхода воды, который должен обеспечивать подпиточный насос $Q_{\text{пн}}$, м³/ч, используется следующая формула:

$$Q_{\text{пн}} = \frac{V_{\text{со}}}{\tau_{\text{зап}}}, \quad (2.44)$$

где $\tau_{\text{зап}}$ – время заполнения системы отопления, ориентировочно принимается 2...3 ч; $V_{\text{со}}$ – объем теплоносителя в системе отопления, м³, определяется по формуле:

$$V_{\text{со}} = (V_{\text{оп}} + V_{\text{кал}} + V_{\text{тр}} + V_{\text{кот}}) Q_{\text{со}} \cdot 10^{-6} \quad (2.45)$$

где $V_{\text{оп}}$, $V_{\text{кал}}$, $V_{\text{тр}}$, $V_{\text{кот}}$ – удельный объем воды соответственно в приборах, калориферах, трубах, котлах (теплообменниках) приходящий на 1 кВт тепловой мощности системы отопления, л/кВт.

В курсовом проекте предусматривается установка открытого расширительного бака. Расчет и выбор закрытого расширительного бака осуществляется по рекомендациям фирмы-производителя.

Для выбора расширительного бака определяется его необходимый полезный объем $V_{\text{пол}}$, л:

$$V_{\text{пол}} = 1000kV_{\text{со}}, \quad (2.46)$$

где k – коэффициент, учитывающий объемное расширение воды, определяемый по таблице 3.2.

Таблица 2.2

Коэффициент объемного расширения воды

Расчетная температура горячей воды, °С	Коэффициент k	Расчетная температура горячей воды, °С	Коэффициент k
85	0,022	115	0,031
95	0,024	130	0,035
105	0,027	135-150	0,042
110	0,029	-	-

Примеры расчетов оборудования теплового пункта

Задача 1. Подобрать основное оборудование теплового пункта. теплообменник индивидуального теплового пункта. Исходные данные:

- расчетные тепловые потери здания $Q_{зд} = 55\,000$ Вт;
- система двухтрубная с нижней разводкой, с прокладкой магистралей по неотапливаемому подвалу;
- температурный график системы отопления 95/65 °С;
- температурный график тепловой сети 130/70 °С;
- давление в точках подключения к тепловой сети $P_1/ P_2 = 0,8/0,2$ МПа
- отопительные приборы – стальные панельные радиаторы.

Предварительно расчетная тепловая мощность системы отопления Q_{co} , Вт, определяется по формуле:

$$Q_{co} = kQ_{зд} \beta_1\beta_2 = 1,03 \cdot 55\,000 \cdot 1,03 \cdot 1,04 = 60\,684 \text{ Вт},$$

где k – поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные тепловые потери, связанные с охлаждением теплоносителя в тепловых сетях и магистральных, проходящих в не отапливаемых помещениях (при прокладке обеих магистралей в техподполье или подвале принимается равным 1,03); β_1 – коэффициент, учитывающий тепловой поток отопительных приборов за счет округления их площади сверх расчетной величины, принимаемый по таблице 3.1; β_2 – коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты отопительными приборами, расположенными у наружных ограждений, принимаемый по таблице 3.2.

Расход воды в системе отопления G_{co} , кг/ч, определяется по формуле:

$$G_{co} = \frac{3,6Q_{co}}{c(t_r - t_o)} = \frac{3,6 \cdot 60684}{4,2(95-65)} = 1734 \text{ кг/ч},$$

где c – удельная теплоемкость воды, принимаемая 4,2 кДж/(кг·°С); t_r – расчётная температура подающего (горячего) теплоносителя в системе отопления, °С; t_o – расчётная температура обратного (охлажденного) теплоносителя в системе отопления, °С.

Расход воды из тепловой сети $G_{\text{тс}}$, кг/ч, определяется по формуле:

$$G_{\text{тс}} = \frac{3,6Q_{\text{тс}}}{c(T_1 - T_2)} = \frac{3,6 \cdot 60684}{4,2(130 - 70)} = 867 \text{ кг/ч},$$

где T_1 – расчётная температура подающего теплоносителя из тепловой сети, °С;

T_2 – расчётная температура обратного теплоносителя в тепловую сеть, °С.

Далее теплообменник выбирается по ориентировочной площади сечения пучка труб (трубное пространство) $f_{\text{тр}}^{\text{ор}}$, м², и по ориентировочной площади межтрубного пространства, $f_{\text{мтр}}^{\text{ор}}$, м², определяемым по формулам:

$$f_{\text{тр}}^{\text{ор}} = \frac{G_{\text{тс}}}{3600 \rho_{\text{тс}} w_{\text{тр}}^{\text{ор}}} = \frac{866}{3600 \cdot 958 \cdot 1} = 0,000251 \text{ м}^2;$$

$$f_{\text{мтр}}^{\text{ор}} = \frac{G_{\text{со}}}{3600 \rho_{\text{со}} w_{\text{мтр}}^{\text{ор}}} = \frac{1733}{3600 \cdot 972 \cdot 1} = 0,000495 \text{ м}^2,$$

где $\rho_{\text{тс}}$ – плотность греющего теплоносителя при его средней температуре в теплообменнике, кг/м³; $w_{\text{тр}}^{\text{ор}}$ – ориентировочная скорость греющей воды в латунных трубах, принимаемая равной 1 м/с; $\rho_{\text{со}}$ – плотность нагреваемого теплоносителя при его средней температуре в теплообменнике, кг/м³; $w_{\text{мтр}}^{\text{ор}}$ – ориентировочная скорость нагреваемой воды в межтрубном пространстве, принимаемая равной 1 м/с.

К установке принимаем теплообменник со следующими характеристиками:

- наружный диаметр корпуса секции $D_{\text{н}} = 57$ мм;
- длина секции теплообменника 4 м;
- поверхность нагрева одной секции $f_{\text{секц}} = 0,75$ м²;
- число трубок $n = 4$ шт.;
- площадь сечения трубок $f_{\text{тр}} = 0,00062$ м²;
- площадь межтрубного пространства $f_{\text{мтр}} = 0,00116$ м²;
- внутренний $d_{\text{в}}$, мм, и наружный $d_{\text{н}}$, мм, диаметр трубок (соответственно 14 и 16 мм);

- эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_{\text{ЭКВ}} = 0,0129$ м.

Определяем коэффициенты теплообмена:

1. Для трубного пространства (теплообмен от греющей воды к стенке трубки):

$$t_{\text{cp}} = \frac{T_1 - T_2}{2} = \frac{130 - 70}{2} = 100 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$w = w_{\text{тр}} = \frac{G_{\text{тс}}}{3600 \rho_{\text{тс}} f_{\text{тр}}} = \frac{866}{3600 \cdot 958 \cdot 0,00062} = 0,41 \text{ м/с};$$

$$d = d_{\text{в}} = 0,014 \text{ м};$$

$$\alpha_{\text{тр}} = 1,16 \left(1210 + 18 t_{\text{cp}} - 0,038 t_{\text{cp}}^2 \right) \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}} =$$
$$= 1,16 \left(1210 + 18 \cdot 100 - 0,038 \cdot 100^2 \right) \frac{0,41^{0,8}}{0,014^{0,2}} = 3511 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

2. Для межтрубного пространства (теплообмен от стенки трубки к нагреваемой воде):

$$t_{\text{cp}} = \frac{t_{\text{г}} - t_{\text{о}}}{2} = \frac{95 - 65}{2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$w = w_{\text{мтр}} = \frac{G_{\text{со}}}{3600 \rho_{\text{со}} f_{\text{мтр}}} = \frac{1733}{3600 \cdot 972 \cdot 0,00116} = 0,42 \text{ м/с};$$

$$d = d_{\text{ЭКВ}} = 0,0129 \text{ м};$$

$$\alpha_{\text{мтр}} = 1,16 \left(1210 + 18 t_{\text{cp}} - 0,038 t_{\text{cp}}^2 \right) \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}} =$$
$$= 1,16 \left(1210 + 18 \cdot 80 - 0,038 \cdot 80^2 \right) \frac{0,42^{0,8}}{0,0129^{0,2}} = 3330 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Далее определяется расчетный коэффициент теплопередачи выбранного водоподогревателя $K_{\text{то}}$, Вт/(м² · °C), по формуле:

$$K_{\text{то}} = \frac{\psi \beta}{\frac{1}{\alpha_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{мтр}}} + \frac{\delta_{\text{тр}}}{\lambda_{\text{тр}}}} = \frac{0,95 \cdot 0,8}{\frac{1}{3511} + \frac{1}{3330} + \frac{0,001}{105}} = 1278 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)},$$

где ψ — коэффициент эффективности теплообмена, принимаемый для гладкотрубных водоподогревателей с опорами в виде полок равным 0,95;

β – коэффициент, учитывающий накипь и загрязнение на поверхности трубок в зависимости от химического состава воды и принимаемый равным 0,8...0,95;
 $\delta_{\text{тр}}$ – толщина латунной трубки, 0,001 м; $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопроводности латуни, 105 Вт/(м·°C).

После определения коэффициента теплопередачи определяется средняя разность температуры между греющей и нагреваемой воды в водоподогревателе (температурный напор), $\Delta t_{\text{то}}$, °C:

$$\Delta t_{\text{то}} = \frac{(T_1 - t_r) - (T_2 - t_o)}{\ln \frac{(T_1 - t_r)}{(T_2 - t_o)}} = \frac{(130 - 95) - (70 - 65)}{\ln \frac{(130 - 95)}{(70 - 65)}} = 15,42 \text{ °C}.$$

Затем определяется расчётное количество секций кожухотрубного водоподогревателя $N_{\text{секц}}^p$, шт.:

$$N_{\text{секц}}^p = \frac{Q_{\text{co}}}{K_{\text{то}} f_{\text{секц}} \Delta t_{\text{то}}} = \frac{60684}{1278 \cdot 0,75 \cdot 15,42} = 4,11 \text{ шт.}$$

Принимаем к установке 5 секций выбранного теплообменника.

Определяем фактическую мощность водоподогревателя, $Q_{\text{вп}}$, Вт:

$$Q_{\text{вп}} = K_{\text{то}} f_{\text{секц}} \Delta t_{\text{то}} N_{\text{секц}} = 1278 \cdot 0,75 \cdot 15,42 \cdot 5 = 73900 \text{ Вт.}$$

Запас величины $Q_{\text{вп}}$ по отношению к величине Q_{co} составляет 18 %, количество секций теплообменника выбрано корректно.

Потеря давления в межтрубном пространстве водоподогревателя $\Delta P_{\text{мтр}}$, кПа, составит:

$$\Delta P_{\text{мтр}} = B w_{\text{мтр}}^2 N_{\text{секц}} = 30 \cdot 0,42^2 \cdot 5 = 26,46 \text{ кПа,}$$

где B – коэффициент, принимаемый в зависимости от типоразмера и длины принятого водоподогревателя.

Потеря давления $\Delta P_{\text{тр}}$, кПа, в гладких трубках водоподогревателя составит:

$$\Delta P_{\text{тр}} = 7,5 \varphi \left(\frac{G_{\text{тс}}}{3600 f_{\text{тр}} \rho_{\text{тс}}} \right)^2 N_{\text{секц}} = 7,5 \cdot 2 \left(\frac{866}{3600 \cdot 0,00062 \cdot 958} \right)^2 5 = 12,3 \text{ кПа,}$$

где φ – коэффициент, учитывающий накипеобразование, принимается по опытным данным, а при их отсутствии равным 2 ... 3.

Напор подпиточного насоса $P_{\text{пн}}$, Па, определяется по формуле:

$$P_{\text{пн}} = P_{\text{мин}} - P_2 = 115483 - 200000 = -84517 \text{ Па.}$$

где P_2 – давление в обратной магистрали тепловой сети, Па; $P_{\text{мин}}$ – минимальное давление, необходимое для заполнения системы, Па, определяемое по формуле при применении открытого расширительного бака:

$$P_{\text{мин}} = 9,81 \rho_o H = 9,81 \cdot 981 \cdot 12 = 115483 \text{ Па,}$$

где ρ_o – плотность воды в обратной магистрали тепловой сети, кг/м³; H – высота системы отопления от точки подключения подпитки до наивысшей точки системы отопления, м.

Так как $P_{\text{пн}} < 0$, то установка подпиточного насоса не предусматривается.

Объем теплоносителя в системе отопления $V_{\text{со}}$, м³, определяется по формуле:

$$V_{\text{со}} = (V_{\text{оп}} + V_{\text{кал}} + V_{\text{тр}} + V_{\text{кот}}) Q_{\text{со}} \cdot 10^{-6} = (7,1 + 6,9 + 0,21) 60684 \cdot 10^{-6} = 0,86 \text{ м}^3.$$

где $V_{\text{оп}}$, $V_{\text{кал}}$, $V_{\text{тр}}$, $V_{\text{кот}}$ – удельный объем воды соответственно в приборах, калориферах, трубах, котлах (теплообменниках) приходящий на 1 кВт тепловой мощности системы отопления, л/кВт.

Для выбора расширительного бака определяется его необходимый полезный объем $V_{\text{пол}}$, л:

$$V_{\text{пол}} = 1000kV_{\text{со}} = 1000 \cdot 0,024 \cdot 0,86 = 28 \text{ л,}$$

где k – коэффициент, учитывающий объемное расширение воды.

В качестве открытого расширительного бака выбираем по типовой серии 5.903-19 бак А16В162.000 с величиной полезного объема 88 л.

Расход воды на подпитку системы $Q_{\text{пн}}$, м³/ч, определяется по формуле:

$$Q_{\text{пн}} = \frac{0,86}{3} = 0,29 \text{ м}^3/\text{ч,}$$

где $\tau_{\text{зап}}$ – время заполнения системы отопления, ориентировочно принимается 2...3 ч.