

І. А. Пономарчук, К. В. Колесник

ОПАЛЕННЯ



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

І. А. Пономарчук, К. В. Колесник

ОПАЛЕННЯ

Навчальний посібник

Вінниця
ВНТУ
2017

УДК

ББК

П..

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № __ від __.__.2017 р.)

Рецензенти:

А. С. Моргун, доктор технічних наук, професор

В. Р. Сердюк, доктор технічних наук, професор

Л. А. Боднар, кандидат технічних наук, доцент

Пономарчук, І. А.

П. Опалення : навчальний посібник / І. А. Пономарчук , К. В. Колесник – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 125 с.

Посібник «Опалення» призначено для студентів бакалаврського напрямку 192 – Будівництво та цивільна інженерія. Посібник містить вісім розділів із описанням різновидів систем опалення.

В посібнику наведено основи теплотехнічного розрахунку будівель із застосуванням сучасних нормативних документів. Викладено класифікацію, особливості, відмінності та різновиди водяного, парового, газового, пічного та повітряного опалення. Запропоновано використання альтернативних джерел теплоти для потреб опалення.

... ..

УДК

ББК

© І. Пономарчук, К. Колесник, 2017

Пономарчук Ігор Анатолійович
Колесник Катерина Володимирівна

ОПАЛЕННЯ

Навчальний посібник

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено К. Колесник

Підписано до друку

Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк.
Наклад пр. Зам. № 2015-

Вінницький національний технічний університет,
навчально-методичний відділ ВНТУ.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.
ВНТУ, к. 2201.
Тел. (0432) 59-87-36.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-87-38,
publish.vntu.edu.ua; email: kivc.vntu@gmail.com.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

ЗМІСТ

1 ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК	7
1.1 Основні положення	7
1.2 Перший основний закон теплотехніки (закрита система)	7
1.3 Теплообмін і температурна рівновага	8
1.4 Загальна теплове рівняння.....	8
1.5 Теплопередача.....	11
2 ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК БУДІВЕЛЬ.....	13
2.1 Загальні положення і нормативні вимоги	13
2.2 Методика теплотехнічного розрахунку. Вихідні дані	16
3. ВОДЯНЕ ОПАЛЕННЯ.....	22
3.1 Вибір і конструювання системи опалення.....	22
3.3 Вибір схеми приєднання системи водяного опалення до теплових мереж.....	28
3.4 Конструювання і деякі положення щодо виконання креслень систем опалення.	31
3.5 Гідравлічний розрахунок системи водяного опалення.....	34
3.6 Основні принципи гідравлічного розрахунку системи опалення	35
3.7 Послідовність гідравлічного розрахунку системи опалення та підбору регулюючих і балансових клапанів	38
3.8 Особливості гідравлічного розрахунку горизонтальних систем отоплення при прихованій прокладці трубопроводів	44
3.9 Конструювання і підбір обладнання теплового пункту системи водяного опалення	44
3.10 Підбір циркуляційного насоса системи водяного опалення.....	45
3.11 Вибір типу і підбір розширювального бака	47
3.12 Опалювальні прилади	50
3.13 Розрахунок опалювальних приладів.....	58
3.14 Автономні системи водяного опалення	61
3.15 Системи поквартирного опалення	62
3.11 Системи панельно-променевого опалення	67
3.12 Конструкція панельно-променевого опалення.....	68
4 ПАРОВЕ ОПАЛЕННЯ	73
4.1 Принцип дії системи парового опалення	73
4.2 Класифікація систем парового опалення	73
4.3 Системи парового опалення низького тиску	74
4.4 Парові системи високого тиску.....	77
4.5 Вибір тиску пари і гідравлічний розрахунок систем	78
4.6 Гідравлічний розрахунок паропроводів низького тиску	79
4.7 Пар вторинного скипання.....	
4.8 Обладнання систем парового обладнання	79
4.9 Переваги та недоліки систем парового опалення	82
4.10 Пароводяні системи опалення.....	83

5	ГАЗОВЕ ОПАЛЕННЯ.....	85
5.1	Газові опалювальні печі.....	85
5.2	Газоповітряні теплообмінники.....	85
5.3	Газоповітряне променеве опалення.....	86
5.4	Газове променеве опалення.....	87
6	ПІЧНЕ ОПАЛЕННЯ.....	91
6.1	Призначення і класифікація опалювальних печей.....	91
6.2	Піч малої теплоємності.....	92
6.3	Піч підвищеної теплоємності.....	93
6.4	Опалювальна піч заводського виготовлення.....	94
6.5	Піч безперервного горіння.....	
6.6	Цегляні товстостінні печі.....	
6.7	Каркасні печі підвищеного прогріву.....	
6.8	Причини неполадок печей і їх усунення.....	
6.9	Основи спалювання газу в опалювальних печах.....	
6.11	Ремонт димових труб.....	
7	ПОВІТРЯНЕ ОПАЛЕННЯ.....	97
7.1	Характеристика повітряного опалення.....	97
7.2	Класифікація систем повітряного опалення.....	98
7.3	Кількість і температура повітря для опалення.....	101
7.4	Місцеве повітряне опалення.....	104
7.5	Рециркуляційні повітрянагрівачі.....	109
8	ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ ДЛЯ ПОТРЕБ ОПАЛЕННЯ.....	114
8.1	Пелетний котел у зв'язку з електричним.....	114
8.2	Повітряний тепловий насос в парі з газовим конденсаційний котлом.....	118
8.3	Грунтовий тепловий насос (основний), електричний котел (піковий), вакуумні колектори MVK001 для підтримки опалення і ГВП.....	121

1. ОСНОВИ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ

1.1 Основні положення

Закон збереження енергії

Для всіх перетворень енергії дійсний основний закон природи, який був сформульований в загальному вигляді Г. Гельмгольцем (німецький фізіолог і фізик). У закритій системі загальна кількість енергії залишається постійною:

$$W = const .$$

Енергія не може виникнути нізвідки, і зникнути в нікуди. Енергія лише може перетворитися з однієї форми в іншу. Внаслідок цього фізичного закону застосування наведених нижче термінів не є правильним:

- «генератор тепла» замість «постачальник тепла»
- «витрата тепла» замість «застосування тепла»

Теплова енергія Q .

Тепло – це форма енергії, що позначається також як кількість тепла Q .

Одиницею теплової енергії є Джоуль (Дж). На практиці переважно застосовуються кіловат-години (кВт·год).

1.2 Перший основний закон теплотехніки (закрита система)

Частина підведеної теплової енергії системи накопичується в якості збільшення внутрішньої енергії ΔU . Цей приріст внутрішньої енергії ΔU виражається в підвищенні температури або в зміні агрегатного стану. Інша частина підведеної теплової енергії Q перетворюється в роботу W .

$$Q \Rightarrow \Delta U + W , \quad (1.1)$$

У закритій системі кількість підведеної теплової енергії дорівнює сумі внутрішньої енергії і роботи, виробленої даною системою.

Тепломісткість позначається Q_i .

Тепломісткість – це кількість тепла, або теплової енергії, що міститься в твердому або рідкому тілі з температурою θ , приведена до температури 0°C .

$$Q_i = m \cdot c \cdot \theta , \quad (1.2)$$

де: Q_i – тепломісткість, кДж;

m – маса, кг;

c – питома теплоємність (раніше – питоме тепло) (табл. 1.1),
 $\text{кДж} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}$;

θ – температура, К.

Таблиця 1.1 – Питома теплоємність c

Питома теплоємність між 0°C і 100°C	$\text{кДж} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}$	$\text{Вт} \cdot \text{год} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}$
Вода	4,20	1,163
Мідь	0,385	0,105
Алюміній	0,904	0,252
Сталь, залізо	0,465	0,128
Стіна з повнотілої цегли	0,84	0,236
Мінеральне масло	2,00	0,560
Повітря	1,00	0,280

Питома теплоємність « c » – це кількість тепла, яке потрібно для того, щоб нагріти 1 кг маси речовини на 1 К. Вона не залежить від температури.

1.3 Теплообмін і температурна рівновага

Якщо тепле і холодне тіло вступає в тісний контакт, то тепле тіло віддає енергію холодному, поки їх температури не стануть однаковими. При цьому при повній теплоізоляції системи зовні температурна рівновага досягається при температурі суміші θ_m

$$m_1 \cdot c_1 \cdot \theta_1 + m_2 \cdot c_2 \cdot \theta_2 = (m_1 \cdot c_1 + m_2 \cdot c_2) \theta_m, \quad (1.3)$$

або

$$m_1 \cdot c_1 \cdot (\theta_1 - \theta_m) = m_2 \cdot c_2 \cdot (\theta_m - \theta_2). \quad (1.4)$$

1.4 Загальна теплове рівняння

Виміряти кількість тепла безпосередньо неможливо, можна виміряти температуру до і після нагрівання (охолодження) і визначити масу тіла. Тепер за допомогою питомої теплоємності можна обчислити кількість підведеного (відданого) тепла.

Отже, кількість тепла, прийняте (або віддане) для зміни температури на величину $\Delta\theta$, при $c = \text{const}$ дорівнює:

$$\Delta Q = m \cdot c \cdot \Delta\theta, \quad (1.5)$$

де ΔQ – кількість тепла, кДж;

m – маса, кг;

c – питома теплоємність (раніше – питоме тепло), $\text{кДж} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}$;

$\Delta\theta$ – різниця температур.

Потужність позначається P .

Одиниця вимірювання: $\text{Вт}(\text{ват}) = \text{Дж} \cdot \text{с}^{-1}$

Ват дорівнює потужності, при якій енергія в 1 джоуль поступово перетворюється протягом 1 секунди.

$$1\text{Вт} = 1\text{Дж} \cdot \text{с}^{-1} = 1\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^{-1}$$

Ці одиниці вимірювань принципово рівноправні і можуть застосовуватися без обмежень, наприклад: ват можна було б переважно застосовувати для електричної і теплової потужності, джоуль в секунду – для термічної потужності (теплова потужність); ньютон на метр в секунду – для механічної потужності.

Потужність – це робота, здійснена за певний час (одиницю часу). Чим менше час, тим більша потужність:

$$\text{Потужність} = \frac{\text{Робота}}{\text{Час}}; P = \frac{W}{\tau} \quad (1.6)$$

Робота W $\text{Н} \cdot \text{м} = \text{Дж}$ джоуль.

Потужність $\frac{J}{\tau} \frac{\text{Дж}}{\text{с}} = \text{Вт}$ (ват).

Теплова потужність = тепловий потік Φ .

$$\text{Тепловий потік} = \frac{\text{Кількість тепла}}{\text{Час}}$$

$$\Phi = \frac{dQ}{dt} = \frac{m \cdot c \cdot \Delta\theta}{\tau} = q_m \cdot c \cdot \Delta\theta \quad (1.7)$$

Раніше для позначення теплового потоку застосовувався символ Q або P , а масовий потік q_m як тепловий потік Φ .

В опалювальних установках необхідний масовий потік в трубопроводах і радіаторах, а також масовий потік насосів q_m визначається через тепловий потік, що підлягає подачі, Φ і різницю температур $\Delta\theta$.

$$q_m = \frac{\Phi}{c \cdot \Delta\theta},$$
$$q_m = \frac{\Phi \cdot 3600}{c \cdot \Delta\theta} \text{ кг} \cdot \text{год}^{-1}, \quad (1.8)$$

де: q_m – масовий потік, $\text{кг} \cdot \text{с}^{-1}$;

Φ – тепловий потік, що дорівнює тепловій потужності P , кВт;

c – питома теплоємність, $\text{кДж} \cdot \text{кг}^{-1} \cdot \text{К}^{-1}$;

$\Delta\theta$ – різниця температур ($\theta_V - \theta_R$), К.

Раніше для позначення масового потоку \dot{m} і об'ємного потоку \dot{V} застосовувалася формула:

$$\dot{m} = \frac{P}{c \cdot \Delta t}. \quad (1.9)$$

З густиною:

$$\rho = \frac{\text{Маса}}{\text{Об'єм}} = \frac{m}{V} = \frac{q_m}{q_v}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (1.10)$$

отримують об'ємний потік:

$$q_v = \frac{q_m}{\rho}, \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (1.11)$$

Примітка:

Густина води в опалювальній техніці з достатньою точністю може бути прийнята за $1000 \text{ кг} / \text{м}^3$.

Тоді отримуємо: $1 \text{ л} = 1 \text{ кг}$.

Коефіцієнт корисної дії η

Коефіцієнтом корисної дії ККД задається відношення кількості корисно використаної потужності (енергії) до загальної кількості підведеної:

$$\text{ККД} = \frac{\text{Корисно використана потужність}}{\text{Кількість підведеної потужності}} = \frac{\Phi_{ab}}{\Phi_{zu}} = \frac{P_{ab}}{P_{zu}}. \quad (1.12)$$

Коефіцієнт використання η_N

Під коефіцієнтом використання розуміють відношення кількості тепла, відданого (використаного) за період використання, до (застосованої) підведеної кількості тепла.

Наприклад, з підведеної кількості тепла надається при витраті для фактичної мети застосування.

$$\eta_N = \frac{\text{Використана кількість тепла}}{\text{Підведена кількість тепла}} = \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}}. \quad (1.13)$$

1.5 Теплопередача

В якості теплопередачі через стіну розуміють процес перенесення тепла від одного середовища до іншого. Отже, теплопередача складається з:

- конвекційної тепловіддачі ($\alpha_s =$ внутрішньої конвекції);
- теплопровідності (λ/d) через (плоску) стіну;
- конвекційної тепловіддачі ($\alpha_e =$ зовнішньої конвекції).

Рівняння для розрахунку теплопередачі через плоску стіну передбачає наявність одновимірного стаціонарного теплового потоку. У конструкційному елементі, що складається з декількох шарів, сумарний опір теплопередачі R може складатися з суми опорів теплопровідності всіх шарів $\sum R_\lambda$ і опорів тепловіддачі внутрішніх R_i і зовнішніх R_e огорожень (рис. 1.1).

$$R = R_i + \sum R_\lambda + R_e = \frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e} = \frac{1}{U}, \quad (1.14)$$

- де R – сумарний опір теплопередачі $R = 1/U$, $m^2 \cdot K \cdot Bm^{-1}$;
 R_i – опір тепловіддачі внутрішніх огорожень, $m^2 \cdot K \cdot Bm^{-1}$;
 R_λ – опір теплопровідності $R_\lambda = d/\lambda$, $m^2 \cdot K \cdot Bm^{-1}$;
 R_e – опір тепловіддачі зовнішніх огорожень, $m^2 \cdot K \cdot Bm^{-1}$;
 α_s – коефіцієнт внутрішньої тепловіддачі, $Bm \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$;
 α_e – коефіцієнт зовнішньої тепловіддачі, $Bm \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$;
 d – товщина шару стінки, м;
 λ – теплопровідність, $Bm \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$;
 U – коефіцієнт теплопередачі (раніше - k), $Bm \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

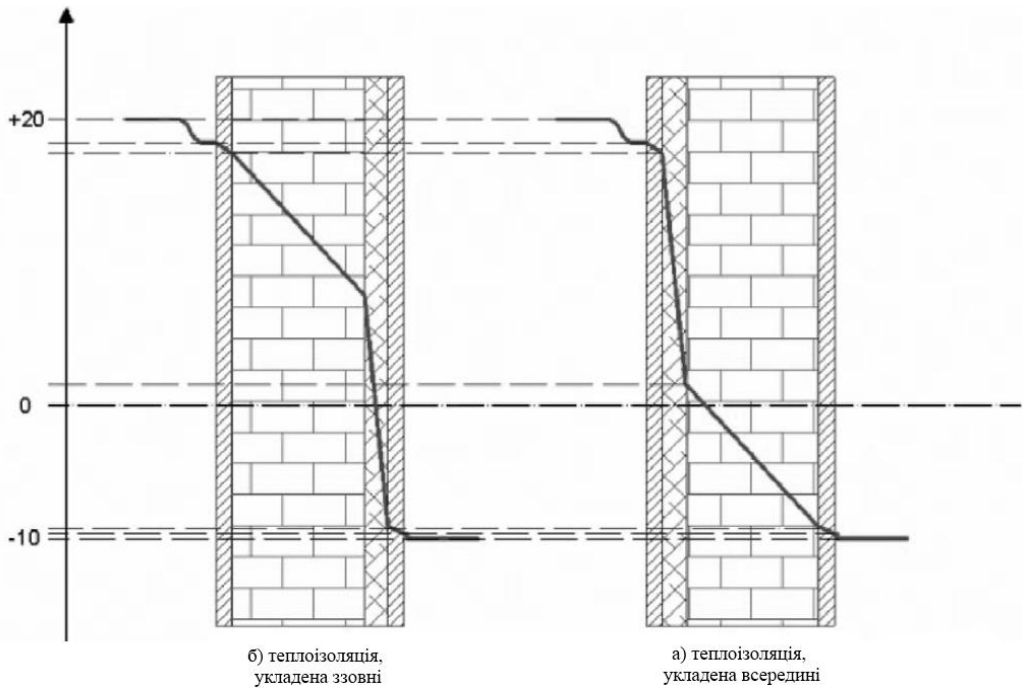


Рисунок 1.1 – Форма температурної кривої в теплоізолюваній стіні при (б) зовнішній, (а) внутрішній ізоляції

Тепловий потік через плоску стіну в стаціонарному стані пропорційний площі A і різниці температур між омивальними середовищами (не між температурами поверхонь!).

$$\Phi_o = P_o = U \cdot A \cdot (\theta_i - \theta_e) = L \cdot \Delta\theta_\lambda, \quad (1.15)$$

де Φ_o, P_o – потужність теплопередачі, тепловий потік, Вт;

U – коефіцієнт теплопередачі (раніше – k), $\text{Вт} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{К}^{-1}$;

A – поверхня теплопередачі, м^2 ;

θ_i – внутрішня температура, К;

θ_e – зовнішня температура, К;

$L = U \cdot A$ – провідність, $\text{Вт} \cdot \text{К}^{-1}$.

2. ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК БУДІВЕЛЬ

2.1 Загальні положення і нормативні вимоги

В сучасних умовах нового будівництва, реконструкції та модернізації будівель вже на першому етапі виникає необхідність перевірки енергозберігаючих властивостей зовнішніх огорожувальних конструкцій.

Проблема теплозахисту і дбайливого витрачання енергії стала сьогодні домінуючою в будівельній галузі не тільки нашої країни, а й країн усього світу у зв'язку зі станом світової енергетики та економіки. В Україні з 1 квітня 2007 р. вступили в силу нові норми ДБН В.2.6-31:2006 «Теплова ізоляція будівель» та з 1 липня 2013р. Зміна № 1 до ДБН В.2.6-31: 2006. Цими документами визначено межі значень нормативного опору теплопередачі зовнішніх огорожувальних конструкцій незалежно від їх матеріалу, як це було в попередніх нормах.

Для зовнішніх огорожувальних конструкцій опалюваних будівель і споруд відповідно до ДБН В.2.6-31:2006 обов'язковим є виконання умов:

$$R_{np} > R_{q \min} \quad (2.1)$$

де R_{np} – приведений розрахунковий опір теплопередачі огорожувальної конструкції, $m^2 \cdot ^\circ C / Wm$;

$R_{q \min}$ – нормативне мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції, $m^2 \cdot ^\circ C / Wm$.

Достатній теплозахист є передумовою для створення здорових і комфортних умов перебування людей в приміщенні. Теплозахисна здатність огорожувальних конструкцій визначає величину тепловтрат, припливу тепла і, перш за все, температуру поверхні конструкції, на яку реагує терморегуляторна здатність людини.

При пониженні температури навколишніх предметів нижче 18-24°C (комфортні умови), підвищується тепловіддача людського тіла і виникає відчуття ознобу. При підвищенні температури напрямок тепловіддачі змінюється і людина реагує на це виділенням поту.

В таблиці 2.1 наведені розрахункові значення температури і відносної вологості приміщень залежно від їх функціонального призначення.

Залежно від температурної зони, в якій розташований населений пункт України, в таблиці 2.2 наведено нормативні мінімально допустимі значення опору теплопередачі зовнішніх огорожувальних конструкцій житлових та громадських будинків.

Таблиця 2.1 – Розрахункові значення температури й вологості повітря приміщень

Призначення будинків	Розрахункова температура внутрішнього повітря $t_e, ^\circ\text{C}$	Розрахункове значення відносної вологості $\varphi_e, \%$	Вологості умови експлуатації
Житлові	20	55	Б
Громадські та адміністративні	20	50-60	Б
Лікувальні й дитячі навчальні заклади	21	50	Б
Дошкільні заклади	22	50	Б

Таблиця 2.2 – Мінімумально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції житлових та громадських будинків ($R_{q\ min}$)

№ п.	Вид огорожувальної конструкції	Значення $R_{q\ min}$, $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$ для температурної зони	
		I	II
1	Зовнішні стіни	3,3	2,8
2	Суміщені покриття	5,35	4,9
3	Горищні покриття та перекриття неопалювальних горищ	4,95	4,5
4	Перекриття над проїздами та неопалювальними підвалами	3,75	3,3
5	Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,75	0,6
6	Вхідні двері в багатоквартирні житлові будинки та в громадські будинки	0,44	0,39
7	Вхідні двері в малоповерхові будинки та в квартири, що розташовані на перших поверхах багатоповерхових будинків	0,6	0,54

Різницю між температурою внутрішнього повітря і температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції наведено в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Різниця між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції t_{cs} , °С

Призначення будинку	Вид огорожувальної конструкції		
	Стіни (зовнішні, внутрішні)	Покриття та перекриття го- рищ	Перекрыття над проїздами та підвалами
Житлові будинки, дитячі установи, школи, інтернати	4,0	3,0	2,0
Громадські будинки, крім зазначених вище, адміністративні та побутові, за винятком приміщень з вологим або	5,0	4,0	2,5
Виробничі будинки з сухим та нормальним режимом експлуатації	7,0	5,0	
Виробничі будинки з вологим та мокрим режимом експлуатації	$t_e - t_p$	0,8 ($t_e - t_p$)	
Виробничі будинки з надлишками тепла (більше 23 Вт/м ³)	12	12	

Мінімально допустиме значення $R_{q \min}$ опору теплопередачі непрозорих огорожувальних конструкцій, світлопрозорих огорожувальних конструкцій, дверей та воріт промислових (сільськогосподарських) будинків встановлюється залежно від температурної зони експлуатації будинку, тепловологісного режиму внутрішнього середовища і теплової інерції огорожувальних конструкцій D , що розраховується за формулою

$$D = \sum_{i=1}^n R_i s_{ip} \quad (2.2)$$

Залежно від температурної зони, в якій розташований населений пункт України, в таблиці 2.4 наведені нормативні мінімально допустимі значення опору теплопередачі зовнішніх огорожувальних конструкцій промислових будинків.

Таблиця 2.4 – Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції промислових будинків

Вид огорожувальної конструкції та тепловологісний режим експлуатації будинків	Значення $R_{q \min}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, для температурної зони	
	I	II
Зовнішні непрозорі стіни будинків: - з сухим і нормальним режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з вологим і мокрим режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з надлишками тепла (більше ніж $23 \text{ Вт}/\text{м}^3$)	1,7 2,2 1,8 2,4 0,55	1,5 2,0 1,6 2,2 0,45
Покриття та перекриття неопалювальних горищ будинків: - з сухим і нормальним режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з вологим і мокрим режимом з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$ - з надлишками тепла (більше ніж $23 \text{ Вт}/\text{м}^3$)	1,7 2,2 1,7 1,9 0,55	1,6 2,1 1,6 1,8 0,45
Перекриття над проїздами й неопалювальними підвалами з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$	1,9 2,4	1,8 2,2
Двері й ворота будинків: - з сухим і нормальним режимом - з вологим і мокрим режимом - з надлишками тепла (більше ніж $23 \text{ Вт}/\text{м}^3$)	0,6 0,75 0,2	0,55 0,70 0,2
Вікна й zenітні ліхтарі будинків: - із сухим і нормальним режимом - з вологим і мокрим режимом - з надлишками тепла (більше ніж $23 \text{ Вт}/\text{м}^3$)	0,45 0,5 0,18	0,42 0,45 0,18

2.2 Методика теплотехнічного розрахунку. Вихідні дані

Опір теплопередачі багатошарової конструкції визначається за формулою:

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_{ip}}, \quad (2.3)$$

де δ_i – товщина і-го шару конструкції, м;

λ_{ip} – теплопровідність матеріалу і-го шару конструкції в розрахункових

умовах експлуатації, Вт/(м · К);

Повний фактичний термічний опір огородження, що складається із цегли, утеплювача та штукатурки, підраховується з виразу:

$$R_0^{\phi} = \frac{1}{\alpha_6} + \frac{\delta_{ц}}{\lambda_{ц}} + \frac{\delta_{у}}{\lambda_{у}} + \frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}} + \frac{1}{\alpha_3} \quad (2.4)$$

де $1/\alpha_6$ – термічний опір теплосприйняття внутрішньої поверхні стіни;

α_6 – коефіцієнт теплосприйняття внутрішньої поверхні стіни;

$\delta_{ц}/\lambda_{ц}$ – термічний опір шару цегли, $R_{ц}$;

$\delta_{у}/\lambda_{у}$ – термічний опір шару утеплювача, $R_{у}$;

$\delta_{шт}/\lambda_{шт}$ – термічний опір шару штукатурки, $R_{шт}$;

$1/\alpha_3$ – термічний опір тепловіддачі зовнішньої поверхні стіни, R_3 ;

В таблиці 2.5 наведено розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої та зовнішньої поверхонь огорожувальних конструкцій.

Таблиця 2.5 – Розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої a_6 та зовнішньої a_3 поверхонь огорожувальних конструкцій

Тип конструкції	Коефіцієнти тепловіддачі, Вт/(м ² ·°С)	
	α_6	α_3
Зовнішні стіни, дахи, покриття, перекриття над проїздами плоскі та з ребрами при відношенні висоти ребра h до відстані між гранями b сусідніх ребер $h/b \leq 0,3$ $h/b > 0,3$	8,7 7,6	23 23
Перекриття горищ та холодних підвалів	8,7	12
Перекриття над холодними підвалами та технічними поверхнями, що розташовані нижче рівня землі	8,7	6
Вікна, балконні двері, вітражі та світлопрозорі фасадні	8,0	23
Зенітні ліхтарі	9,9	23

В таблиці 2.6 наведені розрахункові значення термічного опору замкнутого повітряного прошарку, залежно від розміщення в конструкції.

Таблиця 2.6 – Термічний опір замкнутого повітряного прошарку

Товщина повітряного прошарку, м	Розміщення прошарку			
	горизонтальне при потоці тепла знизу вгору та вертикальне		горизонтальне при потоці тепла згори донизу	
	середня температура повітря у прошарку			
	$\geq 0^{\circ} \text{C}$	$< 0^{\circ} \text{C}$	$\geq 0^{\circ} \text{C}$	$< 0^{\circ} \text{C}$
0,01	0,13	0,15	0,14	0,15
0,02	0,14	0,15	0,15	0,19
0,03	0,14	0,16	0,16	0,21
0,05	0,14	0,17	0,17	0,22
0,1	0,15	0,18	0,18	0,23
0,15	0,15	0,18	0,19	0,24
0,2-0,3	0,15	0,19	0,19	0,24

Повітряний прошарок вважається замкнутим тільки лише в тому випадку, якщо товщина зовнішнього шару кладки перевищує 250 мм. При цьому висота замкнутого повітряного прошарку не повинна перевищувати висоти поверху, але не більше 6 м, а товщина в межах 20-100 мм. В інших випадках повітряний прошарок вважається вентиляваним при визначенні опору теплопередачі не враховується як і зовнішній облицювальний шар.

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції визначається за формулою:

$$t_{вп} = t_{в} - \left(\frac{t_{в} - t_{з}}{R_{пр} \alpha_{в}} \right) \quad (2.5)$$

де $t_{вп}$ – температура внутрішньої поверхні зовнішньої огорожувальної конструкції $^{\circ} \text{C}$;

t_6 – розрахункова температура внутрішнього повітря $^{\circ}C$;
 t_3 – розрахункова температура зовнішнього повітря $^{\circ}C$.

В таблиці 2.7 наведені розрахункові значення температури зовнішнього повітря t_3 , $^{\circ}C$.

Таблиця 2.7 – Розрахункова температура зовнішнього повітря t

№	Область	Розрахункова температура зовнішнього повітря t_3 , $^{\circ}C$
1	Чернігівська, Сумська, Київська, Житомирська, Тернопільська, Хмельницька, Вінницька, Черкаська, Кіровоградська, Полтавська, Харківська, Рівненська, Донецька, Луганська	-22
2	Луцька, Волинська, Львівська, Івано-Франківська, Чернівецька, Дніпропетровська, Запорізька	-20
3	Закарпатська, Одеська, Миколаївська, Херсонська, Республіка Крим	-18
4	Південне узбережжя Криму	-12

В процесі експлуатації властивості будівельних матеріалів, що складають захисну конструкцію, можуть змінюватися під дією зовнішніх факторів.

Особливо важливе значення має збільшення вологості конструкцій, що призводить до зростання коефіцієнта теплопровідності і, відповідно, до погіршення теплоізоляційних властивостей будівельних матеріалів і конструкцій.

Значна залежність теплопровідності від вмісту води в матеріалі пояснюється витісненням повітря з пор водою, теплопровідність якої в 25 разів більше, ніж теплопровідність нерухомого повітря, що знаходиться в дрібних, рівномірно розподілених в матеріалі порах.

Збільшення коефіцієнта теплопровідності при підвищенні вологості матеріалів може бути визначено за даними таблиці 2.8, складеної за результатами досліджень, проведених В.В. Савйовським, і узагальнення робіт А. Н. Малазова, А. А. Буділовича, К. Шпайдель, З. Майнерта, К. Гертіса та ін.

В таблиці 2.8 наведено розрахункові значення збільшення коефіцієнта теплопровідності будівельних матеріалів в залежності від вмісту в них води.

Таблиця 2.8 – Збільшення коефіцієнта теплопровідності будівельних матеріалів в залежності від вмісту в них вологи

№	Найменування матеріалу	Фактичний вміст вологи, %		Підвищення коефіцієнта теплопровідності, %
		по об'єму	по масі	
1	Цегла: повнотіла пустотіла	1	-	20
		2	-	12,5
2	Керамзитобетон, не ущільнений бетон	4	-	10
3	Бетон з замкнутими порами, силікатні камені, шлакові і пемзових матеріалів, шлакоблоки, бетон на цегельному бій, газо-, пінобетон, ксилоліт, засипки	5	-	12
4	гіпсові плити	2	-	12,5
5	Волокнисті матеріали: - мінеральні - рослинні	-	5	2
		-	15	0,7
6	Пінопласти	-	5	2

Розглянута спрощена методика оцінки опору теплопередачі зовнішніх огорожувальних конструкцій дозволяє виявити відповідність їх діючим нормативним вимогам та оперативно підібрати необхідний вид і товщину теплоізоляційного шару.

Для детального дослідження теплозахисних властивостей огорожувальних конструкцій додатково необхідно виконувати розрахунки на теплостійкість, повітропроникність і вологісний режим в згідно з ДБН В.2.6-31: 2006 «Теплова ізоляція будівель» та Зміна №1 2013 ДБН В.2.6-31: 2006.

При розрахунках вологопередачі через захисні конструкції потрібно знати вологісний стан повітря в приміщенні, який визначається виділенням вологи та повітрообміном. Джерелами вологи, в житлових приміщеннях є побутові процеси, які в них протікають, а в промислових – технологічні. Для того, щоб повністю забезпечити необхідні теплозахисні властивості захисних конструкцій, необхідно при проектуванні встановити можливі зміни вологості захисних конструкцій, щоб за допомогою конструк-

тивних заходів запобігти порушенню нормального вологісного режиму в період експлуатації.

В таблиці 2.9 наведено розрахункові значення для визначення точки роси в огороджувальних конструкціях.

Таблиця 2.9 – Розрахункові значення для визначення точки роси

Температура, внутрішнього повітря $t_{в}, ^\circ C$	Значення точки роси у %							
	40	45	50	55	60	65	70	75
12	-1,04	0,44	1,9	3,25	4,48	5,63	6,7	7,71
13	-0,25	1,35	2,82	4,18	5,42	6,58	7,66	8,68
14	0,63	2,26	3,76	5,11	6,36	7,53	8,62	9,64
15	1,51	3,17	4,68	6,04	7,3	8,48	9,58	10,6
16	2,41	4,08	5,6	6,97	8,24	9,43	10,54	11,578
17	3,31	4,99	6,52	7,9	9,18	10,37	11,5	12,54
18	4,2	5,9	7,44	8,83	10,12	11,32	12,46	13,51
19	5,09	6,81	8,36	9,76	11,06	12,27	14,2	14,48
20	6,0	7,72	9,28	10,69	12,0	13,22	14,38	15,44
21	6,9	8,62	10,2	11,62	12,94	14,17	15,33	16,4
22	7,69	9,52	11,12	12,56	13,88	15,12	16,28	17,37
23	8,68	10,43	12,03	13,48	14,48	16,07	17,23	18,34
24	9,57	11,34	12,94	14,41	15,76	17,02	18,19	19,3
25	10,4	12,75	13,86	15,34	16,7	17,97	19,15	20,26

3 ВОДЯНЕ ОПАЛЕННЯ

3.1 Вибір і конструювання системи опалення

Система опалення, а також тип опалювальних приладів, вид і параметри теплоносія приймаються відповідно до будівельних норм і завданню на проектування.

При проектуванні опалення необхідно передбачати автоматичне регулювання і прилади обліку кількості споживаної теплоти, а також застосувати енергоефективні рішення і обладнання.

Вибір і розміщення опалювальних приладів та елементів системи опалення в приміщеннях будівлі передбачається проектом.

Проектування опалення передбачає комплексне вирішення наступних завдань:

1) індивідуальний вибір оптимального варіанту виду опалення і виду опалювального приладу, що забезпечують комфортні умови для кожного приміщення або зони приміщення;

2) визначення місця розташування опалювальних приладів і їх необхідних розмірів для забезпечення умов комфорту;

3) індивідуальний вибір для кожного опалювального приладу, виду регулювання та місця розташування датчиків в залежності від призначення приміщення і його теплової інерційності, від величини можливих зовнішніх і внутрішніх теплових збурень, від виду опалювального приладу і від його теплової інерційності та ін., наприклад, двопозиційне, пропорційне, програмоване регулювання тощо;

4) вибір виду під'єднання опалювального приладу до теплопроводів системи опалення;

5) рішення схеми розміщення трубопроводів, вибір виду труб в залежності від необхідних вартісних, естетичних і споживчих якостей;

6) вибір схеми приєднання системи опалення до теплових мереж. При проектуванні виконуються відповідні теплові і гідравлічні розрахунки, що дозволяють підібрати матеріали і обладнання системи опалення та теплового пункту.

Оптимальні комфортні умови досягаються правильним вибором виду опалення і виду опалювального приладу. Опалювальні прилади слід розміщувати, як правило, під світловими прорізами, забезпечуючи доступ для огляду, ремонту та очищення (рис. 3.1а). Як опалювальні прилади рекомендується використовувати радіатори або конвектори. Розміщувати опалювальні прилади рекомендується у кожній зовнішньої стіни приміщення (при наявності в приміщенні двох і більше зовнішніх стін) з метою ліквідації спадного на підлогу холодного потоку повітря. В силу тих же обставин довжина опалювального приладу повинна становити не менше 0,9-0,7 ширини віконних прорізів опалювальних приміщень (рис. 3.1а). Повна ви-

сота опалювального приладу повинна бути менше відстані від чистої підлоги до низу підвіконної дошки (або низу віконного прорізу при її відсутності) на величину не менше 110 мм.

Для приміщень, підлогу яких виконано з матеріалів з високою тепловою активністю (керамічна плитка, натуральний камінь тощо) доцільно окрім конвективного опалення та опалювальних приладів створити санітарний ефект за допомогою підлогового опалення.

У приміщеннях різного призначення висотою більше 5 м при наявності вертикальних світлових прорізів слід під ними розміщувати опалювальні прилади для захисту працюючих від холодних низхідних потоків повітря. У той же час таке рішення створює безпосередньо у підлозі підвищену швидкість холодного потоку повітря, швидкість якого часто перевищує 0,2...0,4 м/с (рис. 3.1б). Зі збільшенням потужності приладу дискомфортні явища посилюються. Крім того, через збільшення температури повітря у верхній зоні значно зростають тепловтрати приміщення.

У таких випадках для забезпечення теплового комфорту в робочій зоні і зниження тепловтрат рекомендується застосовувати підлогове опалення або променеве опалення за допомогою радіаційних нагрівальних приладів, розміщених у верхній зоні на висоті 2,5...3,5 м (рис.3.1б). Додатково слід під світловими прорізами розміщувати опалювальні прилади з тепловим навантаженням на відшкодування тепловтрат даного світлового прорізу. При наявності в таких приміщеннях постійних робочих місць рекомендується застосовувати локальне опалення в зонах робочих місць для забезпечення в них теплового комфорту за допомогою систем повітряного опалення, або за допомогою локальних радіаційних приладів над робочими місцями, або за допомогою радіаційних вертикальних опалювальних панелей з вбудованими нагрівальними елементами. В решті зони приміщення в межах висоти 2 м забезпечується температура повітря не менше 10 °С бажано тими ж опалювальними засобами. При цьому під світловими прорізами (вікнами) для захисту працюючих від холодних низхідних потоків повітря слід розміщувати опалювальні прилади з тепловим навантаженням на відшкодування тепловтрат даного світлового прорізу.

При наявності в перекритті верхніх світлових прорізів у вигляді ліхтарів, куполів тощо (рис. 3.1в) опалювальні прилади також слід розташовувати безпосередньо під ними, встановлюючи їх на підлозі або стіні. При цьому розрахункове теплове навантаження приладу повинне дорівнювати розрахунковим тепловим втратам даного верхнього світлового прорізу з запасом 10-20%. В іншому випадку на поверхні скління відбудеться конденсація.

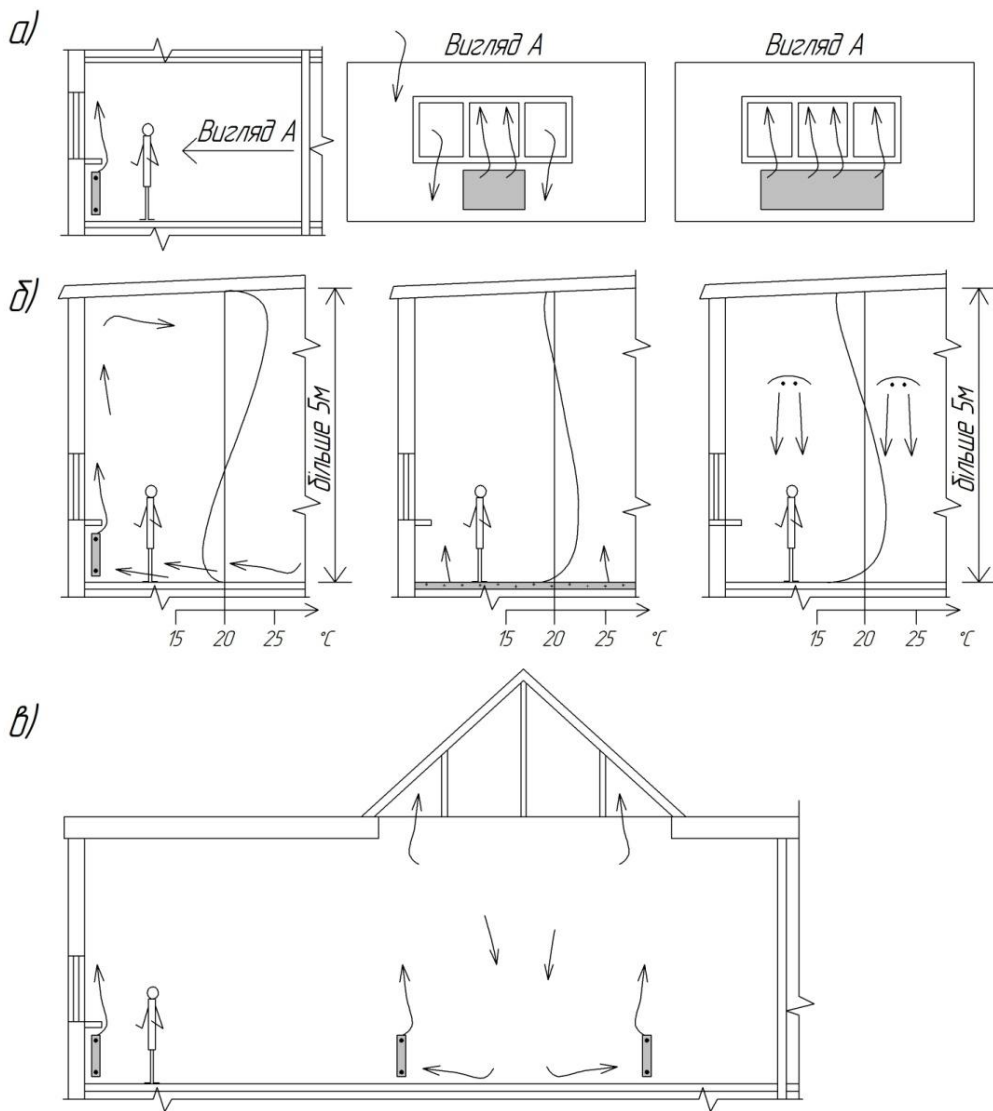


Рисунок 3.1 – Приклади розміщення опалювальних приладів у приміщеннях: а) в житлових і адміністративних приміщеннях висотою до 4 м; б) в приміщеннях різного призначення висотою більше 5 м; в) в приміщеннях з верхніми світловими прорізами.

В одній системі опалення допускається використання опалювальних приладів різних типів.

Вбудовані нагрівальні елементи не допускається розміщувати в одношарових зовнішніх або внутрішніх стінах, а також в перегородках, за винятком нагрівальних елементів, вбудованих у внутрішні стіни і в перегородки палат, операційних та інших приміщень лікувального призначення лікарень.

Допускається передбачати в багатошарових зовнішніх стінах, перекриттях і підлогах нагрівальні елементи водяного опалення, замоноліченими в бетон.

У сходових клітках будинків до 12 поверхів опалювальні прилади допускається розміщувати тільки на першому поверсі на рівні вхідних дверей.

рей; установка опалювальних приладів і прокладання теплопроводів в обсязі тамбура не допускається.

У будівлях лікувальних установ опалювальні прилади на сходових клітинах рекомендується встановлювати на кожному поверсі.

Опалювальні прилади не слід розміщувати в відсіках тамбурів, що мають зовнішні двері.

Опалювальні прилади на сходовій клітці слід приєднувати до окремих гілок або стояках систем опалення.

Трубопроводи систем опалення слід проектувати із сталевих (крім оцинкованих), мідних, латунних труб, а також термостійких металополімерних і полімерних труб.

Труби з полімерних матеріалів прокладаються приховано в конструкції підлоги, за екранами, в штробах, шахтах і каналах. Відкрите прокладання цих трубопроводів допускається тільки в межах пожежної секції будівлі в місцях, де не допускається їх механічне пошкодження, зовнішній нагрів зовнішньої поверхні труб більше $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ і прямий вплив ультрафіолетового випромінювання. У комплекті з трубами з полімерних матеріалів слід застосовувати з'єднувальні деталі та вироби, що відповідають застосовуваному типу труб.

Ухили трубопроводів слід приймати не менше 0,002. Допускається прокладка труб без ухилу при швидкості руху води в них 0,25 м/с і більше.

Запірну арматуру слід передбачати: для відключення і спуску води від окремих кілець, гілок і стояків систем опалення, для автоматично або дистанційно керованих клапанів; для відключення частини або всіх опалювальних приладів у приміщеннях, в яких опалення використовується періодично або частково. Запірну арматуру слід передбачати з штуцерами для приєднання шлангів.

У насосних системах водяного опалення слід передбачати, як правило, проточні повітрозбірники, крани або автоматичні повітровідвідники. Непроточні повітрозбірники допускається передбачати при швидкості руху води в трубопроводі менш 0,1 м/с. При використанні незамерзаючої рідини бажано використовувати для відводу повітря автоматичні повітровідвідники – сепаратори, що встановлюються, як правило в тепловому пункті «до насоса».

У системах опалення з нижнім розведенням магістралей для видалення повітря передбачається установка кранів для відведення повітря на нагрівальних приладах верхніх поверхів (в горизонтальних системах – на кожному нагрівальному приладі).

При проектуванні систем центрального водяного опалення з полімерних труб слід передбачати прилади автоматичного регулювання (обмежувач температури) з метою захисту трубопроводів від перевищення параметрів теплоносія. На кожному поверсі влаштовуються вбудовані монтажні шафи, в яких повинні розміщуватися розподільники з відповідними трубоп-

роводами, запірна арматура, фільтри, балансувальні клапани, а також лічильники обліку тепла.

Труби між розподільниками і опалювальними приладами прокладаються біля зовнішніх стін в спеціальній захисній гофрованій трубі або в теплоізоляції, в конструкції підлоги або в спеціальних плінтусах-коробах.

3.2 Пристрої для регулювання тепловіддачі опалювального приладу

Способи приєднань різного типу опалювальних приладів до трубопроводів системи опалення є різноманітними.

Для регулювання температури повітря в приміщеннях перед опалювальними приладами слід встановлювати регулювальну арматуру.

У приміщеннях з постійним перебуванням людей, як правило, встановлюються автоматичні терморегулятори, що забезпечують підтримку заданої температури в кожному приміщенні і економію подачі тепла за рахунок використання внутрішніх теплонадлишків (побутові тепловиділення, сонячна радіація).

Не менш ніж у 50% опалювальних приладів, які встановлюються в одному приміщенні, слід встановлювати регулювальну арматуру, за винятком приладів в приміщеннях, де є небезпека замерзання теплоносія.

На рис. 3.2 показано різні варіанти регуляторів температури, які можуть бути встановлені на термостатичний радіаторний клапан.

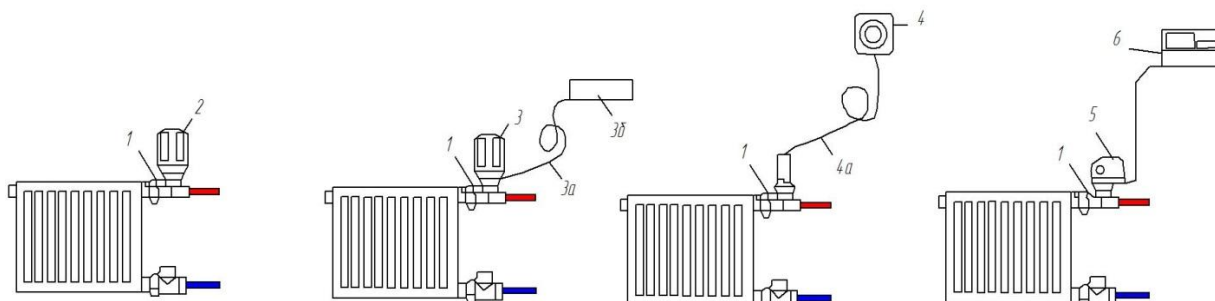


Рисунок 3.2 – Схеми установки найбільш поширених регуляторів, що встановлюються на радіаторний термостатичний клапан: 1 – клапан термостатичний; 2 – головка термостатична, або електронна термостатична головка; 3 – головка термостатична з виносним датчиком (3а-капіляр d 2 мм, 3б-датчик-термобаллон в корпусі); 4 – головка термостатична з виносним регулюванням (4а-капіляр d 2 мм); 5 – термопривід (або привід DDC, або електронна термостатична голівка); 6 – електронний двопозиційний регулятор (або електронний регулятор).

На рис. 3.3 і рис. 3.4 показано варіанти найбільш поширених приєднань різного типу опалювальних приладів до двотрубних і однотрубних систем опалення.

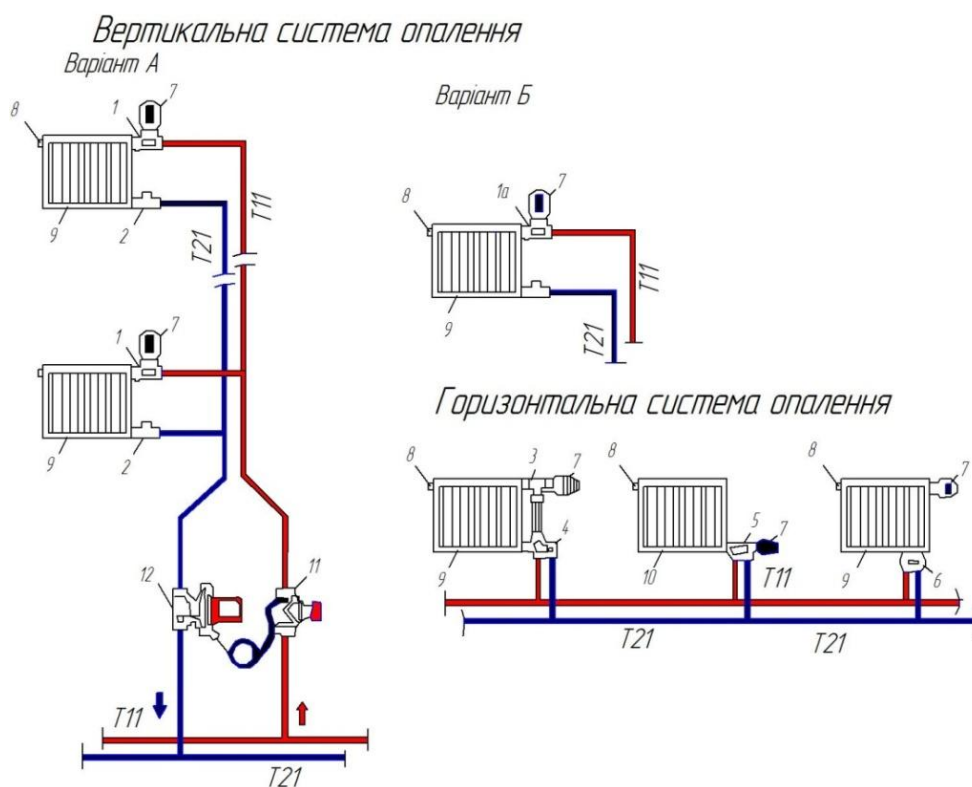


Рисунок 3.3 – Схеми найбільш поширених приєднань опалювальних приладів різного типу до двотрубних систем опалення: 1 – клапан термостатичний з гідравлічним балансувальним налаштуванням прохідної води; 2 – вентиль балансувальний радіаторний, прохідний; 3 – клапан термостатичний, кутовий спеціальний, з гарнітурою; 4 – гарнітура для підключення радіаторів до двотрубних систем, в тому числі вузол підключення, сполучна трубка, клапан кутовий спеціальний; 5 – вузол одномісного підключення для двотрубних систем; 6 – вузол підключення для двотрубних систем; 7 – регулятор радіаторний, наприклад, головка термостатична (див. рис. 3.2); 8 – повітровідвідник радіаторний; 9 – опалювальний прилад будь-якого типу; 10 – опалювальний секційний прилад; 11 – вентиль запірний; 12 – регулятор перепаду тиску.

Різнобічне приєднання трубопроводів до опалювального приладу слід передбачати при його довжині 2,2 м і більше (понад 1,5 м в системах з природною циркуляцією).

Рекомендується встановлення арматури на обох підведеннях опалювального приладу, що забезпечує надійну гідравлічну наладку системи, а також можливість зняття опалювального приладу і зливу води при локальних ремонтних роботах.

Можливість будь-якого варіанту арматури для обв'язки опалювального приладу забезпечує повний спектр продукції арматури, що випускається виготовниками.

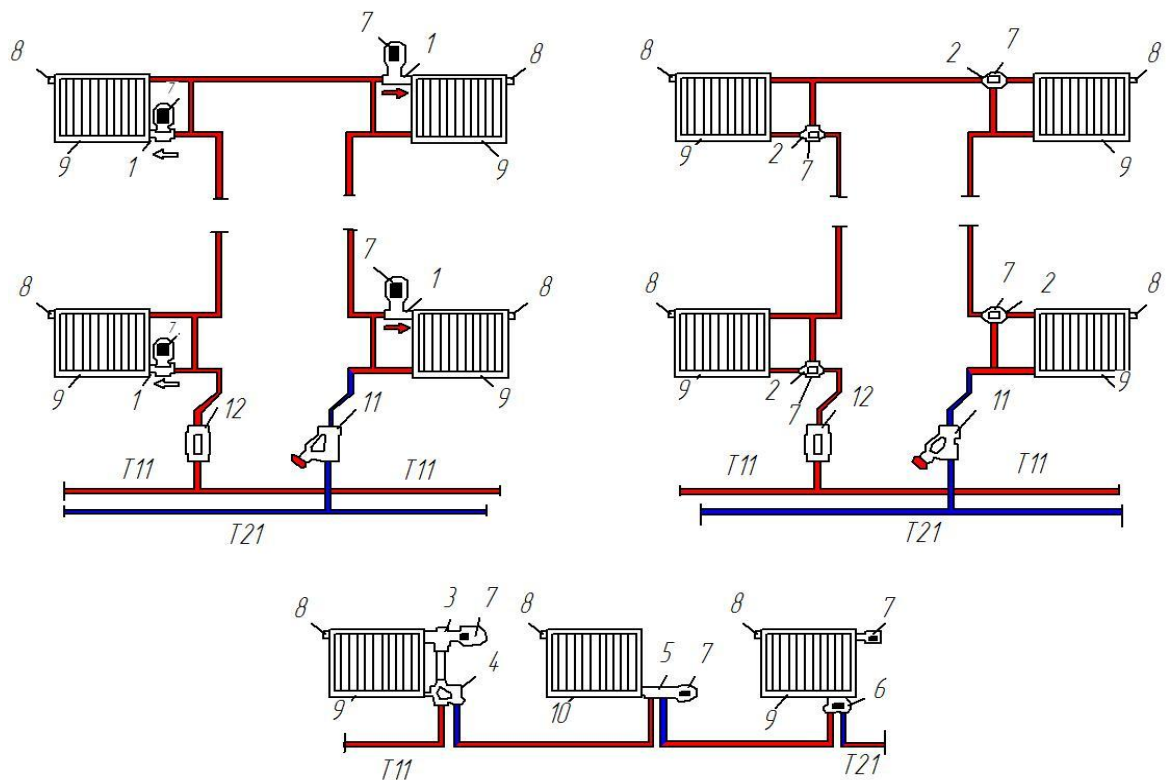


Рисунок 3.4 – Схеми найбільш поширених приєднань опалювальних приладів різного типу до однотрубним систем опалення: 1 – клапан термостатичний, прохідний; 2 – триходовий термостатичний клапан в виконанні 3-D; 3 – клапан термостатичний, кутовий спеціальний, з гарнітурою; 4 – гарнітура для підключення радіаторів до однотрубним системам, під тому числі вузол підключення, сполучна трубка, клапан кутовий; 5 – вузол одномісного підключення для однотрубних систем; 6 – вузол підключення для однотрубних систем; 7 – регулятор радіаторний; 8 – відведення повітря радіаторне; 9 – опалювальний прилад будь-якого типу; 10 – опалювальний секційний прилад; 11 – вентиль балансувальний або регулятор витрати (з краном для зливу води); 12 – кран кульовий (з краном для зливу води).

3.3 Вибір схеми приєднання системи водяного опалення до теплових мереж

Приєднання системи водяного опалення до централізованих теплових мереж здійснюється в тепловому пункті будівлі за залежною або незалежною схемами. При залежній схемі приєднання теплоносій централізованих теплових мереж використовується безпосередньо в системі опалення. При незалежній схемі приєднання застосовується теплообмінник, що розділяє теплоносій системи опалення та теплових мереж. Залежна схема є найбільш дешевою і простою в монтажі та експлуатації. Незалежна схема приєднання використовується при недостатньому або високому для експлуатованої системи опалення гідростатичному тиску на вводі теплової мережі в тепловий пункт будівлі.

Залежна схема приєднання може бути безпосередньою (рис. 3.5а) або із застосуванням вузла змішування (рис. 3.5б).

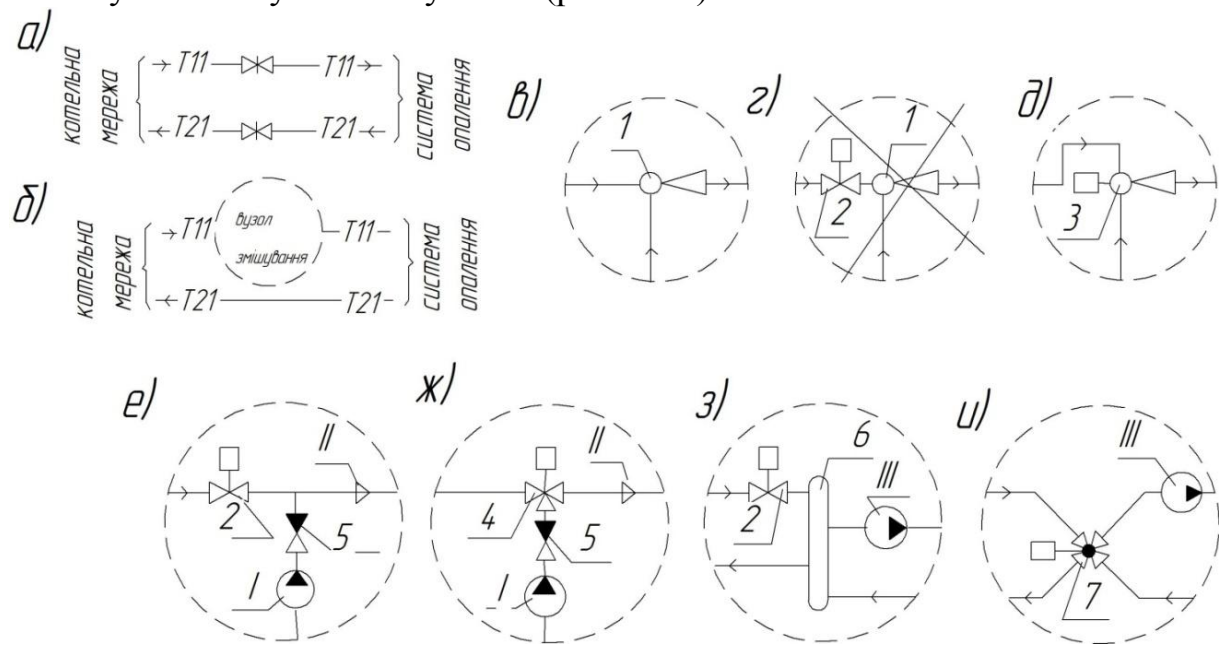


Рисунок 3.5 – Залежна схема приєднання системи водяного опалення до теплових мереж: а) схема безпосереднього приєднання; б) схема приєднання з вузлом змішування; в) вузол змішування у вигляді нерегульованого водоструминного елеватора; г) те саме з регулюючим клапаном (неправильне рішення); д) то ж у вигляді регульованого водоструминного елеватора; е) те саме з регулюючим двоходовим (дроселювальним) клапаном і підмішувальним I або циркуляційним II насосом; ж) те саме з регулювальним пристроєм змішувача триходовим клапаном з приводом до нього і підмішувальним I або циркуляційним II насосом; з) той же у вигляді гідравлічної схеми з регулювальним двоходовим (дроселювальним) клапаном і циркуляційним насосом III; и) то ж у вигляді чотириходового регулювального клапана і циркуляційного насоса III: 1 – водоструминний нерегульований елеватор; 2 – регулювальний двоходовий (дроселювальний) клапан; 3 – водоструминний регульований елеватор; 4 – регулювальний змішувальний триходовий клапан з приводом до нього; 5 – зворотний клапан; 6 – гідравлічний розподільник; 7 – чотириходовий регулювальний клапан

Оптимальним є варіант схеми приєднання, показаний на рис. 3.5а, при якій забезпечується безпосередній зворотний зв'язок між користувачем теплової енергії та тепловиробниками при регулюванні виробництва теплоти. Однак таке пряме приєднання можливо тільки при використанні низькотемпературних теплових мереж з постійними протягом року параметрами теплоносія, наприклад $80-60\text{ }^{\circ}\text{C}$, і тільки для двотрубних систем опалення з радіаторними дроселювальними термостатами. Теплові мережі в даному випадку реагують на зміну попиту споживача в теплоті через датчики перепаду тиску на вводах, за допомогою яких електронними регуля-

турами змінюється подача мережевих насосів теплових мереж (кількісне регулювання).

Схема, наведена на рис. 3.5б застосовується для під'єднання до теплових мереж, коли розрахункові температурні параметри вище параметрів системи опалення.

Водоструминний елеватор, показаний на рис. 3.5в, поєднує в собі функції змішувача і циркуляційного насоса, але з низьким ККД. Дана схема широко застосовується для нерегульованих систем опалення, так як є простою і надійною в експлуатації, не потребує електроенергії. У практиці автоматизації та переобладнання теплових вузлів має місце використання схеми рис. 3.5г з установкою клапана 2 перед елеватором 1. Таке рішення є вкрай неправильним, так як при дроселюванні потоку клапаном 2 різко падають насосні якості елеватора. Тому розробники зазвичай додатково встановлюють в дану схему насос і зворотний клапан, для яких елеватор стає тільки перешкодою. При його усуненні має місце схема рис. 3.5е. За наявності достатнього для роботи елеватора перепаду тиску на ввіді хороші характеристики має вузол змішування у вигляді регульованого водоструминного елеватора (рис.3.5д), в якому за допомогою сервомотора змінюється переріз сопла елеватора.

Схеми змішування, показані на рис. 3.5е, 3.5ж найбільш поширені при приєднанні до централізованих теплових мереж.

Схема з використанням триходового клапана (рис. 3.5ж) позитивно відрізняється від інших, в тому числі значно ширшим діапазоном коефіцієнта змішування в порівнянні зі схемою на рис.3.5е. Підмішувальний насос I використовується за наявності достатнього для роботи системи опалення перепаду тиску на ввіді теплових мереж. В іншому випадку встановлюється циркуляційний насос II.

Змішувальні вузли з використанням гідравлічної стрілки 6 (рис. 3.5з) і чотириходового клапана 7 (рис. 3.5і) застосовуються в основному при приєднанні до місцевих теплових мереж від відомчої, індивідуальної або іншої котельні. Такий спосіб приєднання сприятливий для стійкої роботи котлів, особливо при використанні котлів на твердому паливі. Гідравлічні розподільники бувають наступних видів: вертикальні з співвісним приєднанням теплопроводів, вертикальні зі зрушенням приєднаних до нього трубопроводів опалення щодо трубопроводів теплових мереж (показаний на рис. 3.5з), а також горизонтальні. Конструкція гідравлічної схеми проста і являє собою трубу круглого або прямокутного перерізу, площа поперечного перерізу якої приблизно в 10...20 разів більше сумарного поперечного перерізу трубопроводів, які до неї приєднуються. Вертикальний гідравлічний розподільник може поєднувати в собі також функції повітрязбірника і шламосбірника.

На рис. 3.5 умовно показано, як монтується в тепловому пункті обладнання, прилади та арматура: лічильник комерційного обліку теплоти, сітчасті і осадові фільтри, регулятор перепаду тиску, регулятор-обмежувач

температури зворотної води (може не встановлюватися), датчики регуляторів і дистанційних контрольних приладів, термометри, манометри, запірні арматура і арматура для зливу спорожнення обладнання теплового пункту.

При незалежній схемі приєднання застосовуються швидкісні теплообмінники різного типу: гладкотрунні, спіральні-трунні, пластинчасті (як правило, одноходові розбірні або напіврозбірні). До переваг незалежної схеми приєднання відносяться:

- гідравлічна стійкість системи опалення через відсутність впливу коливання тиску теплових мереж на гідравлічний режим системи опалення;
- система опалення не спорожняється при аварійних роботах на теплових мережах.

3.4 Конструювання і деякі положення щодо виконання креслень систем опалення

Креслення системи опалення і її елементів виконуються в умовних позначеннях, що складаються з графічних позначень і буквених кодів до них. Літерні коди можуть складатися з безпосередньо коду (марки) і порядкового номера елемента в межах марки, наприклад Ст1, Ст2. Графічні умовні позначення застосовуються спільно з буквено-цифровими кодами. Конструювання системи опалення проводиться в певній послідовності. Для оптимального вибору типу регуляторів і регулюючих клапанів при проектуванні слід попередньо скласти функціональну схему системи автоматизації опалення, в якій відповідно до призначення приміщень і завданням на проектування необхідно виконати в плоскому вигляді структурну схему системи опалення з нанесенням систем автоматичного управління. На даній схемі наносяться розташування датчиків, регуляторів і регулюючих клапанів.

Інженерний розрахунок системи опалення проводиться після вибору виду системи опалення, вибору виду опалювальних приладів, вибору місць теплового зонування, вибору рівня автоматизації системи опалення в цілому і вибору рівня автоматизації її окремих опалювальних приладів або окремих гілок.

Конструювання горизонтальних систем опалення при прихованому прокладанні теплопроводів залежить від можливого місця розташування розподільників.

Система опалення конструюється, як правило, у вигляді двох систем:

- системи теплопостачання розподільників (між тепловим пунктом і розподільниками);
- системи опалення від розподільників (між опалювальними приладами і розподільником).

На схемах систем опалення вказують діаметри трубопроводів, позначки осей і ухили трубопроводів; розміри горизонтальних ділянок трубопро-

водів (за наявності розривів і на схемах вузлів управління); розташування нерухомих опор і компенсаторів; опалювальні прилади, стояки і їх позначення; контрольно-вимірювальні прилади та інші елементи систем. Для житлових будинків допускається виконувати схеми тільки для магістральних теплопроводів, прокладених в підвалі (на горищі) у вигляді аксонометричної або плоскої схеми (із зазначенням місць повороту трубопроводу) з окремим поданням схем типових елементів: стояків і вузлів системи опалення. При наявності повторюваних вузлів на схемі системи позначаються місця розташування цих вузлів з виконанням окремих робочих креслень вузлів в масштабі 1:10, 1:20 або 1:50.

При проектуванні систем опалення з використанням арматури третьої групи слід на схемі системи опалення вказувати необхідне розрахункове значення пропускної здатності клапана, а також параметри розрахункового гідравлічного настроювання кожного клапана (табл. 3.1.-3.2).

Таблиця 3.1 – Буквені коди деяких умовних позначень

Найменування	Код (Марка)	Найменування	Код (Марка)
Стояк системи опалення	C_T	Подавальний теплопровід	T_{11}
Головний стояк системи опалення	$ГC_T$	Зворотний теплопровід	T_{21}
Компенсатор	K	Паропровід	T_7
Теплопровід (загальне позначення)	T_0	Конденсатопровід	T_8
Подавальний теплопровід	T_1	Діаметр трубопроводу умовний	$\varnothing 25$
Зворотний теплопровід	T_2	Діаметр трубопроводу реальний з зазначенням товщини стінки	$\varnothing 22 \times 1$

Таблиця 3.2 – Деякі графічні умовні позначення

Найменування	Позначення
Варіанти позначення теплопроводів з нанесенням його діаметрів	
Позначення теплопроводів з нанесенням діаметрів труб при щільному графічному виконанні креслення	
Напрямок руху рідини	
Напрямок руху пари, повітря	
Місцезнаходження зміни діаметра трубопроводу	

Позначення напрямку і величини ухилу трубопроводу відносно горизонту

Позначення на плані підйому або опускаючи (по напрямку руху теплоносія) теплопроводу

Місцезнаходження нерухокої опори

Позначення радіатора на плані, на схемі

Позначення конвектора або ребристою труби на плані і схемі

Насос для перекачування рідини (крапельної)

Насос для перекачування газу, повітря, наприклад вентилятор, компресор

Клапан запобіжний

Вентиль балансовий радіаторний, встановлюваний на зворотному підводці

Вентиль балансовий із зливним краном

Кран шаровий або пробковий

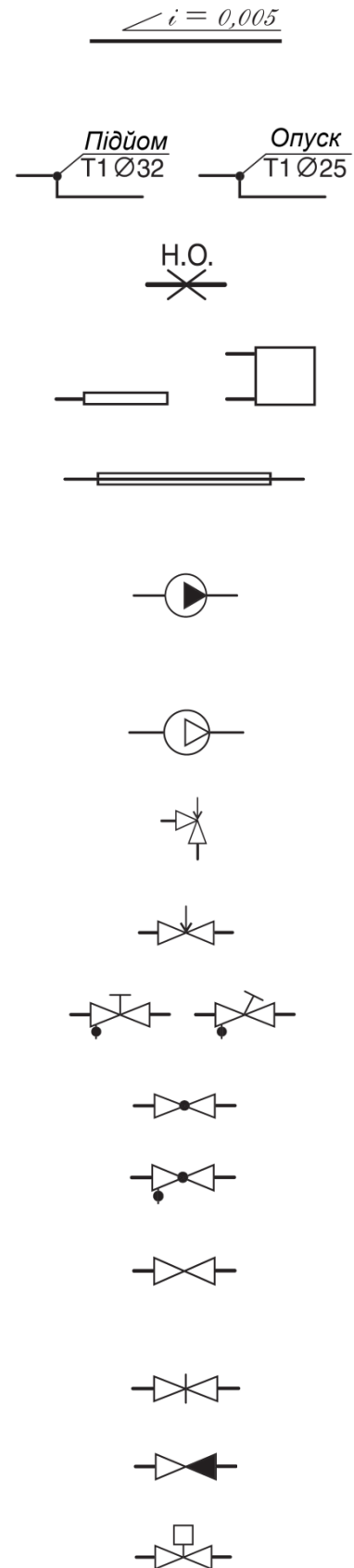
Кран шаровий або пробковий із зливним краном

Вентиль

Засувка

Клапан зворотний (напрямок потоку - в сторону заштрихованого трикутника)

Клапан регулюючий з приводом



3.5 Гідравлічний розрахунок системи водяного опалення

Вихідними даними до гідравлічного розрахунку є:

- результати теплового балансу приміщень і будівлі;
- розрахункові параметри теплоносія системи опалення t_2 і t_o , °C;
- схема проектованої системи опалення;
- принципіві рішення вузлів системи опалення;
- типи прийнятих до установки опалювальних приладів і спосіб їх приєднання до системи опалення;
- схема теплового вузла; гідравлічні характеристики обладнання теплового вузла (теплообмінника, фільтрів, регулюючих клапанів, запірної арматури та ін.).

При місцевому тепlopостачанні від індивідуальної котельні (або топкової) попередньо необхідно підібрати тип і кількість котлів, виявити розрахунковий гідравлічний режим їх роботи, а також необхідні характеристики регулюючих клапанів і фільтрів, скласти схему теплопроводів котельні, а також функціональну схему автоматизації топкової з урахуванням пристроїв автоматизації прийнятого типу котлів. При використанні гідравлічної схеми досить знати тільки опір, що складається з суми втрат на місцеві опори раптового звуження і розширення, а також характеристики регулювальних клапанів, фільтрів та іншого обладнання теплового пункту.

При залежній схемі приєднання системи опалення до теплових мереж централізованого тепlopостачання необхідно попередньо вибрати тип вузла змішування, скласти схему теплового вузла, підібрати його обладнання і виявити гідравлічні характеристики всіх елементів.

При незалежній схемі приєднання системи опалення до теплових мереж централізованого тепlopостачання попередньо необхідно розробити схему теплового вузла і підібрати основні елементи обладнання, виявити їх гідравлічні характеристики, а також підібрати теплообмінник і визначити його гідравлічний опір. Використовують швидкісні теплообмінники – гладкотрубні, спірально-трубні, пластинчасті. Фірми-виробники теплообмінників супроводжують свою продукцію відповідним програмним забезпеченням для підбору теплообмінника і визначення його теплових і гідравлічних характеристик.

Вихідними відомостями при підборі теплообмінника, як правило, є розрахункова тепла потужність теплообмінника, що дорівнює розрахунковій потужності системи опалення ΣQ_t , яка визначається за виразом:

$$\Sigma Q_t = Q_{\text{приміщ}} / 0,93; \quad (3.1)$$

Розрахункові температури первинного теплоносія T_z і T_o , °C; розрахункові температури вторинного теплоносія (системи опалення) t_a і t_i , °C; перепад тиску на вводі теплових мереж в тепловий пункт будівлі ΔP_{mm} , Мпа або бар. Останній параметр є контрольним, тому що при виборі теплообмінника необхідно упевнитися, щоб величина ΔP_{mm} була більше на 10% в порівнянні з сумарними втратами тиску з боку первинного теплоносія (теплообмінника ΔP_{mo} , витратоміра лічильника теплоти, регулятора перепаду тиску або регулятора тиску, фільтрів, арматури і трубопроводів).

До виконання гідравлічного розрахунку системи опалення слід розробити комплексну функціональну схему автоматизації системи опалення та теплового пункту, яка після виконання проекту опалення та вентиляції будівлі стане основою для складання «Завдання на розробку проекту автоматизації системи опалення та вентиляції будівлі».

3.6 Основні принципи гідравлічного розрахунку системи опалення

Безшумність роботи проекрованої системи опалення необхідно забезпечити при будь-яких режимах її експлуатації. Механічний шум виникає через температурне подовження трубопроводів при відсутності компенсаторів і нерухомих опор на магістралях і стояках системи опалення. При використанні сталевих або мідних труб шум поширюється по всій системі опалення, незалежно від відстані до джерела шуму внаслідок високої звукопровідності металу.

Гідравлічний шум виникає через значну турбулізацію потоку, що виникає при підвищеній швидкості руху води в трубопроводах і при значному дроселюванні потоку теплоносія регулювальним клапаном. Тому на всіх етапах конструювання і гідравлічного розрахунку системи опалення, при підборі кожного регулювального і балансувального клапанів, при підборі теплообмінників та насосів, при аналізі температурних подовжень трубопроводів необхідно враховувати можливе джерело і рівень виникнення шуму з метою підбору відповідного для заданих вихідних умов обладнання та арматури. У виробників обладнання є відповідні рекомендації щодо вирішення даної проблеми при підборі клапанів.

Метою гідравлічного розрахунку за умови використання наявного перепаду тиску на вводі системи опалення є:

- визначення діаметрів трубопроводів ділянок системи опалення;
- підбір регулювальних клапанів, що встановлюються на гілках, стояках та підведеннях до опалювальних приладів;
- підбір перепускних, розподільних і змішувальних клапанів;
- підбір балансувальних клапанів і визначення величини їх гідравлічного налаштування.

При пусковому налагодженні системи опалення балансувальні клапани налаштовуються на проектні параметри. Перш ніж приступити до гідравлічного розрахунку, необхідно на схемі системи опалення позначити розрахункове теплове навантаження кожного опалювального приладу, що дорівнює тепловому розрахунковому навантаженню приміщення Q_4 . При наявності двох і більше опалювальних приладів в приміщенні необхідно розділити величину розрахункового навантаження Q_4 між ними.

Потім слід вибрати основне розрахункове циркуляційний кільце. Кожне циркуляційний кільце системи опалення являє собою замкнутий контур послідовних ділянок, починаючи від напірного патрубку циркуляційного насоса і закінчуючи всмоктувальним патрубком циркуляційного насоса.

У однотрубній системі опалення кількість циркуляційних кілець дорівнює числу стояків або горизонтальних гілок, а в двохтрубній – кількості опалювальних приладів. Балансувальні клапани необхідно передбачати для кожного циркуляційного кільця. Тому в однотрубній системі опалення кількість балансувальних клапанів дорівнює числу стояків або горизонтальних гілок, а в двохтрубній – кількості опалювальних приладів, де балансувальні вентилі встановлюють на зворотному підведенні опалювального приладу.

В якості основного розрахункового циркуляційного кільця приймають:

- в системах з попутним рухом теплоносія в магістралях для однотрубних систем – кільце через найбільш навантажений стояк;
- для двотрубних систем кільце через нижній опалювальний прилад найбільш навантаженого стояка. Потім виконується розрахунок циркуляційних кілець через крайні стояки (ближній і дальній);
- в системах з тупиковим рухом теплоносія в магістралях: для однотрубних систем – кільце через найбільш навантажений з найвіддаленіших стояків, для двотрубних систем – кільце через нижній опалювальний прилад найбільш навантаженого з найвіддаленіших стояків. Потім виконується розрахунок інших циркуляційних кілець;
- в горизонтальних системах опалення – кільце через найбільш навантажену гілку нижнього поверху будівлі.

Слід вибрати одне з двох напрямків гідравлічного розрахунку основного циркуляційного кільця.

Перший напрямок гідравлічного розрахунку полягає в тому, що діаметри труб і втрати тиску в кільці визначаються по заданій оптимальній швидкості руху теплоносія на кожній ділянці основного циркуляційного кільця з подальшим підбором циркуляційного насоса. Швидкість теплоносія в горизонтально прокладених трубах слід приймати не нижче 0,25 м/с, щоб забезпечити видалення повітря з них. Рекомендується приймати оптимальну розрахункову швидкість руху теплоносія для сталевих труб – до 0,3...0,5 м/с, для мідних і полімерних труб – до 0,5...0,7 м/с, при цьому

обмежуючись величиною питомої втрати тиску на тертя R не більше 100...200 Па/м.

Максимально допустимі значення швидкості води, що забезпечують безшумність роботи системи, наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Допустима швидкість руху води в трубах систем опалення

Допустимий еквівалентний рівень шуму, дБ	Допустима швидкість руху води, м/с, в трубах при коефіцієнтах місцевих опорів вузла опалювального приладу або стояка з арматурою				
	До 5	10	15	20	30
30	1,5	1,2	1,0	0,8	0,65
40	1,5	1,5	1,5	1,5	1,2

На підставі результатів розрахунку основного кільця проводиться розрахунок інших циркуляційних кілець шляхом визначення наявного тиску в них і підбору діаметрів за орієнтовною величиною питомих втрат тиску R_{cp} (методом питомих втрат тиску).

Перший метод розрахунку застосовується, як правило, для систем з місцевим теплогенератором, для систем опалення при їх незалежному приєднанні до теплових мереж, для систем опалення при залежному приєднанні до теплових мереж, але недостатньому наявному тиску на ввіді теплових мереж (крім вузлів змішання з елеватором).

Напір циркуляційного насоса P_n , Па, необхідний для підбору типорозміру циркуляційного насоса, слід визначати залежно від виду системи опалення:

- для вертикальних однотрубних і біфілярних систем за формулою:

$$P_n = \Delta P_{c.o.} - P_e \quad (3.2)$$

- для горизонтальних однотрубних і біфілярних двотрубних систем за формулою:

$$P_n = \Delta P_{c.o.} - 0,4.P_e \quad (3.3)$$

де $\Delta P_{c.o.}$ – втрати тиску. в основному розрахунковому циркуляційному кільці, Па;

P_e – природний циркуляційний тиск, що виникає внаслідок охолодження води в опалювальних приладах і трубах циркуляційного кільця, Па.

Другий метод гідравлічного розрахунку полягає в тому, що підбір діаметрів труб на розрахункових ділянках і визначення втрат тиску в цирку-

ляційному кільці проводиться по наперед заданій величині наявного циркуляційного тиску для системи опалення. В цьому випадку діаметри ділянок підбираються за орієнтовною величиною питомих втрат тиску R_{cp} (методом питомих втрат тиску). За таким принципом проводиться розрахунок систем опалення з природною циркуляцією, систем опалення з залежним приєднання до теплових мереж (зі змішанням в елеваторі; зі змішувальним насосом на перемичці при достатньому наявному тиску на вводі теплових мереж; без змішування при достатньому наявному тиску на вводі теплових мереж).

В якості вихідного параметра гідравлічного розрахунку необхідно визначити величину наявного циркуляційного перепаду тиску ΔP_p , яке в системах з природною циркуляцією дорівнює

$$\Delta P_p = P_e, \quad (3.4)$$

а в насосних системах визначається залежно від виду системи опалення:

- для вертикальних однотрубних і біфілярних систем за формулою:

$$\Delta P_p = P_n + P_e, \quad (3.5)$$

- для горизонтальних однотрубних і біфілярних двотрубних систем за формулою:

$$\Delta P_p = P_n + 0,4 \cdot P_e. \quad (3.6)$$

3.7 Послідовність гідравлічного розрахунку системи опалення та підбору регулювальних і балансувальних клапанів

Рекомендується наступна послідовність виконання розрахунку основного циркуляційного кільця:

1) Кільце розбивають на послідовні ділянки. Ділянкою називають частину трубопроводу циркуляційного кільця постійного діаметра з постійною витратою теплоносія. Ділянки нумерують, визначають їх довжину з точністю 0,1 м, та обчислюють розрахункове теплове навантаження ділянок Q_i :

- при прихованому прокладанні теплопроводів:

$$Q_t = 1,06 \cdot Q_4, \quad (3.7)$$

- при відкритому прокладанні теплопроводів:

$$Q_t = 1.05 \cdot Q_4. \quad (3.8)$$

Розрахункову витрату теплоносія G в розрахунковій ділянці обчислюють за формулою:

$$G = 3,6 \cdot Q_t / (c \cdot \Delta t) \quad (3.10)$$

або

$$G = 0,86 \cdot Q_t / \Delta t, \quad (3.9)$$

де c – питома теплоємність води, $c = 4,2 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

$\Delta t = (t_z - t_o)$ – розрахункова різниця виходу та повернення теплоносія, $^\circ\text{C}$.

2) Якщо приймається перший напрямок розрахунку, то діаметри ділянок підбирають по розрахунковій витраті теплоносія G , задавшись оптимальною швидкістю руху теплоносія, за допомогою номограм гідравлічного розрахунку (Додатки «Б» і «В»). При цьому рекомендується обмежуватися величиною питомої втрати тиску на тертя R не більше 100...200 Па/м.

3) Якщо вибрано другий напрямок розрахунку, то діаметри ділянок підбирають методом питомих втрат по розрахунковій витраті теплоносія G на ділянці, орієнтуючись або за середньою величиною питомих втрат тиску R_{cp} , або по задається швидкості води (Додатки «Б» і «В») з подальшим підбором балансувальних клапанів на необхідний опір клапана.

4) Сумарні втрати тиску в системі опалення $\Delta P_{c.o.}$, визначають за формулою:

$$\Delta P_{c.o.} = \Sigma \Delta P_{устатк.} + \Sigma \Delta P_{дiл.} + \Delta P_{рег.дiл.} \quad (3.10)$$

де $\Sigma \Delta P_{устатк.}$ – сума втрат тиску в котлі (теплообміннику), регулювальних клапанах теплового вузла (у відкритому стані), витратомірах теплового вузла та ін. устаткуванні, Па;

$\Sigma \Delta P_{дiл.}$ – сума втрат тиску в послідовних розрахункових ділянках розрахункового циркуляційного кільця, Па;

$\Delta P_{рег.дiл.}$ – втрати тиску на "регульованій ділянці" розрахункового циркуляційного кільця, Па.

Характер розподілу втрат тиску в циркуляційному кільці наведено на рис. 3.6.

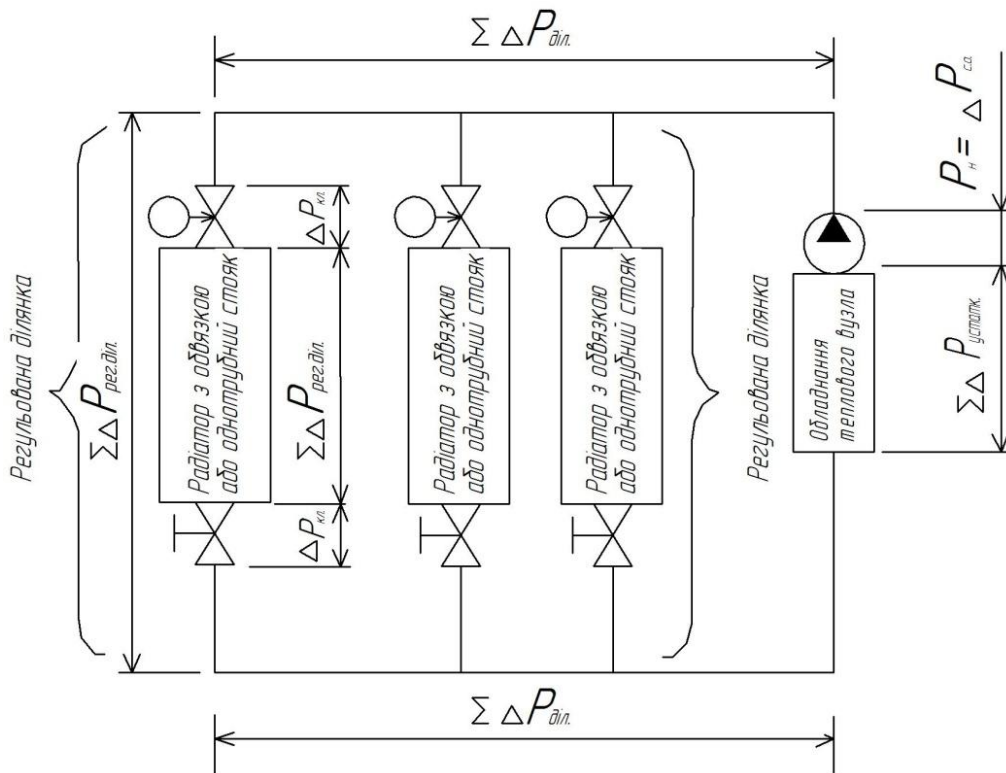


Рисунок 3.6 – Схема розподілу втрат тиску в циркуляційному кільці

"Регульованою ділянкою" циркуляційного кільця є та частина трубопроводу з опалювальними приладами та арматурою, на яку впливає робота балансувальних, термостатичних або регулювальних клапанів.

У двотрубних системах опалення "регульованою ділянкою" є опалювальний прилад з підведеннями, арматурою тощо.

В однотрубних системах опалення як "регульована ділянка" може розглядатися стояк (або однотрубна гілка горизонтальної системи опалення), якщо на ньому передбачається встановлення балансувального клапана або регулятора витрати. Втрати тиску на "регульованій ділянці" $\Delta P_{рег.дйл.}$, Па, визначаються за формулою:

$$\Delta P_{рег.дйл.} = \Delta p_{рег.дйл.} + (\Sigma \Delta P_{кл.})_{рег.дйл.}, \quad (3.11)$$

де $\Delta p_{рег.дйл.}$ – втрата тиску в трубопроводах "регульованої ділянки", Па;

$\Delta P_{кл.}$ – розрахункова втрата тиску в термостатичному або балансувальному клапані, Па.

Втрати тиску на ділянці $\Delta P_{дйл.}$, а також втрати тиску в трубопроводах "регульованої ділянки" $\Delta p_{рег.дйл.}$ обчислюються за допомогою методу питомих втрат тиску як сума втрат тиску на подолання сил тертя (втрати по довжині) і сил інерції (місцеві опори) за формулою:

$$\Delta P_{\text{дил.}} = l_{\text{дил.}} R + Z, \quad (3.12)$$

де $l_{\text{дил.}}$ – довжина ділянки, м;

R – питома втрата тиску на тертя, Па / м (Додатки «Б» і «В»);

$Z = f(\Sigma \zeta)$ – втрати тиску на місцеві опори, Па;

$\Sigma \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів (Додаток «Г»).

Вибір типорозміру регулювального або балансувального клапана проводиться за величиною його пропускної здатності k_v , $\text{м}^3/\text{год}$, яка є технічною характеристикою клапана, що відображається в його характеристиці.

Значення пропускної здатності k_v виражає об'ємну витрату протікання через клапан води щільністю $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ при створенні перепаду тиску в ньому 1 бар (100 кПа або 0,1 МПа).

Методика підбору регулювальних клапанів залежить від функціонального призначення клапана і його конструктивних особливостей. Виходячи з цього, регулювальну арматуру умовно поділяється на дві основні групи:

- 1-а група універсальної арматури, яка не має гідравлічного налаштування;

- 2-га група арматури, що має в своїй конструкції пристрої з налаштування гідравлічного опору на потрібну установку.

Для визначення втрати тиску $\Delta P_{\text{кл.}}$, Па, клапанів, що відносяться до 1-ї групи, можна використовувати розрахункову формулу:

$$\Delta P_{\text{кл.}} = 0,1 \cdot (G/k_v)^2, \quad (3.13)$$

де G – розрахункова витрата теплоносія на ділянці, $\text{кг}/\text{год}$;

k_v – пропускна здатність, $\text{м}^3/\text{год}$, або яка відповідає певному клапану розрахункову номограму, загальний вигляд якої показаний на рис. 3.7б.

Ключ користування номограмою показано на рис. 3.7б штриховою лінією. За розрахунковою витратою води на перетині з графічної характеристикою клапана 2К визначається втрата тиску в ньому $\Delta P_{\text{кл.}}$, а на продовженні графічної характеристики до перетину з ординатою $\Delta P_{\text{кл.}} = 100 \text{ кПа}$ – контрольна величина пропускної здатності клапана k_v , $\text{м}^3/\text{год}$. Для пропуску через клапан розрахункової витрати теплоносія $G_{\text{дил.}}$ приймається положення штока **2К**, виходячи з міркувань достатності ходу штока в сторону відкриття при «прогріві» приміщення, а також достатності ходу штока в сторону закриття при автоматичному зменшенні витрати води внаслідок ймовірної появи в приміщенні теплових впливів.

При підборі клапанів, що відносяться до 2-ї групи, і визначенні гідравлічного настроювання клапана можна використовувати формулу для визначення необхідного значення пропускної здатності:

$$k_v \cong G/(10\Delta P_{кл.})^{0,5}, \quad (3.14)$$

де $\Delta P_{кл.}$ – розрахункова необхідна втрата тиску в балансовому клапані, Па.

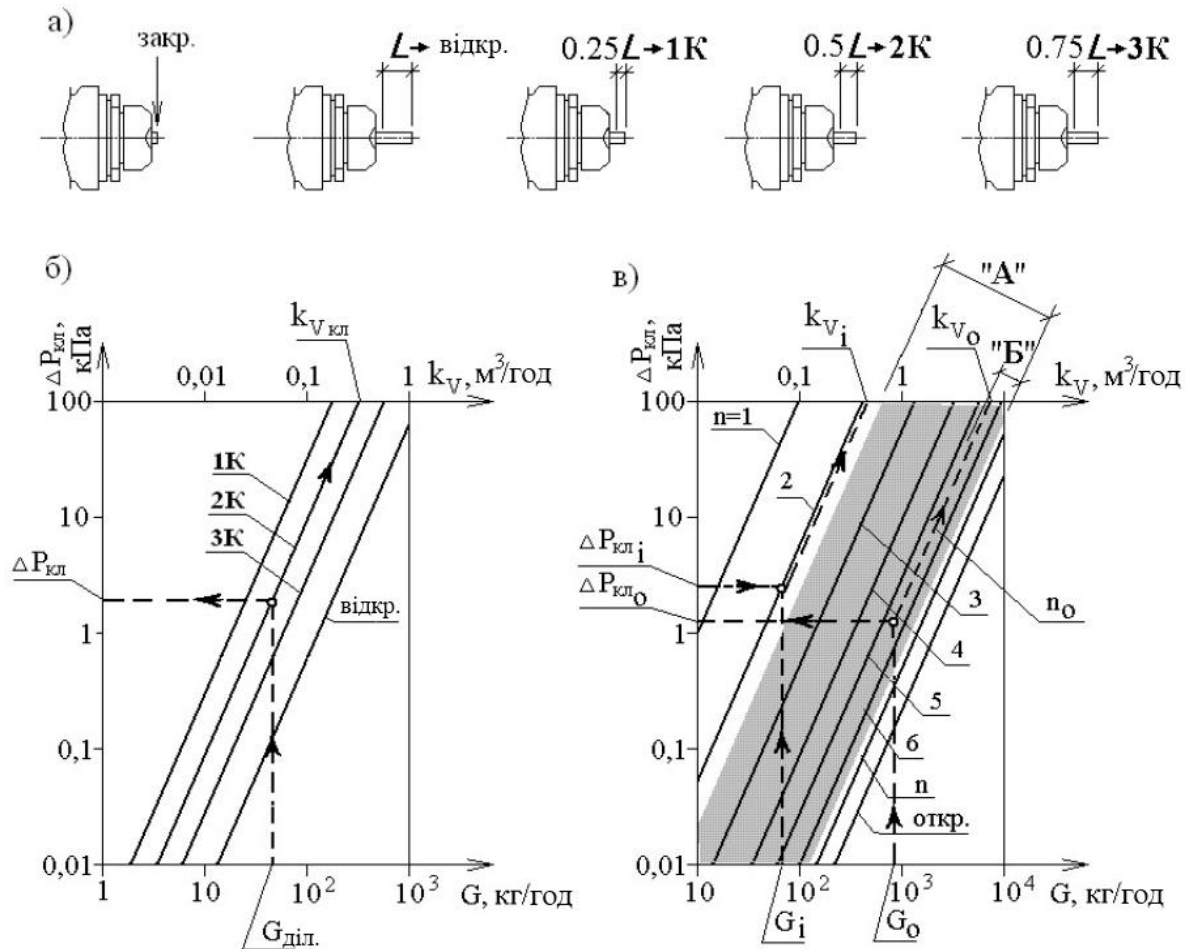


Рисунок 3.7 – Визначення гідравлічних характеристик клапанів : а) схема ходу штока клапана з відповідними кодовими позначеннями 1К, 2К, 3К, відкр., для яких на рис. 3.7б для клапана 2-ї групи показані відповідні гідравлічні залежності 1К, 2К, 3К, відкр.; б) схема визначення розрахункового опору клапана 2-ї групи по заданій розрахунковій витраті води на ділянці; в) схема підбору клапана 3-ї групи і визначення його гідравлічного настроювання по заданим значенням втрати тиску в ньому і витраті води на ділянці

Отримане за формулою (3.14) значення k_v є достатнім проектним рішенням, тому що дозволяє провести підбір клапана або його заміну на клапан іншого типу. При підборі конкретного типу клапана, а також для визначення значення його гідравлічного настроювання n , необхідно кори-

стуватися відповідною даному клапану розрахункової номограми, загальний тип якої показаний на рис. 3.7в.

Ключ користування номограмою показаний на рис. 3.7в штриховими лініями. На перетині ліній побудови розрахункової витрати води G і заданою втрати тиск в клапані $\Delta P_{кл.}$ визначається необхідна графічна характеристика з відповідною величиною гідравлічного настроювання n , а на продовженні графічної характеристики до перетину з ординатою $\Delta P_{кл.} = 100$ кПа – величина необхідної пропускної спроможності клапана k_v , $m^3/год$.

Для забезпечення оптимального та якісного балансування циркуляційних кілець між собою, слід дотримуватися наступних рекомендацій при підборі і визначенні гідравлічного настроювання балансувальних клапанів:

1. При гідравлічному розрахунку слід прагнути до того, щоб для всіх регульованих ділянок системи опалення в максимально повній мірі використовувався весь діапазон гідравлічних налаштувань n , не зачіпаючи значень, близьких до повного відкриття і до закриття клапана (див. діапазон «А» на рис. 3.7в).

Для цього при розрахунку основного циркуляційного кільця використовується перший напрямок гідравлічного розрахунку (по задається оптимальної швидкості руху теплоносія). З огляду на те, що основне циркуляційне кільце має найбільше теплове навантаження регульованої ділянки і є найбільш протяжним, слід задатись значенням гідравлічного настроювання балансувального клапана в межах діапазону «А», але ближче до більшого відкриття клапана (див. діапазон «Б» на рис. 3.7в). За розрахунковою витратою води G_0 на перетині з графічною характеристикою клапана n_0 визначається втрата тиску в ньому $\Delta P_{кл.0}$, а на продовженні графічної характеристики до перетину з ординатою $\Delta P_{кл.} = 100$ кПа – розрахункова величина пропускної здатності клапана k_{v0} , $m^3/год$. (рис. 3.7в).

2. Розрахунок інших циркуляційних кілець виконується з використанням другого напряму гідравлічного розрахунку (по величині наявного циркуляційного тиску). В результаті цих розрахунків виявляються необхідні значення $\Delta P_{кл.}$ і D для всіх балансувальних клапанів інших регульованих ділянок.

3. За вихідними значеннями G_i і $\Delta P_{кл.i}$ для всіх балансувальних клапанів інших регульованих ділянок визначається необхідна величина гідравлічного настроювання n_i і необхідне значення пропускної здатності клапана $k_{v,i}$ шляхом графічних побудов, показаних на рис. 3.7в.

3.8 Особливості гідравлічного розрахунку горизонтальних систем опалення при прихованому прокладанні трубопроводів

Розрахунок горизонтальних систем опалення виконується відповідно до вищевикладеної методики. Особливості гідравлічного розрахунку пов'язані з особливостями конструювання системи опалення.

Нагрівальні елементи горизонтальної системи опалення (опалювальні прилади, опалювальні контури підлогового опалення тощо) приєднуються до системи опалення через розподільник, який умовно розбиває систему опалення на дві системи: систему теплопостачання розподільників (між тепловим пунктом і розподільниками) і систему опалення від розподільників (між опалювальними приладами і розподільником).

Таким чином, схема системи опалення виконується, як правило, у вигляді роздільних схем:

- схема системи теплопостачання розподільників.
- схеми систем опалення від розподільників.

Особливість гідравлічного розрахунку полягає в наступному:

- 1) На введенні кожного з розподільників проектується:
 - автоматичний регулятор витрати (або вентиль балансувальний) – для однотрубних систем опалення;
 - автоматичний регулятор перепаду тиску – для двотрубних систем опалення.
- 2) В якості основного розрахункового циркуляційного кільця вибирають кільце через найбільш навантажений опалювальний прилад (або опалювальний контур) найбільш навантаженого розподільника.
- 3) Виконується гідравлічний розрахунок системи опалення від розподільника до опалювальних приладів з використанням першого напряму розрахунку.
- 4) Виконується гідравлічний розрахунок системи теплопостачання розподільників з використанням першого напряму розрахунку.
- 5) Виконується гідравлічний розрахунок всіх систем опалення від розподільників до опалювальних приладів.
- 6) Проводиться підбір гідравлічних налаштувань регуляторів витрати або регуляторів перепаду тиску, що монтуються на введенні кожного з розподільників.

3.9 Конструювання і підбір обладнання теплового пункту системи водяного опалення

Основні елементи та обладнання теплового пункту складають гідравлічний ланцюжок як з боку первинного теплоносія теплообмінника, так і з

боку вторинного теплоносія, де елементи теплового вузла є ланками основного циркуляційного кільця системи опалення.

Перш ніж приступити до конструювання теплового пункту, необхідно підібрати теплообмінник, для чого використовуються програми підбору теплообмінника. В результаті підбору отримуємо конструктивні, теплові і гідравлічні характеристики теплообмінника, в тому числі втрати тиску з боку первинного теплоносія – теплових мереж, а також втрати тиску з боку вторинного теплоносія – системи опалення $\Delta P_{то}$.

У тепловому пункті з боку вторинного теплоносія основними елементами системи опалення є фільтр, кульові крани, зворотний клапан, опір яких ΔP_{ϕ} , $\Delta P_{зк.}$ визначаються за відповідними номограмами.

3.10 Підбір циркуляційного насоса системи водяного опалення

Для підбору циркуляційного насоса необхідно визначити необхідні подачу V_i , м³/год і напір P_i , кПа (або м.вод.ст.). Подача насоса відповідає розрахунковій витраті в системі опалення $V_n = V_{co}$. Необхідний напір визначається сумою складових втрат тиску в циркуляційному кільці – втрат тиску ділянок основного циркуляційного кільця $\Sigma \Delta P_{дiл.}$, втрат в теплообміннику з боку вторинного теплоносія $\Delta P_{то}$, опору фільтра ΔP_{ϕ} і опору зворотного клапана $\Delta P_{зк.}$:

$$P_n = \Sigma \Delta P_{дiл.} + \Delta P_{то} + \Delta P_{\phi} + \Delta P_{зк.} \quad (3.15)$$

В існуючій практиці застосовуються, як правило, циркуляційні насоси з «мокрим ротором» з постійною швидкістю обертання (3...4 ступені швидкостей), а також з електронним управлінням швидкості обертання по перепаду тиску на насосі. Найбільш широко застосовується перший вид насосів. Другий вид застосовується при необхідності регулювання перепаду тиску в системі опалення.

Для однотрубної системи опалення, в якій індивідуальне регулювання здійснюється перерозподілом потоків в об'язці опалювального приладу за допомогою триходового термостатичного клапана без зміни витрати в стояку і в системі опалення, рекомендується приймати насос з постійною швидкістю обертання.

Для двотрубної системи опалення, в якій індивідуальне регулювання здійснюється дроселюванням потоку за допомогою двоходового термостатичного радіаторного клапана із зміною витрати в стояку і в системі опалення, рекомендується приймати насос з електронним управлінням швидкості обертання.

Для систем невеликої потужності можна також застосовувати насос з постійною швидкістю обертання з перепускним клапаном на байпасі.

Вибір насоса здійснюють графічно за його характеристикою або за допомогою електронних програм виробника.

Схема характеристики насоса з постійною швидкістю обертання показана на рис. 3.8а, а з електронним управлінням швидкістю обертання – на рис. 3.8в.

У першому випадку (рис. 3.8а) вибір насоса здійснюють за розрахунковими величинами P_δ і V_δ , отриманими в результаті гідравлічного розрахунку системи опалення та підбору обладнання теплового пункту. Графічно визначають розрахункову точку і характеристику системи, потім у напрямку характеристики системи визначають ступінь обертання насоса і його проектні характеристики P_i і V_i . Характеристика двотрубною системи опалення в результаті роботи термостатичних клапанів змінюється, наприклад, на характеристику № 2 або № 3 (рис. 3.8б). Перепад тиску в системі опалення при цьому зростає в 1,5-2 рази, що значно знижує якість регулювання і створює гідравлічний шум. Щоб цього уникнути, слід паралельно насосу встановити перепускний клапан, налаштований на перепад тиску $\Delta P = P_p$. У цьому випадку комплекс «насос і перепускний клапан» матиме насосну характеристику у вигляді ламаної лінії Б-В-Г, забезпечуючи на лінії Б-В при будь-яких характеристиках системи опалення постійний перепад тиску $\Delta P = P_p$.

У другому випадку (рис. 3.8в) при виборі насоса досить по розрахунковим величинам P_δ і V_δ , отриманим в результаті гідравлічного розрахунку системи опалення, підібрати такий насос, щоб робоча розрахункова точка перебувала десь в середній частині робочого діапазону характеристики подачі насоса.

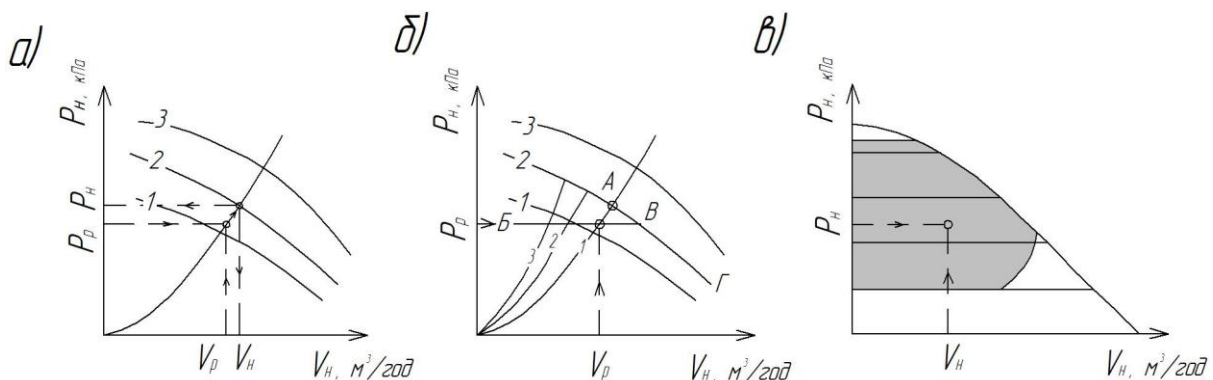


Рисунок 3.8 – Схема характеристики насоса: а) з постійною швидкістю обертання; б) з постійною швидкістю обертання і перепускним клапаном; в) з електронним керуванням швидкістю обертання.

3.11 Вибір типу і підбір розширювального бака

В даний час переважно застосовують закриті розширювальні баки, проте в певних випадках слід використовувати відкритий розширювальний бак.

На рис. 3.9а і рис. 3.9б показані поширені схеми під'єднання відкритого розширювального бака.

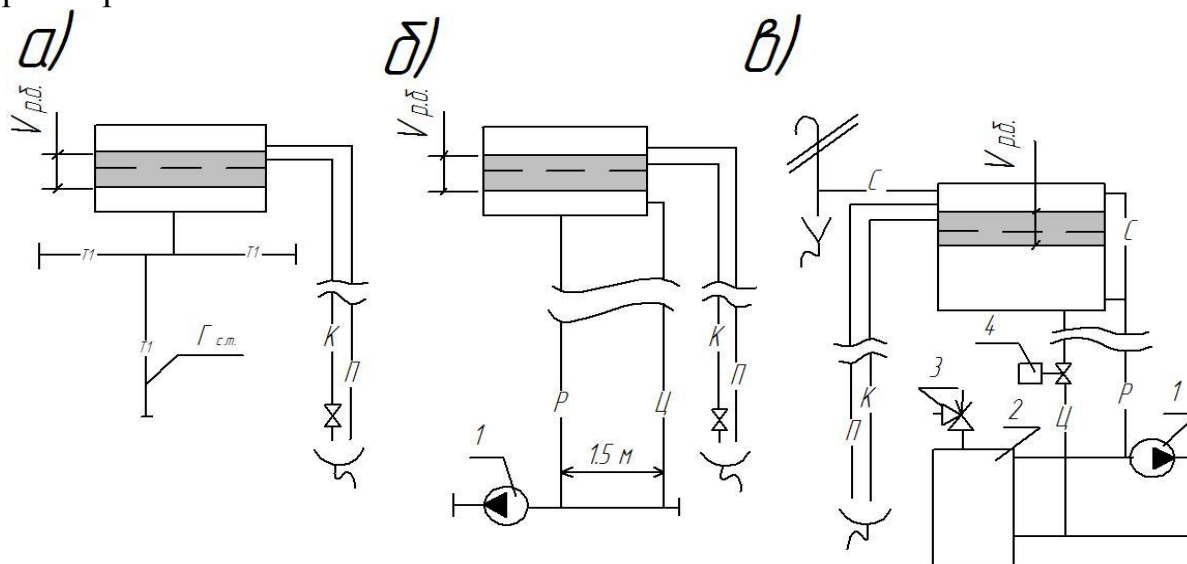


Рисунок 3.9 – Схеми відкритого розширювального бака і його приєднання до систем: а) з природною циркуляцією теплоносія; б) з насосною циркуляцією теплоносія; в) з насосною циркуляцією теплоносія при використанні в системі основного або додаткового котла на твердому паливі: К – контрольна труба; П – переливна; Р – розширювальна; Ц – циркуляційна; 3 – свічкова для викиду пари; 1 – циркуляційний насос; 2 – котел на твердому паливі; 3 – запобіжний клапан; 4 – клапан («відкритий» в знеструмленому стані).

Схема рис. 3.9а застосовується при використанні в гравітаційній системі опалення котла на твердому паливі.

У насосних системах з котлом на твердому паливі слід встановлювати розширювальний бак за схемою рис. 3.9в. В даному випадку об'єм розширювального бака значно перевищує необхідний об'єм $V_{д.а.}$, що дозволяє при аварійному відключенні електроенергії «скинути» теплоту з котла на нагрівання води в розширювальному баку за рахунок відкриття клапана 4 і з'являється при цьому природної циркуляції води в трубах «Ц» і «Р». У разі закипання води відбувається скидання пароводяної суміші по тубі «С» в верхню частину розширювального бака, її сепарування і скидання пари в атмосферу.

Робочий розрахунковий об'єм відкритого розширювального бака, $V_{р.б.}$, л, визначається за формулою

$$V_{p.б.} = 0,045.V_{c.o.}, \quad (3.16)$$

де $V_{c.o.}$ - розрахунковий обсяг води в системі опалення, л.

Закритий (мембранний) розширювальний бак встановлюється, як правило, в тепловому пункті при теплопостачанні від теплових мереж або місцевого автоматизованого джерела теплоти. Найбільш поширений мембранний бак, який працює під тиском (рис. 3.10а).

Необхідний об'єм такого бака $V_{з.б.}$ залежить від гідростатичного тиску і тиску спрацьовування запобіжного клапана. Схема його установки представлена на рис. 3.11.

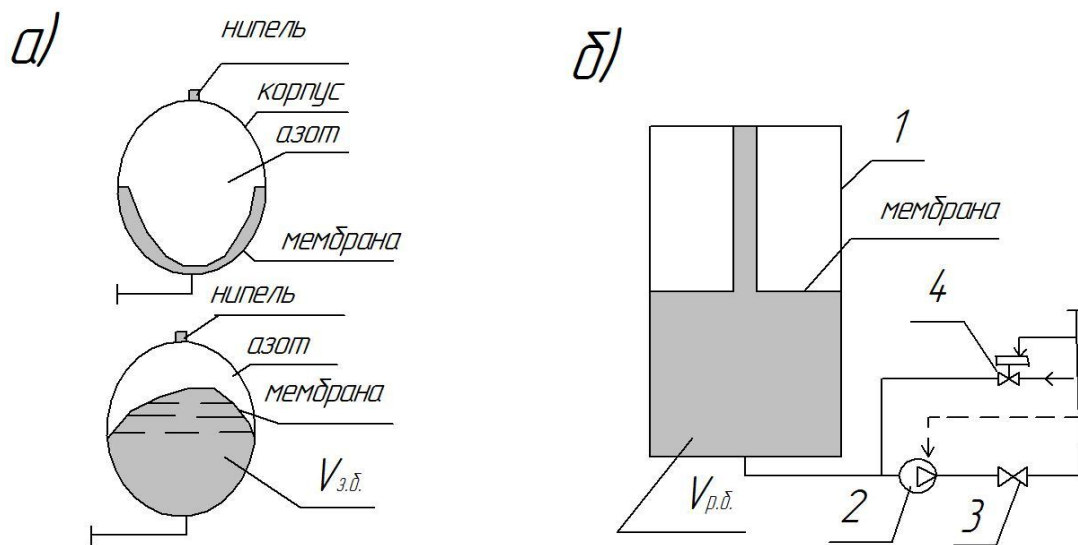


Рисунок 3.11 – Схеми закритого розширювального бака: а) працює під тиском системи опалення; б) працює під атмосферним тиском
1 – корпус бака під атмосферним тиском; 2 – підживлювальний насос;
3 – зворотний клапан; 4 – клапан-редуктор.

Необхідний мінімальний об'єм $V_{з.б.}$, л, закритого (мембранного) розширювального бака, що працює під тиском, визначається за формулою:

$$V_{з.б.} = \frac{V_{p.б.}}{1 - \frac{P_{г.}}{P_{з.к.}}}, \quad (3.17)$$

де $V_{p.б.}$ – робочий розрахунковий об'єм відкритого розширювального бака, який визначається за формулою (3.16), л;

$P_{г.}$ – розрахункова величина гідростатичного тиску в точці підключення закритого (мембранного) розширювального бака до системи опалення, бар;

$P_{з.к.}$ - значення тиску спрацювання запобіжного клапана, бар.

Схема установки закритого (мембранного) розширювального бака і пристроїв безпеки в системі опалення наведено на рис. 3.12.

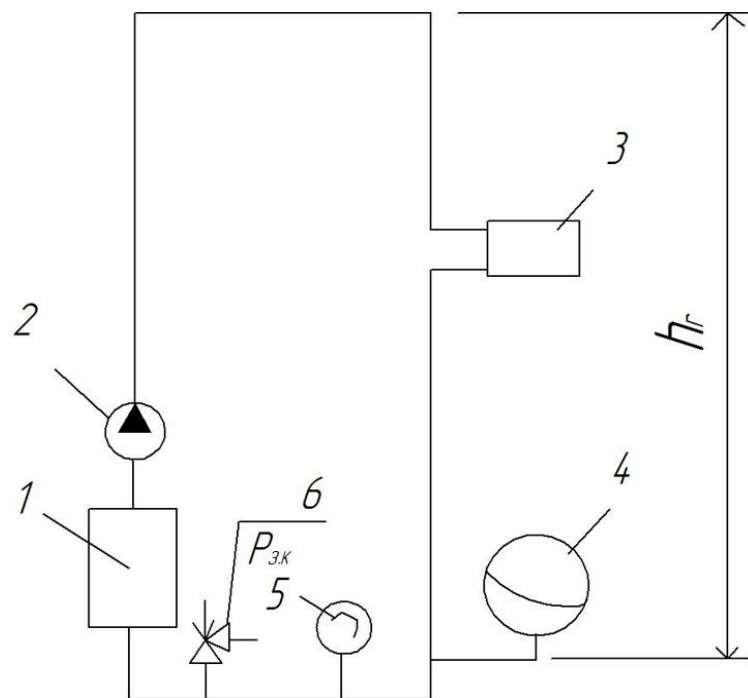


Рисунок 3.12 – Схема установки закритого (мембранного) розширювального бака і пристроїв безпеки в системі опалення: 1 – котел або теплообмінник; 2 – циркуляційний насос; 3 – радіатори системи опалення; 4 – закритий (мембранний) розширювальний бак; 5 – манометр; 6 – запобіжний клапан

Розрахункова величина гідростатичного тиску P_r , бар, в точці підключення закритого (мембранного) розширювального бака до системи опалення визначається за формулою:

$$P_r = \rho \cdot h_r \cdot 10^{-4}, \quad (3.18)$$

де h_r – висота стовпа рідини над точкою підключення закритого (мембранного) розширювального бака до системи опалення, м;

ρ – щільність води, кг/м^3 .

Тиск в закритій системі водяного опалення слід приймати не менше 1 бар. Перед заповненням системи водою закритий (мембранний) розширювальний бак повинен бути відрегульований на величину тиску води в системі. Попередньо необхідно при атмосферному тиску в приєднувальному патрубку бака встановити тиск азоту в ньому на 15-20% більше проектного значення тиску в системі в точці приєднання розширювального бака.

Для систем опалення великої місткості, для висотних будівель, а також для теплових мереж використовується розширювальний мембранний бак, який працює під атмосферним тиском (рис. 3.10б). Клапан 4 перепускає воду із системи опалення при підвищенні її тиску вище заданого, а при падінні тиску в системі включається підживлювальний насос 2. Об'єм такого бака визначається так, як і відкритого розширювального бака за формулою (3.16).

3.12 Опалювальні прилади

Види і конструкції опалювальних приладів

Опалювальні прилади є одним з найважливіших елементів системи опалення і призначені для передачі тепла від теплоносія в приміщення будинку. До них висуваються ряд вимог: теплотехнічних, санітарно-гігієнічних, техніко-економічних, естетичних.

До теплотехнічних вимог відносяться високе значення коефіцієнта теплопередачі опалювального приладу, тобто здатність передавати якомога більшу кількість тепла від теплоносія до повітря приміщення; габарити і форма опалювального приладу повинні сприяти більшій віддачі тепла.

Санітарно-гігієнічні вимоги є такі: температура поверхні опалювального приладу повинна відповідати призначенню приміщення, в якому він установлений (для житлового приміщення середня температура не повинна перевищувати 70-80, для виробничих приміщень допускається вища температура); характер поверхні приладу не повинен сприяти відкладанню пилу; форма приладу повинна сприяти легкому очищенню всіх його частин від пилу.

До техніко-економічних вимог відносяться: мала вартість приладу, а також матеріалів для його виготовлення; мала маса і малі габарити при великій поверхні нагріву; великий термін служби; мінімальна витрата металу.

З точки зору естетики форма опалювального приладу повинна бути гарною; прилад повинен гармоніювати з інтер'єром приміщення.

Цілком очевидно, що створити опалювальний прилад, який відповідатиме всім поставленим вимогам доволі важко, тому, як правило, в першу чергу звертають увагу на санітарно-гігієнічні теплотехнічні вимоги. Опалювальні прилади відливають з чавуну, виконують зі сталі, скла, бетону, кераміки, фарфору, у вигляді панелей з бетону із закладеними в нього трубчастими елементами тощо. Прилади розрізняють за формою і розмірами, вони можуть збиратись з окремих секцій і елементів. В них можуть подаватись різні теплоносії з різними параметрами.

Секційні радіатори за типом матеріалу, з якого він зроблені поділяються на:

- чавунні,
- алюмінієві,

- біметалеві.

Широко розповсюджені чавунні опалювальні прилади (радіатори і ребристі труби). Вони достатньо довговічні, але мало привабливі і громіздкі.

Чавунні радіатори складаються з окремих секцій, з'єднаних спеціальними різьбовими з'єднаннями в опалювальні прилади потрібної поверхні нагріву. В даний час промисловістю випускається декілька типів радіаторів (МС-140, МС-90, М-90). На рис. 3.13 показано чавунний радіатор. Секції цих радіаторів мають дві колонки, з'єднані зверху і знизу порожнистими циліндричними частинами з двосторонньою внутрішньою різьбою.

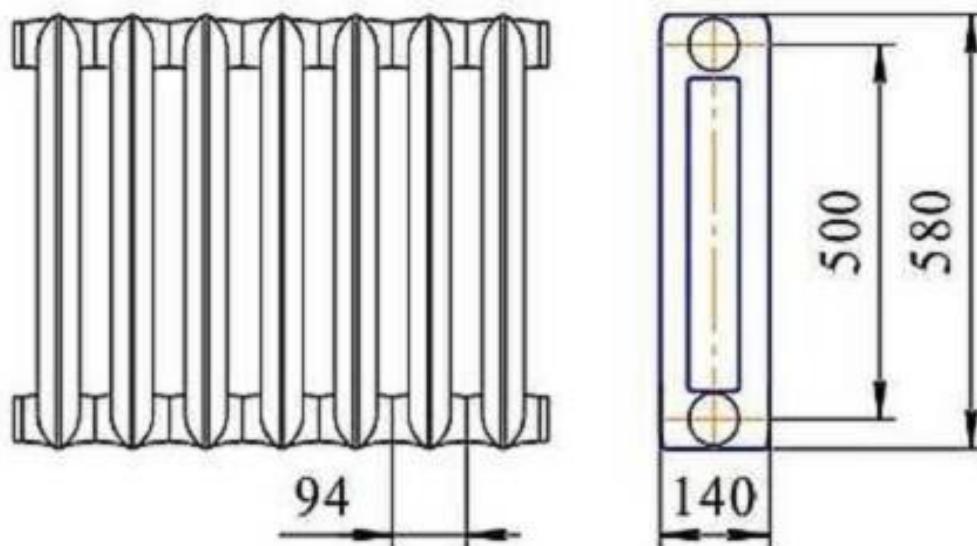


Рисунок 3.13 – Чавунний секційний радіатор МС-140

Циліндричні частини двох суміжних секцій з'єднуються за допомогою ніпелів у вигляді порожнинного циліндру із зовнішньою, також двосторонньою, різьбою. В комплект одного радіатора входять два прохідних радіаторних корка для приєднання до радіатора підвідних труб від стояків системи опалення і два глухих радіаторних корка. Щільність ніпельного з'єднання забезпечується використанням ущільнюючих прокладок (картон, просочений оліфою, або пароніт). За монтажною висотою радіатори поділяють на високі – 1000 мм, середні – 500 мм і низькі – 300 мм. Глибина секції – 140 і 90 мм. Найчастіше використовують середні радіатори.

Виробництво чавунних радіаторів вимагає великої витрати металу, вони трудомісткі у виготовленні і монтажі. При цьому ускладнюється виготовлення панелей внаслідок влаштування в них ніш для встановлення радіаторів. Крім цього, виробництво радіаторів призводить до забруднення навколишнього середовища. Тому, незважаючи на такі важливі переваги радіаторів, як корозійна стійкість, налагодженість технології виготовлення, простота зміни потужності приладу шляхом зміни кількості секцій тощо, їх виробництво в нашій країні скорочується за рахунок випуску приладів зі сталі, алюмінію та ін.

Радіатори встановлюють в приміщеннях під вікнами і біля зовнішніх стін. У зовнішній цегляній стіні можуть передбачатись для встановлення радіаторів ніші, що полегшує монтаж трубопроводів системи опалення, адже не потрібно гнути підвідні труби. За відсутності ніш монтаж трубопроводів ускладнюється (стіни з крупних блоків та панелей). При встановленні радіаторів обов'язковим є дотримання відстаней від поверхні радіатора до підлоги, верха і поверхні ніші (не менше 2,5-6см); до бокових стінок ніші відстань приймають не менше 20-30см.

До чавунних опалювальних приладів відносять також ребристі труби, які приєднують до трубопроводів за допомогою фланців. Ребристі труби виготовляють довжиною 0,5; 0,75; 1; 1,5 і 2 м з круглими ребрами і поверхнею нагріву 1; 1,5; 2; 3 і 4 м². Ребристість приладу збільшує поверхню тепловіддачі, але ускладнює очищення його від пилу і знижує коефіцієнт теплопередачі. Ребристі труби влаштовують у виробничих приміщеннях, комунальних підприємствах тощо.

До нових опалювальних приладів можна віднести алюмінієві та біметалеві (сталєво-алюмінієві, мідно-алюмінієві).

Алюмінієві радіатори (рис. 3.13) мають більш досконалу конструкцію, у якій застосований матеріал з великим коефіцієнтом теплопередачі у вигляді алюмінієвого сплаву. Секції алюмінієвого радіатора мають глибину всього 80-110 мм (чавунна 140 мм), об'єм води становить близько 0,5 літра, площа нагрівання 0,4 м² і товщина стінки 2-3 мм. Алюмінієві секційні радіатори більше половини тепла віддають випромінюванням, іншу половину – конвекцією.

Деякі типи алюмінієвих радіаторів мають сильно розвинену поверхню у вигляді додаткових тонких ребер, розміщених усередині секції, при цьому площа нагрівання однієї секції зростає до 0,5 м², і передача тепла конвекцією зростає до 60%. Теплова потужність однієї секції декларується виробниками (до 180 ватів).

Зовні алюмінієві секційні радіатори виглядають досить естетично, мають невелику вагу, зручні для монтажу на поверхні стін. Завдяки зменшеному об'єму води в секціях алюмінієві радіатори добре піддаються регулюванню за допомогою термозапірних клапанів і термочутливих головок. Теплорегулюючі елементи, якими необхідно обладнувати всі алюмінієві радіатори, дозволяють обмежувати протік гарячої води через радіатор при досягненні заданої температури в кімнаті. Теплова інерція алюмінієвого радіатора невелика, тому термочапан відреагує на зміну температури в кімнаті буквально за 5-7 хвилин — відкриє або прикриє доступ гарячої води в радіатор, чим досягається економія палива до 30%. У чавунних радіаторах теплова інерція набагато більша й становить більше однієї години, тому про регулювання тепловіддачі і економію палива говорити не доводиться.

Зовнішній вигляд алюмінієвого радіатора наведено на рис. 3.14.



Рисунок 3.14 – Алюмінієвий секційний радіатор

Алюмінієві радіатори мають недоліки, що обмежують їхнє застосування:

1. Основний і самий великий недолік – схильність до електрохімічної корозії. Справа в тому, що деякі матеріали становлять так звані електролітні пари – при їхньому з'єднанні в середовищі електроліту виникає електрохімічна реакція, при якій піддається електрохімічній корозії один з пар металів і швидко руйнується. Взагалі ж алюмінієві сплави слабо піддаються корозії, але в парі з міддю в рідкому недистильованому середовищі (слабкому електроліті) руйнуються інтенсивно – алюміній перетворюється в білий порошок. Таке явище можна спостерігати на старих батарейках для кишенькових ліхтариків. Якщо алюмінієвий радіатор з'єднаний з мідними трубопроводами або з котлом, що має мідний теплообмінник (а всі сучасні настінні газові й електричні казани мають мідні теплообмінники), то це може привести до швидкої електрохімічної корозії радіатора.

2. Алюмінієві радіатори намагаються робити більш тоншими для кращої теплопередачі, тому вони недостатньо міцні, часто ушкодження відбуваються при монтажі – перевищення необхідного зусилля при закручуванні ніпеля або клапана приводить до руйнування. При виготовленні радіаторів застосовується лиття під тиском, тому є ризик прихованого браку у вигляді внутрішніх раковин, що виявляється тільки в процесі експлуатації.

Біметалічні радіатори (рис. 3.15) – найбільш досконала конструкція, що дозволяє використати всі переваги алюмінієвих радіаторів, уникаючи їхніх недоліків.

Оригінальність конструкції біметалічного радіатора в тім, що він складається з міцного й стійкого до електрохімічної корозії сталевого трубопровідного каркаса, зовнішні ребра виконані з високоякісного алюмінієвого сплаву методом лиття під високим тиском. При цьому утвориться монолітне з'єднання, що виключає можливість контакту алюмінію з водою, а значить і корозії. Гарантована стійкість конструкції при різких наднормативних стрибках тиску, до 25 атм. у системі протягом усього терміну служби, чого не витримує жоден алюмінієвий і чавунний радіатор. Оскільки теплоносієм переміщається всередині радіатора по сталевому каркасі, то можливий прихований брак у вигляді внутрішніх раковин в алюмінієвому покритті не впливає на міцність всієї конструкції. Радіатори адаптовані до будь-яких систем опалення житлових і виробничих приміщень із робочим тиском у системі до 18 атм. Ці радіатори не вимагають спеціальної підготовки води (очищення, зниження кислотності, лужності), на відміну від алюмінієвих радіаторів. Радіатори мають корпус без гострих кутів, температура на поверхні в 2 рази нижче, ніж усередині, що дозволяє навіть по дуже строгих нормах застосовувати їх у дитячих і лікувальних установах.

Основні переваги біметалічних радіаторів:

- надзвичайно міцні та надійні, їх робочий тиск сягає 25 атмосфер, вони здатні витримати гідро удари до 60 атмосфер. За цим показником біметалічні радіатори опалення залишають далеко позаду алюмінієві радіатори;
- не чутливі до хімічних домішок теплоносія. Сталь, труби з якої контактують з теплоносієм, стійка до різних агресивних хімічних сполук. В цьому біметалічні радіатори теж дають фору алюмінієвим.
- мають максимальну тепловіддачу, яка недосяжна для чавунних і сталевих батарей;
- довговічні, що підтверджується двадцятирічною заводською гарантією. За цим показником з ними можуть змагатися тільки батареї з чавуну;
- легкі та порівняно компактні завдяки високій тепловіддачі. За розмірами їх не порівняти з громіздкими чавунними батареями;
- мають мінімальну теплову інерцію, тобто, майже миттєво реагують на команди терморегулюючої автоматики;
- універсальні, вони відмінно підійдуть для приватних котеджів, багатоповерхівок з високим тиском в системі опалення, і старих опалювальних систем, теплоносієм яких містить всі елементи таблиці Менделєєва.



Рисунок 3.15 – Біметалічний секційний радіатор

Слід також додати, що біметалічні радіатори опалення є досить акуратні та красиві вироби. Вони мають прекрасний сучасний дизайн, їх міцне порошкове покриття забезпечує легкість у догляді та ідеальний вигляд протягом практично всього експлуатаційного терміну.

При роботі радіатор створює ефект повітряного теплового вентилятора й дуже добре переміщує шари повітря в приміщенні.

До сталевих опалювальних приладів відносять: гладкі труби; радіатори, штамповані із листової сталі; калорифери і конвектори.

Гладкі труби у вигляді змієвика або регістра встановлюються на промислових і деяких комунальних підприємствах.

Сталевий панельний радіатор (рис. 3.16) являє собою конструкцію, в центрі якої знаходяться два зварених тонких сталевих листа з заглибленнями у вигляді каналів, по яких циркулює вода. Наступний шар, що збільшує тепловіддачу радіатора, утворюють обрешітки – панелі з п-подібним рельєфом. Верхній шар – це декоративні панелі. За своїми параметрами панельні радіатори можуть задовольнити будь-які запити і підійти для будь-якого приміщення, висота їх може бути від 30 до 90см, а ширина коливається від 40 до 300см.



Рисунок 3.16 – Сталевий панельний радіатор

Для запобігання корозії сталеві радіатори покривають спеціальним антикорозійним фосфатним ґрунтом з нанесенням пиловідштовхуючої емалі з високим лиском або фосфатом заліза, потім катафорезним лаком і нарешті білим епоксиполіефірним лаком для корозійної і механічної стійкості.

Потужність сталевих панельних радіаторів залежить від типу їхньої конструкції. Тобто, чим більше панелей, тим більше потужність. Існує кілька класів, а саме: 10, 11, 20, 21, 22, 30, 33.

Перша цифра в класі сталевого радіатора позначає кількість панелей, а друга каже нам про кількість конвекторів.

Типи з коротким описом:

тип 10 – однорядні сталеві панельні радіатори без панелі конвектора, складаються лише з сталеві основи;

тип 11 – складаються з однієї сталевий панелі і однієї панелі конвектора;

тип 21 – конструкція з двох панелей з одним конвектором;

тип 22 – конструкція з двох панелей з двома конвекторами;

тип 33 – три панелі і три шари конвектори.

Інший вид сталевих опалювальних приладів для систем водяного і парового опалення, який використовується в житлових і промислових будинках, – конвектори. Виготовляють їх зі сталевих труб з насадженими на них пластинами з листової сталі.

Мідно-алюмінієві водяні радіатори влаштовані з горизонтальних мідних трубок і вертикальних алюмінієвих пластин, щільно насаджених на ці трубки. Передня і задня панелі, а також верхня декоративна кришка радіатора виготовлені з алюмінію і надають приладу стильного вигляду, завдя-

ки чому радіатор є декоративною прикрасою приміщення. Радіатори мають повітровипускний ручний кран (кран Маєвського).

До переваг таких радіаторів відносять: корозійну стійкість, завдяки чому радіатори можна встановлювати в приміщеннях з підвищеною вологістю (басейн, кухня, ванна кімната), набагато менший, ніж у панельних радіаторах об'єм води в приладі. Найбільший радіатор довжиною 2 м і тепловою потужністю понад 4 кВт вміщує всього 1,5 л теплоносія, що призводить до найменшої теплової інерції (миттєве нагрівання і швидке охолодження) даних радіаторів, радіатори моментально нагріваються і швидко охолоджуються, не перегріваючи повітря без необхідності. Передача тепла від радіатора здійснюється шляхом конвекції, повітря приміщення активно перемішується, забезпечуючи рівномірність температури. Важливе значення має невелика маса радіатора. Згаданий вище радіатор має масу близько 16 кг, що полегшує транспортування, монтажні роботи, дозволяє встановлювати їх навіть на тонких гіпсокартонних перегородках.

В сучасних системах опалення для автоматичного підтримування температури повітря в приміщенні застосовують терморегулятори, які встановлюються на вході в радіатор. Терморегулятори дозволяють зекономити до 20% теплової енергії і забезпечують підтримування постійної температури приміщення з точністю до 1 °С.

Наприклад, радіаторні терморегулятори фірми Danfoss (рис. 3.17) використовуються для будь-яких систем водяного опалення будинків. Вони обладнані вмонтованим датчиком, захистом від морозу з діапазоном температури 6-26 °С, пристроєм для обмеження та фіксації налаштованої температури.



Рисунок 3.17 – Радіаторний терморегулятор Danfoss

Конструкція терморегулятора показана на рис. 3.18. Чутливим елементом є термобалон, заповнений рідиною з високим коефіцієнтом об'ємного розширення. Під дією температури повітря відбувається стискання або ро-

зширення сільфону термобалону, який діє на шток, закриваючи або відкриваючи клапан.

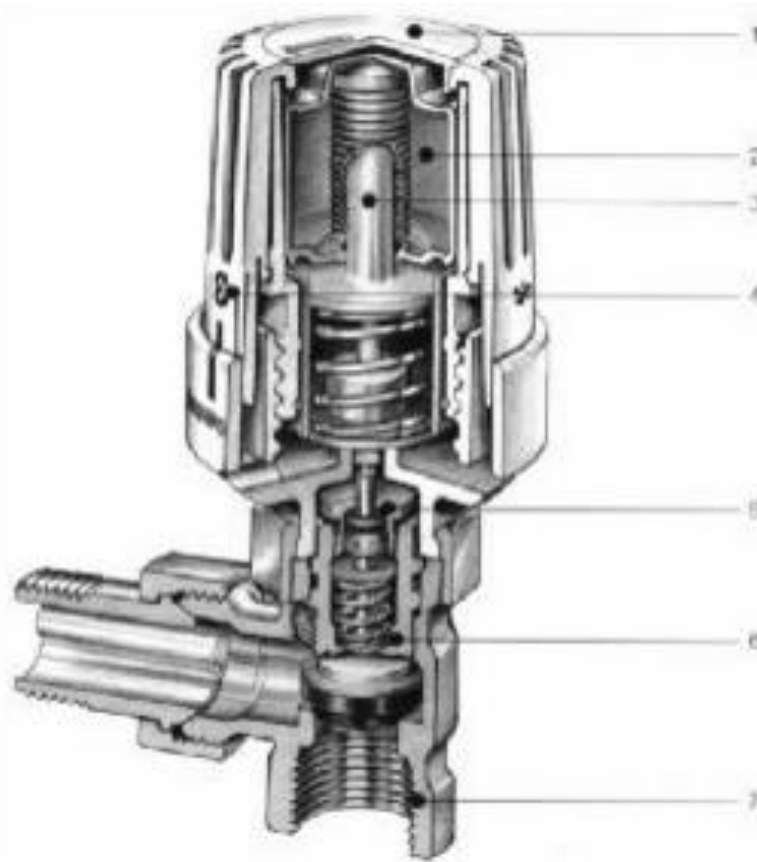


Рисунок 3.18 – Конструкція терморегулятора: 1 – кришка з маркою на-
стройкі; 2 – термобалон рідинний; 3 – запобіжник; 4 – умовна шкала на-
лаштування; 5 – сальник; 6 – клапанний вузол; 7 – приєднання різьбове.

3.13 Розрахунок опалювальних приладів

Для визначення площі поверхні нагрівання опалювальних приладів не-
обхідно знайти поверхневу густину теплового потоку приладу – тепловий
потік q_{i0} , що передається від теплоносія в навколишнє середовище через
 1 м^2 площі поверхні приладу, тобто

$$q_{i0} = \frac{Q}{F}, \quad (3.19)$$

де Q – тепловий потік через поверхню опалювального приладу, Вт;

F – площа поверхні приладу, м^2 .

Із урахуванням основного рівняння теплопередачі:

$$Q = F k \Delta t_{\text{сеп}}, \quad (3.20)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, ($Bm / (m^2 \cdot ^\circ C)$);

$\Delta t_{сер}$ – середній температурний напір, $^\circ C$, можна записати:

$$q_{np} = k \Delta t_{сер}. \quad (3.21)$$

Отже густина теплового потоку приладів залежить від тих же факторів, що і коефіцієнт теплопередачі. Тому на практиці для спрощення розрахунків визначають густина теплового потоку опалювального приладу. Для цього використовують поняття номінальна густина теплового потоку $q_{ном}$. Визначення $q_{ном}$ здійснюють в результаті теплових випробувань опалювального приладу за стандартних умов роботи в системі водяного опалення, коли витрата води в приладі становить $G_{np}^{cm} = 0,1 \text{ кг} / \text{с}$, середній температурний напір:

$$\Delta t_{сер}^{cm} = t_{сер} - t_n = 0,5(t_{вх} + t_{вих}) - t_n = 0,5(90 + 70) - 20 = 60^\circ C, \quad (3.22)$$

де $t_{вх}$ – температура води на вході в прилад, $90^\circ C$;

$t_{вих}$ – температура води на виході з приладу, $70^\circ C$;

t_n – температура повітря в приміщенні, $20^\circ C$.

Значення номінальної густини теплового потоку опалювальних приладів наведено в технічних характеристиках приладів. За величиною $q_{ном}$ можна визначити розрахункову густина теплового потоку опалювального приладу для умов роботи, відмінних від стандартних, за формулами:

- для теплоносія – води

$$q_{np} = q_{ном} \frac{\Delta t_{сер}^{1+n}}{60} \frac{G_{np}^p}{0,1} c_{np}, \quad (3.23)$$

де G_{np} – витрата води в опалювальному приладі, $\text{кг} / \text{с}$,

$$G_{np} = \frac{0,001 Q_{np}}{c(t_{вх} - t_{вих})}, \quad (3.24)$$

n, p – експериментальні значення показників степеня;

c_{np} – коефіцієнт, що враховує схему приєднання опалювального приладу і зміни показника степеня p в різних діапазонах витрати теплоносія.

- для теплоносія – пари

$$q_{np} = q_{ном} \frac{\Delta t_n^{1+n}}{70}, \quad (3.25)$$

де Δt_i – температурний напір, рівний різниці температури насиченої пари і температури повітря приміщення ($t_{нап} - t_n$), °C.

Розрахункова площа опалювального приладу:

$$F_p = \frac{Q_{np}}{q_{np}}, \quad (3.26)$$

При врахуванні додаткових факторів, що впливають на теплопередачу приладів, формула (3.26) матиме вигляд:

$$F_p = \frac{Q_{np}}{q_{np}} \beta_1 \beta_2, \quad (3.27)$$

де Q_{np} – тепловіддача опалювального приладу в приміщення, визначається за формулою:

$$Q_{np} = Q_{прим} - 0,9Q_{mp}, \quad (3.28)$$

де β_1 – коефіцієнт, який враховує додатковий тепловий потік;

β_2 – коефіцієнт додаткових втрат теплоти опалювального приладу;

$Q_{прим}$ – потреба приміщення в теплі, що дорівнює різниці між тепловтратами і тепловими надходженнями, Вт;

Q_{mp} – сумарна тепловіддача відкрито прокладених в межах приміщення стояків, підведень, до яких безпосередньо під'єднано прилад (коефіцієнт 0,9 враховує частку теплового потоку від теплопроводів, необхідні для підтримання потрібної температури повітря в приміщенні).

Тепловіддачу від трубопроводів можна визначити за спрощеною формулою:

$$Q_{mp} = q_1 l_1 + q_2 l_2, \quad (3.29)$$

де q_1, q_2 – тепловіддача 1 м вертикально і горизонтально прокладених труб, Вт/м;

l_1, l_2 – довжина вертикально і горизонтально прокладених труб, м.

Розрахункова кількість секцій чавунних радіаторів визначається за формулою:

$$N = \frac{F_p \beta_4}{f_1 \beta_3}, \quad (3.30)$$

де f_1 – площа поверхні нагрівання однієї секції, м²,

β_4 – коефіцієнт, що враховує спосіб встановлення радіатора в приміщенні, при відкритому встановленні рівний 1,0;

β_3 – коефіцієнт, що враховує кількість секцій в одному радіаторі і приймається для радіаторів типу МС-140 рівним: при кількості секцій від 3 до 15 – 1, від 16 до 20 – 0,98, від 21 до 25 – 0,96, а для інших чавунних радіаторів обчислюється за формулою:

$$\beta_3 = 0,92 + 0,16 F_p. \quad (3.31)$$

3.14 Автономні системи водяного опалення

Для опалення житлових будинків до 3-х поверхів (по типу котеджів), квартир, офісів, шкіл, магазинів, комунальних та промислових підприємств тощо можуть використовуватись автономні системи водяного опалення. Ці системи можуть бути двотрубними і однотрубними, частіше з механічною циркуляцією води. В автономних системах в будинку чи приміщенні встановлюється котел, насос, розширювальний бак і влаштовується система трубопроводів і опалювальних приладів із необхідною арматурою (рис. 3.19).

Стояки для зменшення тепловтрат розміщують вздовж внутрішніх стін будинку, наприклад, на сходовій клітці. Опалювальні прилади, що встановлюються біля зовнішніх стін, підключають до розподільної гребінки за допомогою теплопроводів, які прокладаються в підлозі квартири. Зазвичай використовують захищені від зовнішньої корозії сталеві, мідні теплопроводи або виготовлені з термостійких пластмас, наприклад, поліпропіленові труби з стабілізуючою алюмінієвою оболонкою або металопластикові труби. Трубопроводи прокладаються приховано в підлозі чи плінтусі. Розвідні трубопроводи, як правило, теплоізовані, прокладають в штробах або заливають цементом високих марок з пластифікатором (з товщиною шару цементного покриття не менше 40 мм). При плінтусному прокладенні зазвичай використовуються спеціальні декоративні плінтуси заводського виготовлення (частіше з полімерних матеріалів).

Здебільшого використовується нижнє приєднання трубопроводів до радіаторів через спеціальні колектори із забезпеченням схеми руху теплоносія в радіаторі “зверху-вниз”. Радіатори устатковуються терморегуляторами і повітровідвідниками.

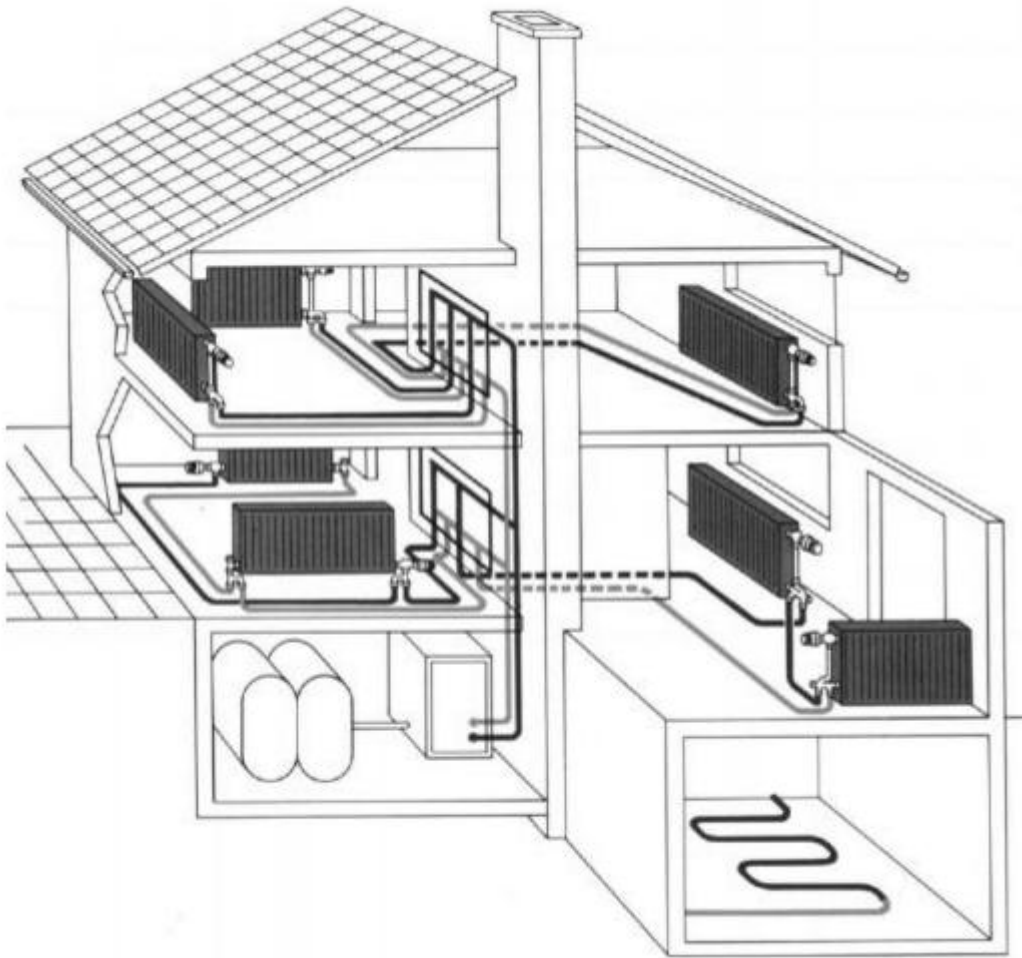


Рисунок 3.19 – Автономна система опалення будинку

Підведення трубопроводів від стояків до опалювальних приладів може здійснюватись за кількома схемами (рис. 3.20-3.23). Рекомендовано, щоб кожна гілка або пара розділювачів обслуговувала одну квартиру або групу приміщень одного споживача.

3.15 Системи поквартирного опалення

В системах центрального водяного опалення для забезпечення обліку спожитого тепла варто влаштовувати горизонтальні розподільні трубопроводи в межах однієї квартири, до яких приєднувати приладові вузли. На цих горизонтальних трубопроводах в місцях приєднання їх до стояків влаштовуються лічильники тепла. Стояки можуть розташовуватись в коридорах або сходових клітках і прокладатись в штробах, шахтах чи каналах.

Для горизонтальних трубопроводів застосовуються такі схеми прокладення:

- двотрубна з розподільвачем;
- двотрубна в горизонтальній гілці;

- змішана розводка з трійниками в конструкції підлоги;
- однотрубна в горизонтальній гілці.

В двотрубній схемі з розподільвачем (рис. 3.20) трубопроводи прокладаються в штробах підлоги і стінах в спеціальних захисних гофрованих трубах (“пешель”). До кожного приладу влаштовується індивідуальне підведення від розподільвача по найкоротшій відстані. Розподільвачі монтується в шафах або шахтах. Лічильник тепла влаштовується перед розподільвачем. Видалення повітря повинне здійснюватись з кожного опалювального приладу і з розподільвача. Підключення труб до розподільвача може здійснюватись за допомогою роз’ємних з’єднань. Схема є матеріалоемною. Стояки для зменшення тепловтрат розміщують вздовж внутрішніх стін будинку, наприклад, на сходовій клітці. Опалювальні прилади, що встановлюються біля зовнішніх стін, підключають до приладу із розподільвача. Підключення труб до розподільвача може здійснюватись за допомогою роз’ємних з’єднань. Схема є матеріалоемною.

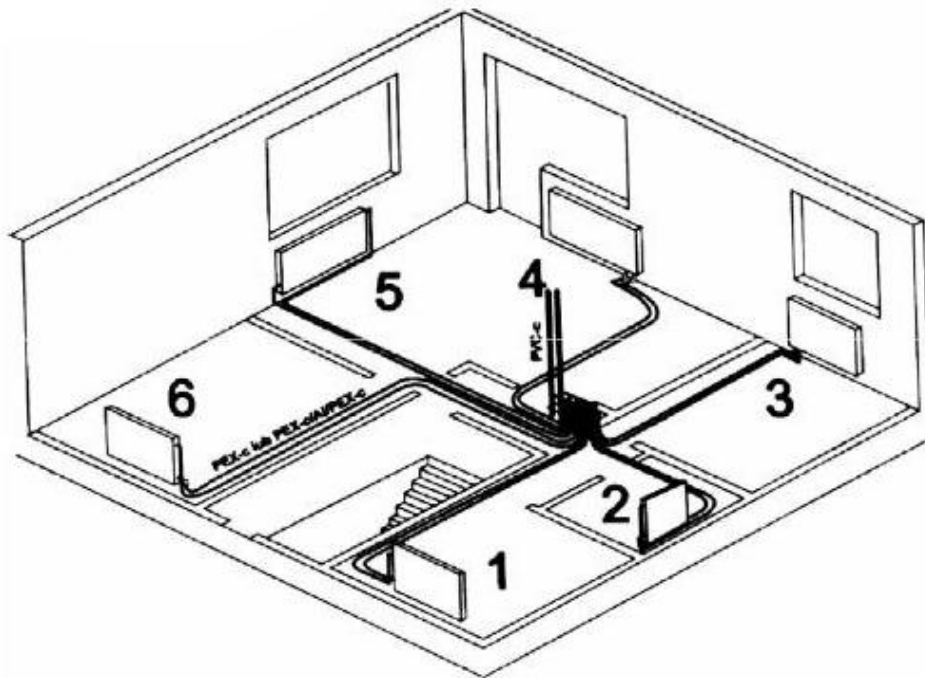


Рисунок 3.20 – Двотрубна схема поквартирного водяного опалення з розподільвачем

Двотрубна схема в горизонтальній гілці наведена на (рис. 3.21). В цій схемі трубопроводи прокладаються по периметру квартири вздовж зовнішніх стін так, як в попередній схемі або під плінтусом. Опалювальні прилади підключають за схемою “зверху-вниз” або спеціальними трійниками з трубками. Лічильники монтують біля стояка. Опалювальні прилади обладнують повітровідвідниками. Для даної схеми характерне мінімальне використання матеріалів.

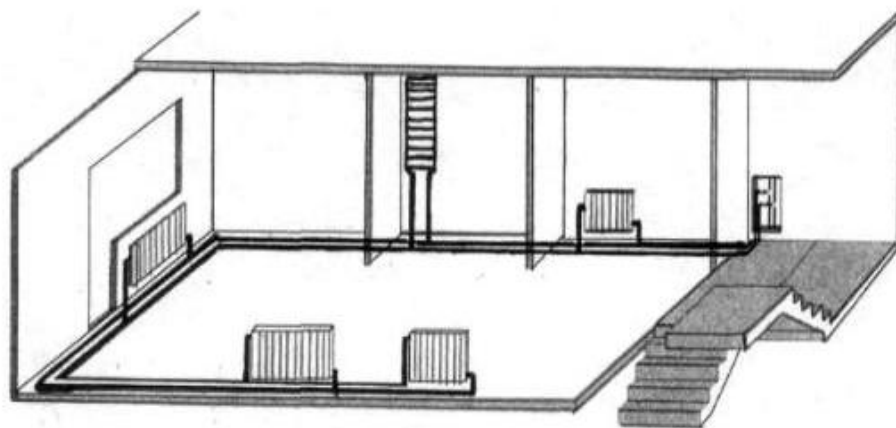


Рисунок 3.21 – Двотрубна схема водяного поквартирного опалення в горизонтальній гілці

Схема із змішаною розводкою з трійниками в конструкції підлоги (рис. 3.22) влаштовується вздовж однієї зовнішньої стіни квартири. Труби прокладаються так, як і в попередніх схемах. Відгалуження до опалювальних приладів здійснюється за допомогою трійників. Опалювальні прилади можуть приєднуватись так, як в схемі з розподільвачем від підлоги або від стіни. Лічильник влаштовується біля стояка. Опалювальні прилади обладнують повітровідвідниками.

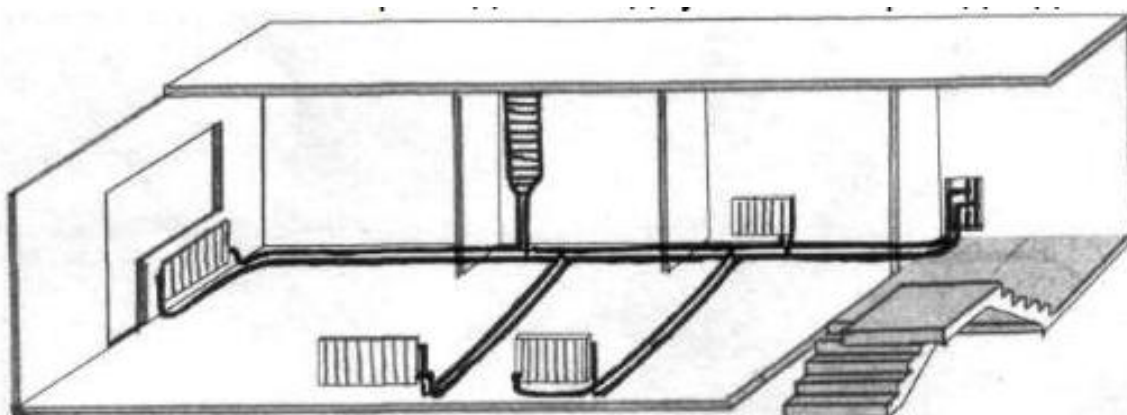


Рисунок 3.22 – Схема водяного поквартирного опалення із змішаною розводкою в конструкції підлоги

Однотрубна схема в горизонтальній гілці наведена на (рис. 3.23). Схема влаштовується таким чином, що зворотний трубопровід одного опалювального приладу є подавальним для наступного приладу в гілці. Прокладення трубопроводів здійснюється в конструкції підлоги або в плінтусі. Підключення опалювальних приладів від підлоги здійснюється за допомогою вентилів для однотрубно́ї системи. Лічильник влаштовується біля стояка. Схема характеризується мінімальною витратою матеріалів.

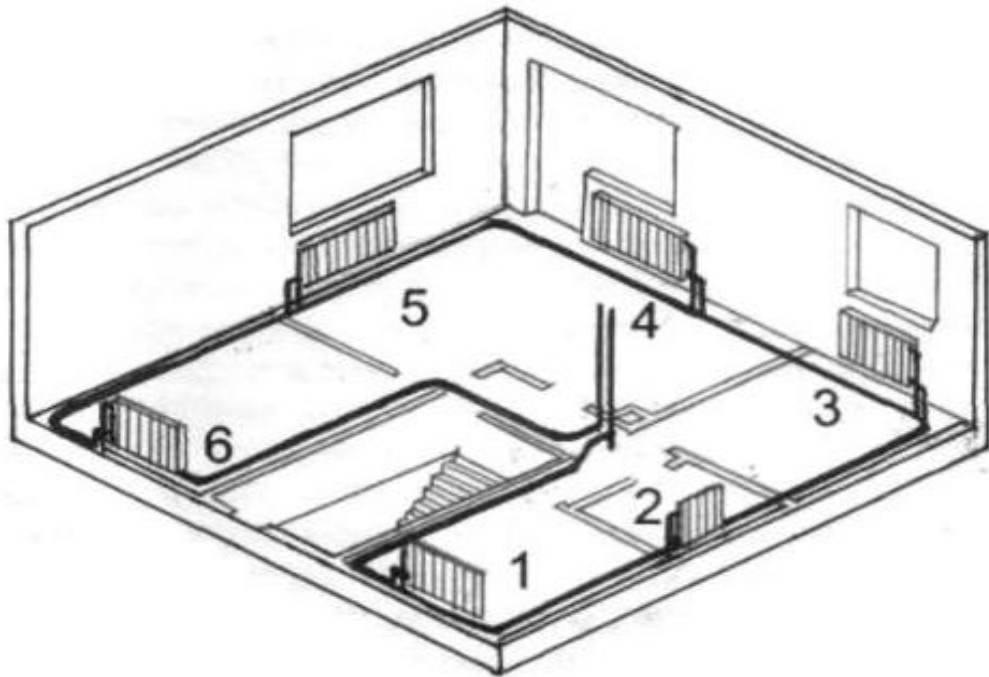


Рисунок 3.23 – Однотрубна схема водяного поквартирного опалення в горизонтальній гілці

Центральні системи водяного опалення із поквартирним обліком тепла влаштовують з верхнім і нижнім розведенням магістралей, тупикові і попутні.

Для підключення опалювальних приладів в схемах поквартирного опалення при влаштуванні терморегуляторів можна використовувати різну арматуру (рис. 3.24). Наприклад, на рис. 3.24, а показано підключення опалювального приладу з терморегулятором на підведенні до приладу із зворотним вентилям при використанні затискних відведень з мідними трубками довжиною 30 см і 75 см. Підведення і відведення води від опалювального приладу здійснюється з двох сторін за схемою “зверху-вниз”.

На рис. 3.24б показано одностороннє приєднання опалювального приладу з терморегулятором і зворотним вентилям при використанні затискних відведень з мідними трубками довжиною 30 см. Цю схему можна застосувати для з’єднання опалювального приладу з виходами із стіни. В двотрубній системі з горизонтальною гілкою може використовуватись для підключення приладів для висушування рушників, які, як правило, розташовують високо, і тому до них потрібно підходити із стіни.

Замість зворотного вентиля на відведенні від опалювального приладу може влаштовуватись кутовий з’єднувач.

Для схем з розподільвачем і зі змішаною розводкою може використовуватись підключення опалювального приладу (рис. 3.24в) через агрегатний вентиль, з допомогою конусного з’єднувача і пластмасових колін або підключення типу VK з арматурою для приєднання компактних опалювальних приладів за допомогою приєднувального вентиля і підключення, конусних з’єднувачів і пластмасових колін.

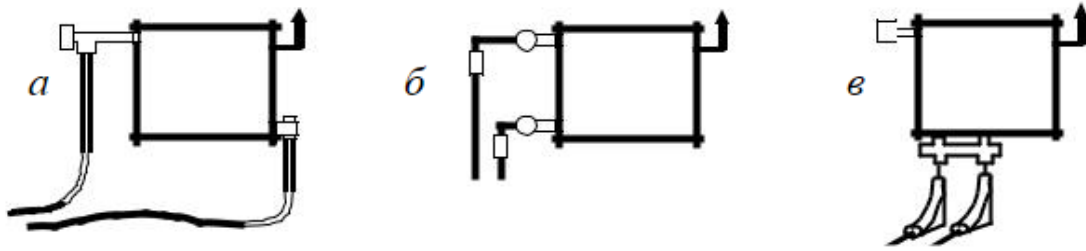


Рисунок 3.24 – Схеми приєднання опалювальних приладів для поквартирного опалення: а, б – використовуються в схемах з розподілювачем, змішаною розводкою і в горизонтальній гілці; в – використовується в схемах з розподілювачем і зі змішаною розводкою

Для приєднання опалювальних приладів в горизонтальній гілці можуть застосовуватись способи, наведені на рис. 3.25. Підключення опалювальних приладів в цих схемах здійснюють з використанням трійників з трубками довжиною 30 або 75 см, так зване коротке з'єднання опалювального приладу. На рис. 3.25а наведено підключення опалювального приладу з терморегулятором і зворотним вентилям за допомогою трійників затискних з мідними трубками. Призначене для розведень в гілці.

Підключення опалювального приладу за допомогою вентиля агрегатного (рис. 3.25б) і конусних з'єднувачів на мідну трубку, трійників затискних з мідними трубками може використовуватись в схемах не тільки з розводкою в гілці, але й з розподілювачами і змішаною розводкою.

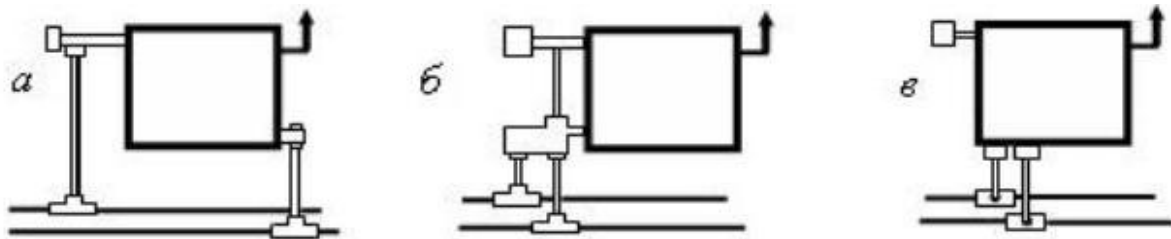


Рисунок 3.25 – Схеми приєднання опалювальних приладів для поквартирного опалення в двотрубних системах з розведенням в горизонтальній гілці

На рис. 3.25в показано плінтусний вузол над підлогою або під перекриттям, з вертикальним розташуванням пари труб і виходом збоку до опалювального приладу типу VK за допомогою трійників або відводів затискних із зовнішньою різьбою. Підключення типу VK: корпус з'єднувача, затискач, конусні з'єднувачі і втулки затискні на мідну трубку. Вузол плінтусний призначений для розводок в гілці.

При приєднанні опалювальних приладів використовуються терморегулятори типу RTD, вбудовані або регулювальні вентиля типу RLV. Влаштування терморегуляторів належить здійснювати таким чином, щоб на тер-

мостатичну голівку якомога менше впливали конвективні потоки і випромінювання від труб і опалювальних приладів.

3.11 Системи панельно-променевого опалення

Особливості панельно-променевого опалення

В системах панельно-променевого опалення нагрівальними поверхнями є стіни, стеля, підлога або спеціально виготовлені панелі приставного чи підвісного типу, які штучно обігріваються. Для одержання таких поверхонь тепловіддачі в указаних конструкціях закладають труби невеликого діаметра, прокладають електричний кабель або влаштовують повітроводи і канали. Як теплоносій в системах панельно-променевого опалення здебільшого використовують низькотемпературну воду, що дозволяє економити енергію й паливо (до 20%). Нагрівання води для системи панельно-променистого опалення може здійснюватись в котельні або в котлі, розташованому безпосередньо в будинку (в автономних системах опалення).

Система панельно-променевого опалення може поєднуватись із традиційною конвективною системою. Наприклад, влаштування теплої підлоги в окремому приміщенні: дитячій кімнаті, ванній або санвузлі, а в інших – влаштування радіаторів. Тоді в кожній системі використовують теплоносій з різною температурою, наприклад: для теплої підлоги – воду з температурою до 60°C , а в системі з радіаторами – 95°C .

В звичайних конвективних системах (з відкрито розташованими опалювальними приладами) температура поверхонь в приміщенні, яке опалюється, становить: стіна – 12°C ; подвійні вікна – $4\text{-}5^{\circ}\text{C}$. Такі значення температур на поверхнях огорожень спричинюють віддачу тепла організмом людини, головним чином, за рахунок випромінювання.

Як відомо, самопочуття людини значно поліпшується при віддачі тепла конвекцією, а не випромінюванням. Для цього потрібно в приміщенні, що опалюється, підтримувати температуру поверхонь огорожень на більш високому рівні, ніж та, що спостерігається при використанні опалювальних приладів конвективної дії (ця температура повинна бути вищою, ніж температура повітря в приміщенні). Як раз це й спостерігається в панельно-променевих системах опалення.

Температури на поверхні панелей можуть доходити при опаленні стелею до 40°C ; при підлоговому опаленні – до 26°C . Для стінових панелей температура поверхні може досягати 60°C .

Підвищена гігієнічність панельно-променевого опалення полягає також у відсутності видимих опалювальних приладів на відміну від звичайних систем температурах поверхонь, які віддають тепло, і, як наслідок, зменшенні можливості накопичення і розкладання органічного пилу. Потрібно відзначити, що в системах панельно-променевого опалення спостерігається більш рівномірний розподіл температур повітря по висоті приміщення (рис. 3.26), і є можливість зниження температури повітря в примі-

щенні на 1-2°C без погіршення самопочуття людини внаслідок збільшення частки конвекції в тепловіддачі організмом людини.

Важливою перевагою панельно-променевого опалення є менша маса металу і більша кількість тепла, порівняно з відкритими трубами і радіаторами в конвективних системах опалення.

3.12 Конструкція панельно-променевого опалення

Система панельно-променевого опалення нагрітою підлогою (підлогове опалення) – “тепла підлога” (рис. 3.27) найбільш доцільна для приміщень великого об’єму: вокзалів, аеропортів, ангарів, виставкових і спортивних зал, але може застосовуватись в квартирах, котеджах, дитячих садках, лікувальних закладах, готелях, банках, магазинах, промислових об’єктах тощо. Для теплої підлоги максимальна температура поверхні приймається:

- для підлоги приміщень з постійним перебуванням людей – 26 °C ;
- для підлоги приміщень з тимчасовим перебуванням людей і для обхідних доріжок плавальних басейнів – 31 °C .

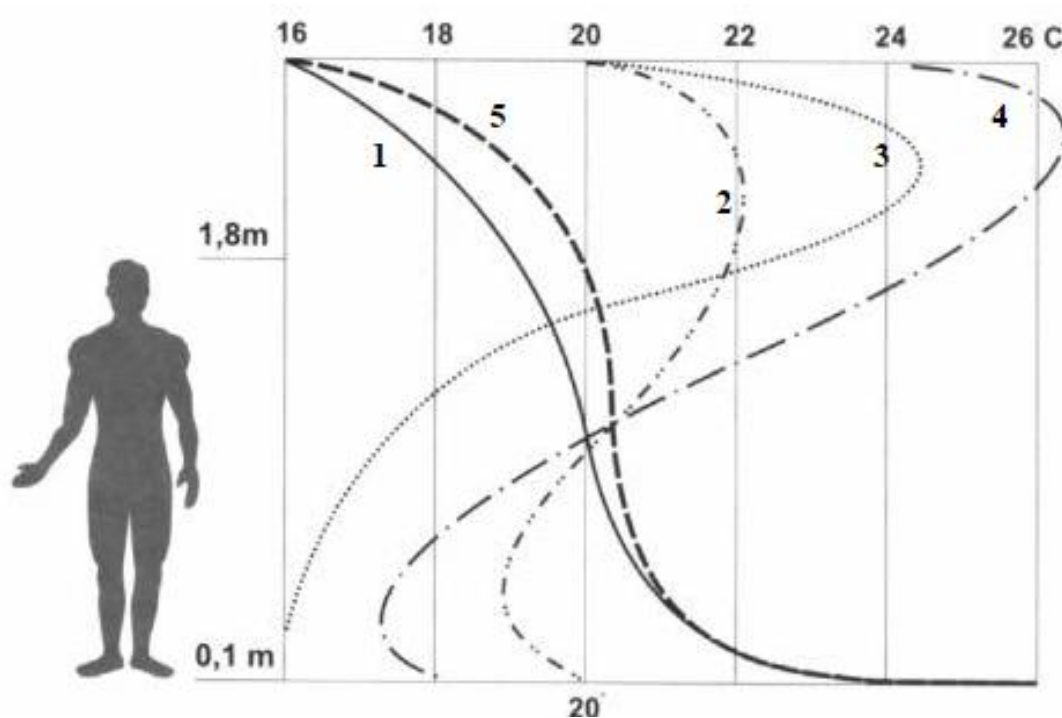


Рисунок 3.26 – Розподіл температур в приміщенні з підлоговим опаленням і з радіаторами: 1 – ідеальний профіль; 2 – звичайні радіатори, розташовані біля зовнішніх стін; 3 – звичайні радіатори, розташовані біля внутрішніх стін; 4 – повітряне опалення; 5 – підлогове опалення

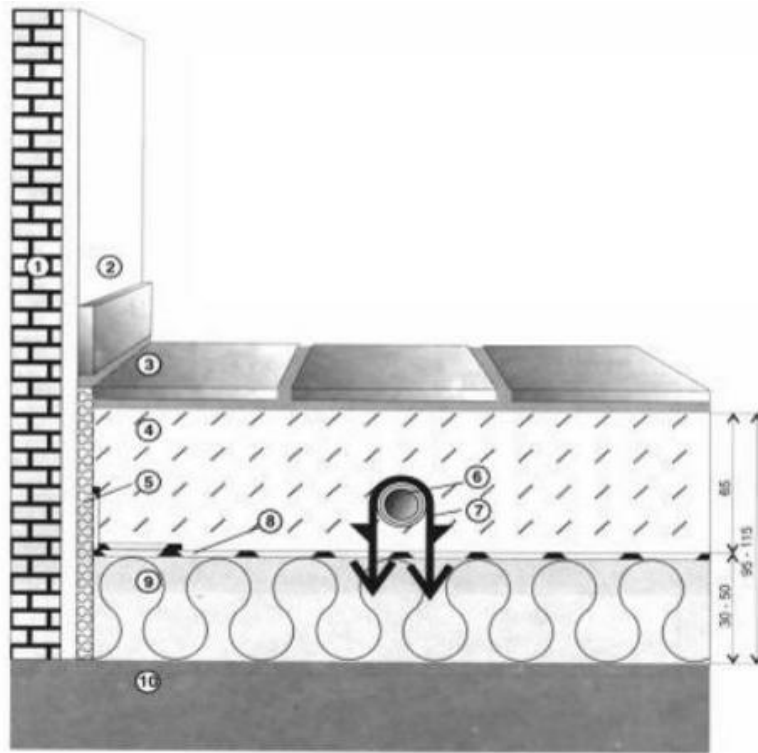


Рисунок 3.27 – Конструкція теплої підлоги: 1 – стіна; 2 – штукатурка; 3 – підлогове покриття; 4 – бетонна заливка; 5 – крайова ізоляція; 6 – багатошарова труба; 7 – затискувач для труби; 8 – шар гідроізоляції (поліетиленова плівка); 9 – шар термоізоляції; 10 – перекриття

Температура поверхні підлоги по осі нагрівального елемента в дитячих закладах, житлових будинках і плавальних басейнах не повинна перевищувати 35 °С.

Як нагрівальний елемент для теплої підлоги можуть застосовувати металопластикові труби, влаштування яких в підлозі показано на рис. 3.28. Конструктивно підлога представляє собою декілька шарів, а саме:

- шар теплоізоляції з пінополістиролу високої твердості з мінімальною густиною 20 кг/м³. Товщина ізоляції залежить від типу приміщення, де потрібен підігрів підлоги, і приймається від 30 до 100 мм. Також можна застосувати мінеральну вату з підсиленням смолами;
- шар гідроізоляції для захисту теплової ізоляції від зволоження – поліетиленова плівка;
- нагрівальна плита з трубами. Для виготовлення теплих контурів можна використовувати два типи труб: труби червоного кольору діаметром 16x2,0 мм і труби білого кольору з використанням структурованого поліетилену діаметром 16x2,0 і 20x2,25. Для виготовлення нагрівальної плити використовуються два типи розчинів: цементні (портландцемент) та ангідритові (з сухих сумішей). Для регулювання якості цементних розчинів додають пластифікатор;

- підлогове покриття, а саме: природний камінь (граніт, мрамур), керамічна плитка, пластмасові матеріали покриття (ПВХ), килимові підлогові покриття, паркет товщиною до 10 мм.

Для відокремлення нагрівальної плити від вертикальних будівельних огорожень використовується крайова ізоляція, яка відіграє роль компенсатора при тепловому розширенні плити, обмежує втрати тепла через стіни будинку та ізолює від шуму. Це може бути стрічка з пінополіуретану товщиною 8 мм і шириною 150 мм, до якої прикріплена поліетиленова плівка. Ця плівка після укладення теплової ізоляції не дає змоги бетону потрапити між стінкою і плитою під час виливання шару розчину.

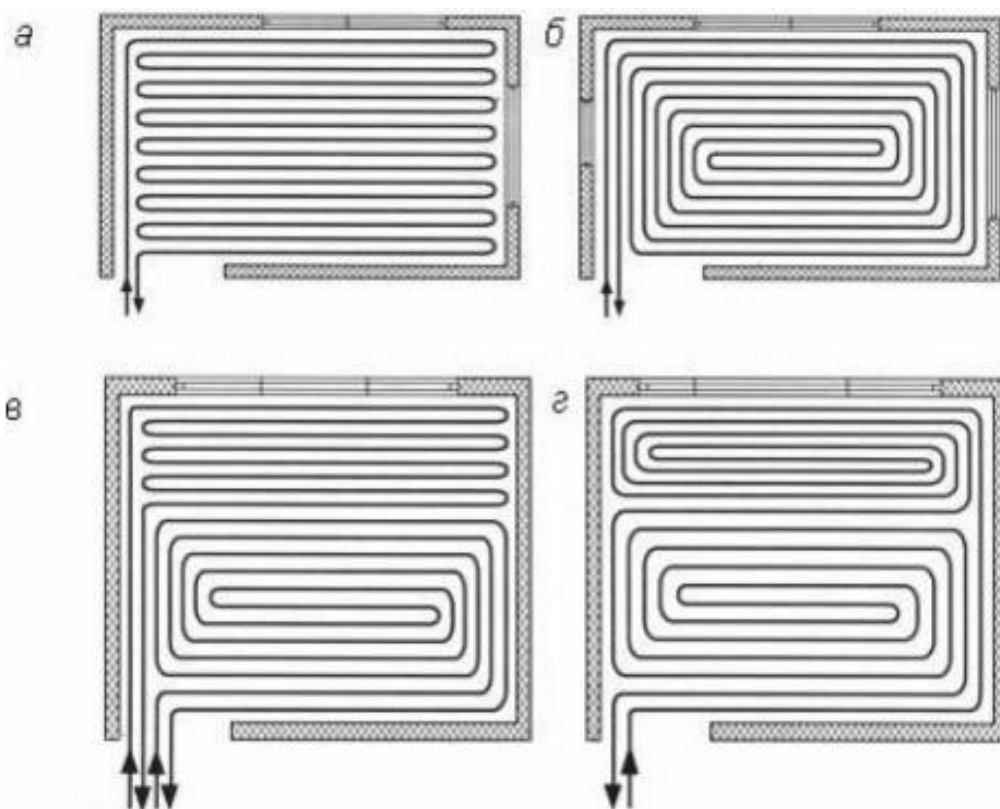


Рисунок 3.28 – Схеми укладання труб підлогового опалення: а – змійовик у формі меандру; б – у формі петлі; в – крайова зона у вигляді незалежного контуру; г – з'єднання крайової зони з основним контуром

При укладенні труб застосовують два способи (рис. 3.28):

а) змійовик розташовують у формі меандру (рис. 3.28а), в цьому випадку початок змійовика з найвищою температурою влаштовується біля стін з найбільшими втратами тепла;

б) у формі змійовика, подібного до петлі, (рис. 3.28б), завдяки чому забезпечується більш рівномірний розподіл температури підлоги. У місцях з більшими тепловими втратами, за наявності великих віконних і дверних прорізів, можна використати невелику крайову зону шириною близько 1 м уздовж зовнішніх стін, де труби прокладають з меншим зазором. Змійовик у крайовій зоні частіше всього є незалежним нагрівальним контуром

(рис. 3.28в). У приміщеннях невеликого розміру допускається з'єднання зміювика у крайовій зоні з основним контуром (рис. 3.28г).

Вихідними даними до розрахунку підлогового опалення є тепловтрати приміщення Q , в якому влаштовується опалення, а також розміри підлоги приміщення у відповідності з архітектурним проектом. При проектуванні спочатку визначається орієнтовна густина теплового потоку на 1 м^2 площі підлоги, $Вт/м^2$:

$$q_{op} = \frac{Q}{F}, \quad (3.32)$$

де F – площа поверхні підлоги для підігріву, $м^2$.

Після цього, обчислюється тепловіддача 1 п. м зміювика, $Вт/м$:

$$q_1 = qa, \quad (3.33)$$

де q – фактична густина теплового потоку, $Вт/м^2$;

a – модуль укладання труб (це відстань між трубами, яка приймається 0,2; 0,25; 0,3; 0,35 м, а для крайової зони 0,1; 0,15 м.

Визначається потрібна довжина зміювика l , м:

$$l = \frac{Q}{q_1}, \quad (3.34)$$

Якщо $l > 120$ м, то зміювик потрібно розділити на декілька контурів, для яких роблять окремі розрахунки по теплу і гідравлічних параметрах.

При проведенні гідравлічних розрахунків призначається витрати води, діаметр трубопроводу, швидкість руху води в трубопроводі, втрати тиску в зміювиках.

Температура води, що подається в систему підлогового опалення при застосуванні труб не повинна перевищувати $55 \text{ }^\circ\text{C}$. При об'єднанні підлогового опалення з традиційним високотемпературним опаленням необхідно влаштовувати систему зниження температури води перед подачею в контур теплої підлоги. Принципові схеми сумісних систем представлені на рис. 3.29.

Термостатичний регулювальний клапан застосовується, щоб температура води, яка поступає, не перевищувала заданої. Додатковим обладнанням є тепловий перемикач насоса за температури на $5 \text{ }^\circ\text{C}$ вище порівняно з установкою голівки термостатичного клапана.

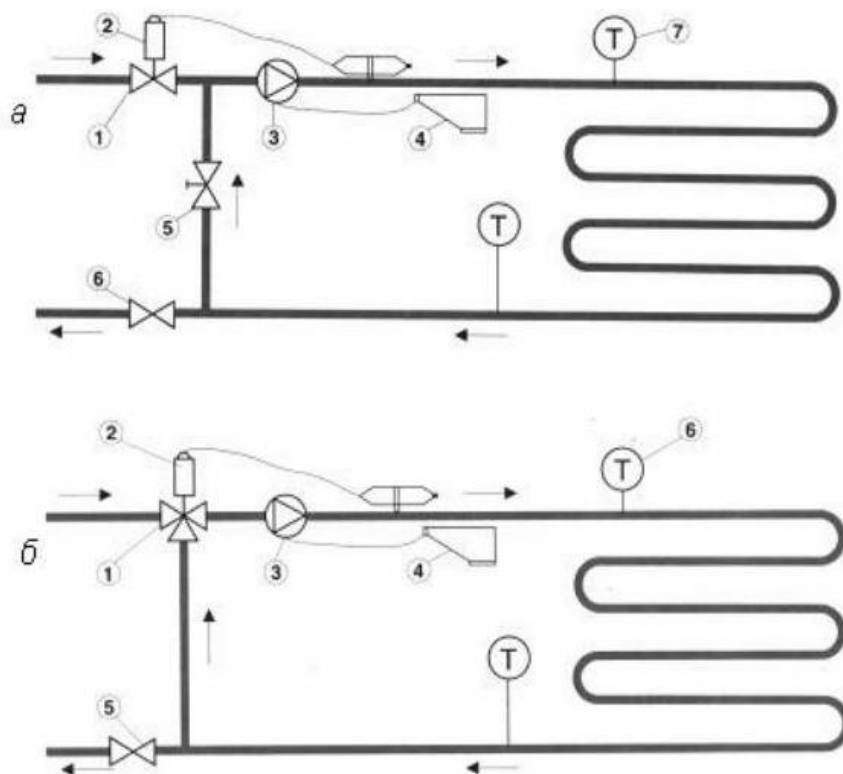


Рисунок 3.29 – Принципові схеми сумісних систем підлогового і радіаторного опалення: а – схема з регулювальним клапаном: 1 – термостатичний клапан; 2 – термостатична голівка з датчиком; 3 – циркуляційний насос; 4 – електричний кімнатний трубчастий регулятор; 5 – обхідний регулювальний клапан; 6, 7 – термометр; б – схема з триходовим клапаном: 1 – термостатичний триходовий клапан; 2 – термостатична голівка з датчиком; 3 – циркуляційний насос; 4 – електричний кімнатний трубчастий регулятор; 5 – кульовий клапан; 6 – термометр.

При облаштуванні сучасного підлогового водяного опалення найбільш популярні чотири види труб, що відповідають в більшій чи меншій мірі всім перерахованим умовам, а ділять їх за матеріалом виготовлення:

- поліпропіленові;
- поліетиленові;
- металопластикові;
- мідні.

Окрім матеріалу виготовлення правильний вибір труби для теплої підлоги обумовлено врахуванням тиску теплоносія в стояку центрального опалення або гарячого водопостачання і площа опалювального приміщення. Залежно від цих величин підбирається оптимальний діаметр труби: для підлогового водяного опалення використовують труби діаметром 16, 20 або 25 мм. Встановлення в конструкції теплої підлоги труби меншого, ніж потрібно, діаметра нерідко призводить до порушення в ній циркуляції води.

4 ПАРОВЕ ОПАЛЕННЯ

4.1 Принцип дії системи парового опалення

Якщо при кипінні води тиск залишається незмінним, температура води теж буде постійною. Тепло, що підводиться до води, яке витрачається на її випаровування, називається теплом випаровування.

Водяна пара, що знаходиться в термодинамічній рівновазі з водою, називається сухою насиченою парою, а суміш сухої насиченої пари з крапельками води у завислому стані – вологою насиченою парою.

При конденсації пари виділяється тепло конденсації, температура конденсату в момент його утворення дорівнює температурі пари.

У системах парового опалення застосовується суха насичена пара і використовується властивість при конденсації виділяти приховане тепло випаровування. Пара з котлів з паропроводами надходить в опалювальні прилади, встановлені в приміщеннях. У приладах пара конденсується, і тепло через стінки приладів передається в приміщення. Конденсат відводиться з приладів конденсатопроводам в збірні конденсатні баки, звідки насосами, а в окремих випадках самопливом подається в котли.

При конденсації пари об'єм її різко змінюється: об'єм конденсату в 400-1500 разів менше обсягу пари, рівновеликої йому по масі.

Якщо в опалювальний прилад надходить кількість пари, що відповідає кількості, яка може сконденсуватися, і забезпечено вільний стік конденсату, прилад цілком заповнюється парою. Конденсат в вигляді плівки стікає по стінках приладу вниз.

Якщо кількість пари, що надходить в опалювальний прилад, буде менше того, яка могло б сконденсуватися при заданому тепловому навантаженні, нижня частина приладу буде заповнена повітрям з приладу, оскільки повітря важче пари.

Якщо в опалювальний прилад надходить зменшене кількість пари і утруднений стік конденсату, рівень його розташування в приладі підвищиться.

Через нижню частину опалювального приладу буде тепло передаватися внаслідок охолодження конденсату.

4.2 Класифікація систем парового опалення

Системи парового опалення поділяються на вакуум-парові – абсолютний тиск $< 0,1$ МПа (менше 1 кгс/см^2), низького тиску – надлишковий тиск $0,005-0,07$ МПа ($0,05-0,7 \text{ кгс/см}^2$) і високого тиску – надлишковий тиск $> 0,07$ МПа (понад $0,7 \text{ кгс/см}^2$).

Парові системи низького тиску в свою чергу поділяються на відкриті, сполучені з атмосферою, і закриті, не сполучені з атмосферою.

За способом повернення конденсату в котел системи бувають замкнуті – з безпосереднім поверненням конденсату в котел і розімкнені – з поверненням конденсату в конденсатний бак і з подальшим перекачуванням його з бака в котел.

За схемою з'єднання труб з приладами системи можуть бути двотрубні і однотрубні (ті й інші з верхнім, нижнім і середнім розведенням, з сухим і мокрим конденсатопроводом), з попутним рухом пари і конденсату.

Сухими називаються конденсатопроводи, перерізи яких не повністю заповнені конденсатом, а при перервах в роботі системи не заповнено водою. Мокрим називаються конденсатопроводи, які завжди заповнені водою.

4.3 Системи парового опалення низького тиску

Системи парового опалення низького тиску влаштовують за відкритою схемою. Система парового опалення низького тиску може бути з верхнім розведенням, двотрубна, тупикова, замкнена, з безпосереднім поверненням конденсату в котел, з сухим конденсатопроводів..

Перед пуском системи відкривають вентиль на водопровідній лінії і вода під тиском надходить в систему і заповнює її до необхідного рівня. Після цього закривають вентиль і починають топити котел. При підвищенні температури води в котлі вода доводиться до кипіння. Пара з котла по головному стояку надходить в магістральні паропроводи, парові стояки і через відгалуження в нагрівальні прилади, де конденсується. Конденсат за відгалуженням з приладів надходить в магістральний конденсатопровід і з нього в котел. Тиск пари в котлі з боку конденсатної лінії врівноважується стовпом води h . При тиску пари в котлі $0,01 \text{ МПа}$ ($0,1 \text{ кгс/см}^2$) $h = 1 \text{ м}$.

При стікання конденсату з горизонтальною конденсатної труби в загальний конденсатний стояк висота стовпа в ньому збільшується і частина конденсату видавлюється в котел.

При пуску системи опалення повітря витісняється з неї парою. Так як повітря важче за пару, воно відводиться через конденсатну лінію в повітряну трубу. Точка приєднання повітряної труби до конденсатопроводу повинна бути вище рівня води в загальному конденсатному стояку на 200-250 мм

Як відомо, пара містить найдрібніші частинки солей, що утворюються при википанні води. При встановленні крана подвійного регулювання солі відкладаються між стаканчиком і корпусом, внаслідок чого стаканчик прикипає до корпусу. Тому перед приладом на пароподавальної трубі встановлюють вентиль.

Для того щоб пар не надходив з приладів у конденсатопровід, а повністю в них конденсувався, на відгалуженнях від приладів рекомендується встановлювати трійники з пробкою.

Система парового опалення низького тиску може бути з нижнім розведенням, двотрубна, тупикова, замкнута з безпосереднім поверненням конденсату в котел, з сухим конденсатопроводом. Ця система працює аналогічно системі з верхньою розводкою. Пара з парової розподільної магістралі надходить у парові стояки знизу вгору і через відгалуження в опалювальні прилади. Конденсат за конденсатним стояках і збірної конденсатної магістралі надходить у котел.

Парову магістраль прокладають з ухилом 0,01-0,005 за напрямком руху пари, щоб уникнути виникнення шуму і для забезпечення стікання конденсату. З кінцевої точки конденсат відводиться через петлю, яка являє собою гідравлічний затвор, що не дозволяє пару проникати в конденсатну магістраль.

При сталому стані висота розташування рівня води в лівій частині петлі відповідає тиску пари в точці, отже, скільки конденсату надходить у праву частину петлі, стільки ж переливається в конденсатну магістраль, яку прокладають з ухилом 0,01-0,005 за напрямком до котла. Швидкість руху пари в підйомних стояках не повинна перевищувати 0,1-0,14 м/с, так як при великих швидкостях пара охолоджується, тому утворюється в стояках конденсат, у зв'язку з чим створюються шум і гідравлічні удари.

Система парового опалення низького тиску зі змішаним розведенням (верхній і нижній), з безпосереднім поверненням конденсату в котел, з мокрим конденсатопроводом може бути застосована при прокладанні магістрального паропроводу над підлогою верхнього поверху, а також над підлогою або під стелею одного з середніх поверхів будівлі.

Безпосереднє повернення конденсату в котел можливе при тиску пари до 0,02 МПа (0,2 кгс/см²), оскільки при більш високому тиску довелося б значно заглиблювати котельню.

При тиску пари вище 0,02 МПа (0,2 кгс/см²) застосовують розімкнуті системи з поверненням конденсату самопливом в конденсатний бак, з подальшим перекачуванням його у котел за допомогою відцентрового насоса, який розташовують нижче дна бака для забезпечення надійної роботи насоса на гарячій воді.

При такому влаштуванні системи опалювальні прилади можна розташовувати на одному рівні з котлом і навіть нижче нього. Повітря із системи видаляється в атмосферу конденсатопроводу через конденсатний бак. Щоб уникнути виходу пари в атмосферу через конденсатну магістраль, в кінці перед баком в залежності від величини тиску пари встановлюють петлеподібний гідравлічний затвор або конденсатовідвідник.

Верхнє розведення паропроводів слід застосовувати при наявності горища або при можливості прокладання паропроводів під стелею верхнього поверху (рис. 4.1), нижнє розведення використовують у тому випадку, якщо немає горища і неможлива прокладка паропроводу під стелею будь-якого поверху.

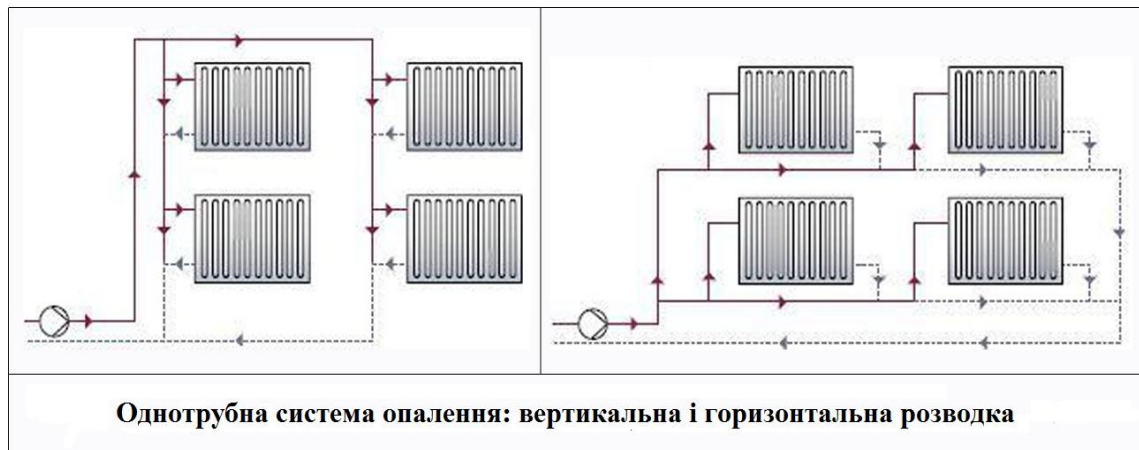


Рисунок 4.1 – Однотрубна система опалення

У цих системах пару і конденсат транспортуються по одній трубі. Вони можуть бути з верхньою і нижньою розводкою і горизонтальні проточні.

В системі з нижньою розводкою пар з котла надходить за розвідному паропроводу і стояках до опалювальних приладів через запірно-регулювальний вентиль. Повітря витісняється з системи через автоматичні повітряні клапани. Повітряні крани встановлюють на висоті, рівній приблизно 1/3 висоти опалювального приладу.

В стояках відбувається зустрічний рух конденсату і пари. При конденсації пари в приладах утворюється вакуум, який ускладнює стікання з них. На відгалуженнях до приладів для полегшення стоку конденсату передбачається вертикальний ділянку. Розвідні паропроводи прокладають з ухилом, що забезпечує рух пари і конденсату в одному напрямку. Конденсат надходить у мокрий конденсатопровід.

Для осушування пари передбачена труба. В результаті тиску, створеного в котлі, рівень конденсату підтримується вище точки, що виключає проникнення пари з паропроводу по трубі у конденсатопровід.

При зустрічному русі пари і конденсату в стояках та відгалуженнях до приладів виникають гідравлічні удари і система працює зі значним шумом.

В системі з верхньою розводкою зустрічний рух пари і конденсату відбувається лише у відгалуженнях до опалювальних приладів і відзначається менший шум, ніж у системах з нижнім розведенням. Вертикальні однотрубні системи парового опалення не отримали поширення. Для обігріву великих приміщень, які не потребують індивідуального регулювання тепловіддачі кожного приладу, застосовують горизонтальні системи, в яких відсутній зустрічний рух пари і конденсату.

4.4 Парові системи високого тиску

До парових систем високого тиску відносяться системи з тиском в початковій точці паропроводу (при виході з котла або при введенні в будівля) більше 0,07 МПа (0,7 кгс/см²).

Схеми цієї системи опалення можуть бути з верхнім, нижнім і середнім розведенням пари. Схема парового опалення високого тиску, закрита, двотрубна з верхньою розводкою, тупикова. Пара тиском, наприклад, 0,59 МПа (6 кгс/см²), необхідна за умовами виробництва, надходить з котельні в перший розподільний колектор і з нього паропроводами спрямовується на технологічні потреби.

Оскільки в системах парового опалення високого тиску застосовується пара з тиском не вище 0,37 МПа (3,8 кгс/см²), між першим розподільним колектором і другим встановлюють редукційний клапан, що знижує тиск пари з 0,59 до 0,37 МПа (з 6 до 3,8 кгс/см²). Редукційний клапан обладнується обвідною лінією на випадок ремонту.

На обох колекторах встановлюють манометри, а на другому колекторі додатково передбачається запобіжний важільний клапан. Пара з цього колектора поступає по головним стояках в стояки і відгалуження до опалювальних приладів. У опалювальних приладах і конденсатних відгалуженнях встановлюють вентиля для регулювання, а при необхідності і повного відключення окремих приладів.

На паровій і конденсатних лініях передбачають компенсатори, сприймають подовження труб при їх нагріванні.

Конденсат з розподільних колекторів і точки підйому парової магістралі відводиться через конденсатовідвідники.

З системи конденсат самопливом надходить в конденсатний бак, розташований в котельні, звідки насосом перекачується в котли.

Пристрій систем парового опалення високого тиску з закритою схемою відрізняється лише тим, що конденсатний бак не сполучається з атмосферою і надходить у нього пара вторинного скипання, що використовуються для тих чи інших потреб.

При тупиковому пристрої систем парового опалення високого тиску пара надходить зі значно більшим тиском в опалювальні прилади, близько розташовані до котла, і в зв'язку з труднощами регулювання з приладів частково потрапляє в конденсатопровід, створюючи підпір конденсату, що надходить з більш віддалених приладів. Для усунення такого явища застосовують схему влаштування системи опалення з попутним рухом пари і конденсату (рис. 4.2).

У таких системах пара з приладу 1 надходить в конденсатопровід з більшим тиском, ніж з приладу 2, а з приладу 2 з більшим тиском, ніж з приладу 3, і т. д. На останніх ділянках конденсатопровода надлишковий тиск пари майже відсутній і найвіддаленіші прилади повністю звільнюються від конденсату.

Систему з попутним рухом пари і конденсату можна застосовувати при тиску пари більше 0,03 МПа (0,3 кгс/см²)

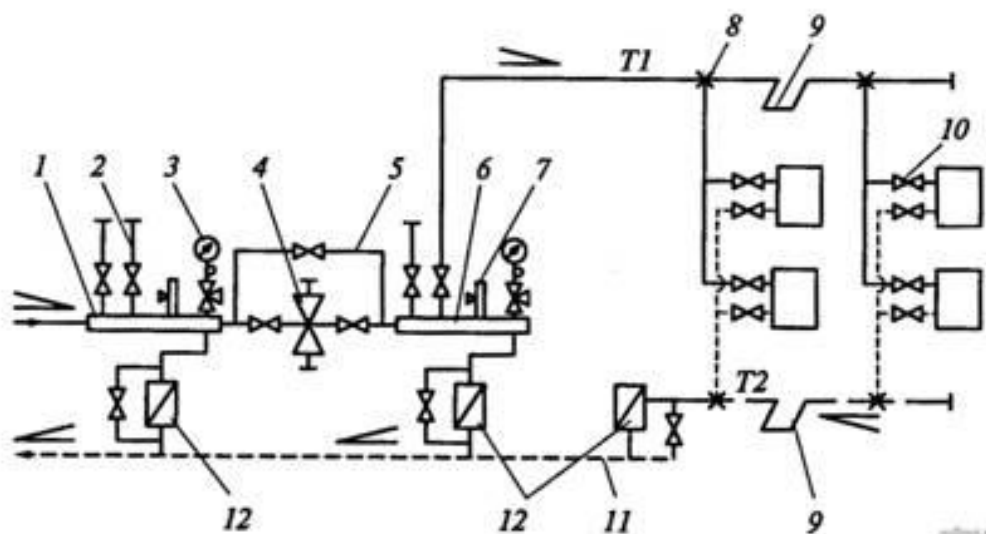


Рисунок. 4.2 – Вакуум-парові системи опалення

У цих системах в котлі за допомогою вакуум-насоса створюється тиск нижче атмосферного. Температура знижується нижче 100° С. Тим же насосом в системі переміщуються пара і конденсат.

Принципова схема вакуум-парової системи опалення.

Пара з парового котла низького тиску надходить по паропроводу в опалювальні прилади. Конденсат повертається по конденсатопроводу. Різниця тиску в котлі і конденсатної магістралі підтримується мокроповітряним насосом з електродвигуном. Вмикання і вимикання насоса здійснюється з допомогою автоматичного регулятора з рубильником.

На підведеннях до кожного опалювального приладу встановлюють вентилі, а на виході з приладу – конденсатовідвідники термічної дії.

Основна умова нормальної роботи системи – її герметичність, тому, щоб уникнути підсмоктування повітря, монтаж повинен бути виконаний особливо ретельно.

Вакуум-парові системи, які задовольняють гігієнічним вимогам і мають малий гідростатичний тиск, передбачено застосовувати в будівлях великої висоти.

4.5 Вибір тиску пари і гідравлічний розрахунок систем

Тиск пари на початку парової магістралі (при виході з котла або на введенні пари в будівлю) при замкнутій системі з безпосереднім поверненням конденсату в котел приймають в залежності від протяжності паропроводу (від котла до віддаленого приладу).

При опаленні ряду будівель з однієї котельні або при використанні пара низького тиску в калориферах і пароводонагрівниках застосовують тиск

0,03-0,07 МПа (0,3-0,7 кгс/см²). У парових системах високого тиску використовується пар тиском до 0,37 МПа (3,8 кгс/см²).

4.6 Гідравлічний розрахунок паропроводів низького тиску

Методика розрахунку паропроводів систем парового опалення низького тиску в основному аналогічна розрахунку систем водяного опалення.

Паропроводи можна розраховувати за питомою втратою тиску на тертя, користуючись таблицями, аналогічними таблиць для розрахунку теплопроводів систем водяного опалення. Таблиці складені для середньої щільності пари, оскільки щільність при низькому тиску змінюється незначно.

Розрахунок починають з гілки паропроводу найбільш віддаленого від котла приладу.

На подолання лінійних і місцевих опорів витрачається різниця тиску пари при виході з котла і перед опалювальним приладом.

При попередньому розрахунку паропроводів приймають, що на подолання лінійних опорів витрачається 65% різниці тиску пари при вихід його з котла і при вході його в опалювальний прилад. Розділивши цю величину на довжину паропроводу від котла до розглянутого приладу, знайдемо можливу питому втрату тиску на тертя, Па (кгс/м²).

За вказаними вище показниками і тепловим навантаженням визначають діаметр розрахункових ділянок та відповідні фактичні значення R і w .

Потім знаходять втрату тиску на тертя на ділянках і для всієї розрахункової гілки паропроводу. Після цього визначають суму коефіцієнтів місцевих опорів на окремих ділянках і втрати тиску на подолання місцевих опорів. Потім знаходять для всієї розрахункової гілки паропроводу.

Визначивши параметри в розрахунковій гілці, порівнюють отриману величину з дійсним тиском в системі. Допускається приймати запас тиску в розмірі до 10% на подолання можливих опорів, не врахованих розрахунком паропроводів.

Після визначення діаметра паропроводу найбільш віддалено розташованого приладу знаходять діаметри гілок паропроводу інших опалювальних приладів. Розрахунок повинен бути проведений так, щоб з втрати тиску у взаємозалежних частинах системи не відрізнялися більше ніж на 25%

4.8 Обладнання систем парового обладнання

У парових системах застосовують запірно-регулювальну і контрольно-вимірну арматуру: запірні вентиля, манометри, конденсатні баки, конденсатовідвідники, компенсатори, запобіжні та редуційні клапани.

Запірний ventиль застосовується на магістральних паропроводах і конденсатопроводах.

Для вимірювання тиску пари служать манометри з пружною металевою трубкою. Манометри з'єднують з паропроводами за допомогою сифонних трубок. Перед манометром встановлюють триходовий кран.

Конденсатний бак і насос застосовують для перекачування конденсату. Зварний відкритий конденсатний бак та бак з герметичним люком сполучаються з атмосферою і мають водомірне скло, переливну і спускові трубки.

Ємність бака в котельні приймається рівною обсягу конденсату, що надходить від споживача за 1-2 год.

На станціях перекачування бак повинен вмщати 10-15-хвилинну витрату конденсату при автоматичному пуску перекачувальних насосів та 45-хвилинний витрату конденсату при ручному пуску насосів. Ємність конденсатного бака, m^3 , у системах парового опалення низького тиску з розімкнутою схемою повернення конденсату приймають рівною одного динній витраті конденсату, якщо для перекачування його використовується відцентровий насос.

Для перекачування конденсату з конденсатних баків в парові котли низького тиску встановлюють один насос продуктивністю, що дорівнює двогодинного витраті конденсату.

Висота розташування живильного насоса та конденсатного бака не повинна перевищувати необхідної висоти всмоктування. Для холодної води вона становить близько 6 м. При подачі гарячої води утворюється вакуум, що знижує точку кипіння і може викликати перехід в пароподібний стан воду, яка знаходиться у всмоктувальній трубці.

Насоси рекомендується розташовувати нижче бака для того, щоб гідростатичний тиск конденсату був достатнім для подолання опору на ділянці від конденсатного бака до насоса.

Конденсатовідвідники. Пар не завжди повністю конденсується в опалювальних приладах і частково надходить в конденсатну лінію. Для запобігання прориву пари в конденсатопровід після кожного або окремих груп опалювальних приладів встановлюють конденсатовідвідники.

Конденсатовідвідник з перевернутим поплавком застосовують при перепаді тиску 0,05 МПа ($0,5 \text{ кгс/см}^2$) і більше. При надходженні під поплавком суміші пари і конденсату поплавок спливає, і кульовий клапан закриває вихідний отвір. При нагромадженні конденсату поплавок заливається і опускається вниз, відкриваючи вихідний отвір.

Після випуску частини конденсату тиск на дно поплавка зменшується, поплавок спливає і весь цикл повторюється спочатку.

Схема конденсатовідвідника наведена на рис. 4.3.

Схема конденсатовідвідника

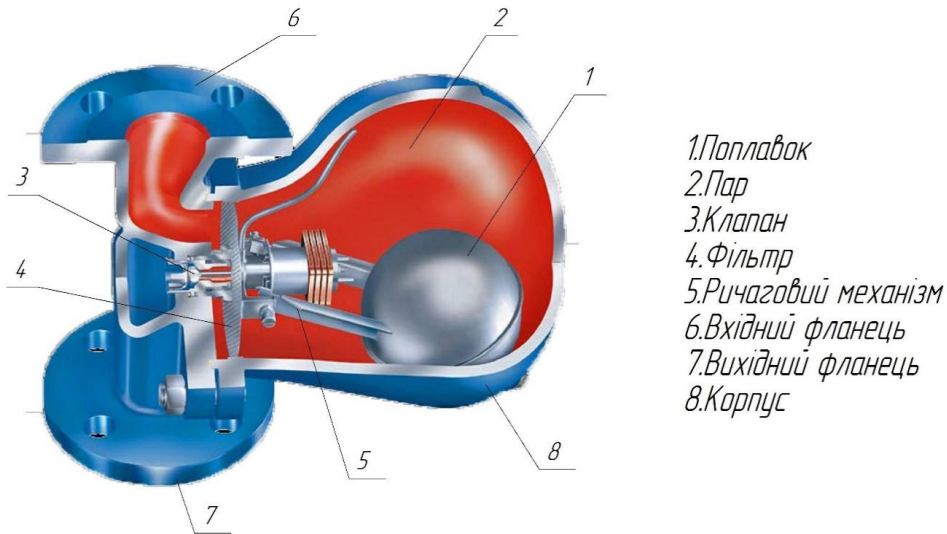


Рисунок 4.3 – Схема конденсатовідвідника

Термодинамічний конденсатовідвідник. При надходженні конденсату в конденсатовідвідник диск піднімається, відкриваючи прохід в кільцеву камеру корпусу до вихідного отвору. Під диском утворюється вакуум, і диск прикриває вхідний отвір, залишаючи зазори. Частково пар з зазорів надходить в камеру над диском і внаслідок різниці діючих сил диск притискається до сідла, закриваючи прохід пари. При зниженні тиску над диском внаслідок конденсації пари диск знову піднімається, забезпечуючи можливість виходу конденсату.

При установці необхідно забезпечити горизонтальне положення кришки конденсатовідвідника.

Конденсатовідвідник термічної дії застосовують при перепаді тиску 2-104 Па ($0,2 \text{ кгс/см}^2$) і вище. Він складається з корпусу, в якому розміщений сильфон, виконаний зі сплаву, що легко розширюється. Сильфон заповнений рідиною, що кипить при температурі $90-95^\circ \text{C}$. З сильфоном з'єднаний клапан, що відкриває і закриває отвір для виходу конденсату. При надходженні в конденсатовідвідник конденсату з парою рідина в сильфоні скипає, сильфон видовжується і клапан закриває вихід з конденсатовідвідника. При охолодженні конденсату сильфон стискається, відкриваючи вихід для конденсату.

Конденсатовідвідники підбирають за таблицями їх технічних характеристик з урахуванням необхідної продуктивності і перепаду тисків.

Тиск пари перед конденсатовідвідником приймають $p_3 = 0,95 p_2$, а після конденсатовідвідників при видавлюванні конденсату $p_4 = 0,4 p_2$ – в системах низького тиску і $p_4 = 0,7 p_2$ – в системах високого тиску (де p_2 – тиск

перед приладом). При вільному зливі безпосередньо після конденсатовідвідника величину r_4 приймають рівною нулю.

Замість конденсатовідвідників можна встановлювати підпирні шайби. Однак вони не забезпечують регулювання кількості відведеного конденсату при зміні тиску пари.

Редукційні клапани. При приєднанні систем парового опалення до зовнішніх паровим мереж встановлюють редукційні клапани, які призначені для зниження і підтримання в системі постійного тиску, що можливо при змінному тиску в зовнішніх мережах.

Пружинний редукційний клапан. Пара, що надходить у клапан за напрямом стрілки через отвір на фланці, потрапляє в камеру, яка сполучається трубкою з циліндром. Тиск пари передається в золотник і через трубку на поршень з ущільнюючим кільцем і штоком, який з'єднаний з золотником. При переміщенні поршня вниз або вгору золотник опускається або піднімається, змінюючи кількість і тиск пари, надходить у систему.

Площі золотникового отвору і поршня однакові, тому зміна тиску в камері не впливає на ступінь відкриття золотникового отвори. При збільшенні тиску в камері тиск на золотник зверху збільшується і передається через поршень на шпindel, положення якого в траверсі регулюється маховиком. Маховик скріплено болтами з траверсою, тому при опусканні маховика опускається і траверса, внаслідок чого стискається пружина. При зменшенні тиску пари в камері пружина розтискається, а траверси, поршень, шпindel і золотник піднімаються. При цьому приплив пари в камеру збільшиться і тиск за редуктором відновлюється.

Регулювання положення пружини на заданий тиск пари в системі опалення проводиться обертанням маховика.

Нормальна робота редукційного клапана забезпечується при відношенні початкового тиску до кінцевого не більше 5-7.

4.9 Переваги та недоліки систем парового опалення

Системи парового опалення у порівнянні з системами водяного опалення мають наступні переваги:

1) менші витрати коштів на монтаж і менша витрата металу (площа нагрівальної поверхні приладу у парових системах опалення низького тиску на 25-30%, а в системах високого тиску до 50% менше, ніж у системах водяного опалення);

2) менший діаметр конденсатних труб, а отже, і менша витрата металу на труби;

3) швидкий прогрів приміщення і можливість швидкого вимикання систем (при малої теплової інерції систему можна використовувати для періодичного опалення);

4) малий гідростатичний тиск, що забезпечує можливість застосування парового опалення у висотних будівлях;

5) менша небезпека замерзання води в трубах.

До недоліків систем парового опалення слід віднести:

1) відсутність можливості центрального якісного регулювання. При зовнішній температурі вище розрахункової пар системі подається з пропусками, що є причиною значних коливань температури в приміщеннях і шуму в системі;

2) перевищення температури поверхні опалювальних приладів понад гігієнічних меж, що є причиною розкладання осідаючого на них органічного пилу;

3) менший термін експлуатації (швидка корозія труб, в першу чергу конденсатопроводів);

4) підвищені втрати тепла паропроводами;

5) можливі гідравлічні удари і шум у паропроводах (особливо в парових системах високого тиску). Часті порушення щільності з'єднань паропроводів через різкі температурні деформації.

Системи парового опалення застосовуються в допоміжних і промислових підприємствах, в побутових приміщеннях і невеликих комунальних підприємствах (лазнях, пральнях тощо).

4.10 Пароводяні системи опалення

Пароводяну систему опалення застосовують при централізованому теплопостачанні будівлі паром і необхідності в пристрої будівлі водяного опалення.

Системи пароводяного опалення поділяються на централізовані та децентралізовані.

Централізовані системи. У централізованій системі пароводяного опалення вода нагрівається в ємнісному або швидкісному теплообміннику.

Система з ємнісним теплообмінником. В змійовик теплообмінника по паропроводу надходить пара з котельні, внаслідок чого вода нагрівається в теплообміннику і подається в систему опалення будинку. Конденсат по конденсатопроводу відводиться в котельню. Система пароводяного опалення будівлі може бути виконана за будь-якою схемою з природною або насосною циркуляцією.

Для забезпечення безперебійної роботи системи опалення встановлюють не менше двох теплообмінників з загальною тепловою потужністю, що відповідає витраті тепла на опалення будинку. Для регулювання температури води, що надходить у систему опалення, передбачається обвід.

Децентралізовані системи. У децентралізованих системах вода нагрівається паром безпосередньо в опалювальних приладах, встановлених в окремих приміщеннях.

До децентралізованих (з місцевим нагріванням води) відноситься система опалення, запропонована С. В. Ульянинським і названа ним конденсаційною системою.

Пара низького тиску, що надходить з котла, по паропроводу подається до опалювальних приладів, в яких труба розміщена в нижній частині. Труба має ряд дрібних отворів, через які пара надходить у прилад.

Конденсат, що утворюється, заповнює прилади, тобто під час роботи системи опалення прилади завжди заповнені конденсатом до рівня зворотного конденсатопроводу.

Необхідна температура води в приладах підтримується внаслідок надходження в прилад більшої або меншої кількості пари.

Надлишок конденсату зливається з конденсатопроводу в стояк і повертається в котел.

Повітря з паропроводів вичавлюється через конденсатопровід приладом, що має повітровипускну трубку з клапаном, який при пуску системи відкритий, а після прогріву приладів закритий.

Для випуску води з системи відкривають вентиль, встановлений на паропроводі. Конденсатопровід пов'язується з каналізацією.

Вентилі на трубці завжди трохи відчинені; через них при перерві в роботі в систему може надходити повітря.

Вода в котлі і збірному конденсатопроводі розташована на рівні відсутності тиску пари в котлі. Вищий рівень розташування води в конденсатопроводі відзначається при роботі системи. Стовп конденсату по висоті h врівноважує тиск пари в котлі. При експлуатації конденсаційних систем виявилася доцільність встановлення зворотного клапана у вищій точці паропроводу. При припиненні подачі пари в систему надходить повітря, через що відкривається клапан.

Переваги конденсаційних систем є:

1) менша витрата металу порівняно зі звичайними системами водяного опалення;

2) забезпечення температури поверхні приладів не вище допустимої за санітарно-гігієнічними вимогами.

До недоліків систем відносяться:

1) більш складне регулювання системи порівняно з системами водяного опалення,

2) ймовірність гідравлічних ударів в приладах при недостатньому регулюванні;

3) висока температура поверхні паропроводів.

До децентралізованим систем пароводяного опалення відносяться і системи з приладами інж. Симонова. Ці прилади являють собою кожух тієї чи іншої форми з покрівельної сталі, в нижній частині якого розташований паропровід. При проходженні пари через паропровід вода в приладі підігрівается до необхідної температури.

5. ГАЗОВЕ ОПАЛЕННЯ

Для опалення газ використовують в різних установках: звичайних або спеціальних котлах, кімнатних печах, приладах квартирному або місцевого опалення, в газових опалювально-вентиляційних агрегатах.

Газове паливо має два основних недоліки: вибухонебезпечність газоповітряних сумішей і токсичність самого газу (особливо продуктів його неповного згорання), в зв'язку з чим необхідно передбачати систему безпеки, а також пред'являти підвищені вимоги при експлуатації установок газового опалення.

5.1 Газові опалювальні печі

Газові печі найбільш економічні серед інших видів печей (їх ККД приблизно в 1,3 рази вище ККД печей на твердому паливі). Робота їх може бути повністю автоматизована. В теплоємної цегляної печі стінки топки при установці пальників безперервної дії викладають з глиняної цегли, пальників періодичної дії – з вогнетривкої. У верхній частині топки встановлюють ґрати з вогнетривкої цегли. Випромінювання від неї додатково нагріває стіни топки, що сприяє більш рівномірному нагріванню приміщення по висоті.

Канали печі викладають з цегли в три яруси для розвитку теплосприймаючої поверхні на короткому шляху руху продуктів згорання газу. У центрі висхідних потоків горючих газів розташовані один над іншим три ряди розсікачів, які направляють продукти згорання до бічних стін печі. Піч зверху доповнюють тягопереривачем, який оберігає її від надмірної і зворотної тяги, що важливо для стійкої роботи пальника. Крім того, через тягопереривник здійснюється постійне вентилявання верхньої зони приміщення.

5.2 Газоповітряні теплообмінники

У системах повітряного опалення повітря може нагріватися в газоповітряних теплообмінниках, коли теплота продуктів згорання газу частково або повністю передається холодному повітрю. При теплопередачі через стінку ККД прямоточних або рециркуляційних газоповітряних теплообмінників складає 70...90%, а при нагріванні повітря в результаті безпосереднього змішування з продуктами згорання газу ККД змішувальних теплообмінників зростає до 100% (рис. 5.1).

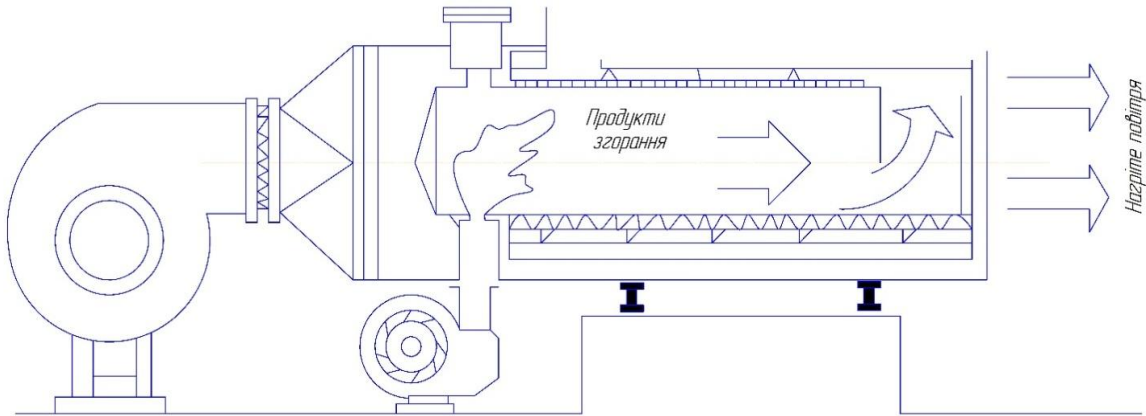


Рисунок 5.1 – Газоповітряний теплообмінник

5.3 Газоповітряне променеве опалення

В системі газоповітряного опалення з випромінювачами функцію опалювальних приладів виконують тепловипромінювальні труби, прокладені у верхній зоні (не нижче 5 м від поверхні підлоги) приміщення. Усередині замкнутого контуру тепловипромінювальних труб циркулює суміш нагрітого повітря з продуктами згорання. Тепловіддача з поверхні труб в приміщення відбувається переважно випромінюванням (до 60%). Суміш повітря з продуктами згорання газу проходить через теплогенератор (рис. 5.2).



Рисунок 5.2 – Схема руху газоповітряних потоків у теплогенераторі: 1 – газовий пальник; 2 – дуттєвий радіальний вентилятор; 3 – теплоутилізатор

Охолоджений в системі опалення до температури 80...90 °С теплоносієм в теплогенераторі розділяється на два потоки. Основний змішується з новою порцією продуктів згорання газу. Газ згорає в дуттєвому пальнику, який може працювати зі змінним коефіцієнтом витрати повітря. Далі нагріта суміш з температурою до 340 °С надходить в систему опалення. Інша частина теплоносія в об'ємі, рівному об'єму продуктів згорання, проходить через теплоутилізатор (ТУ) і викидається в атмосферу. В ТУ за рахунок теплоти теплоносія нагрівається повітря, що забирається з приміщення і

направляється в пальник для спалювання газу. При цьому дещо знижується витрата газу і підвищується ККД установки (до 96%).

5.4 Газове променеве опалення

Опалювальними приладами в цій системі опалення є пальник інфрачервоного випромінювання. Систему променевого опалення найдоцільніше застосовувати у великих приміщеннях зі значними тепловтратами. Особливо ефективна вона при обігріванні частково або повністю відкритих робочих майданчиків (монтажних, складальних, відкритих стоянок автомобілів тощо). Невеликі розміри і маса інфрачервоних пальників роблять їх зручними для розміщення в опалюваних приміщеннях. Їх теплопередавальна поверхня за площею майже в 10 разів менше, ніж площа нагрівальної поверхні опалювальних приладів водяного опалення. Газове променеве опалення застосовується також у різних сільськогосподарських і складських приміщеннях.

Застосовується пальник ежекційного типу для газу низького тиску з повним попереднім змішуванням газу і повітря (рис. 5.3). Газ, виходячи з сопла, засмоктує навколишнє повітря в кількості, необхідній для повного спалювання, і перемішується з ним в суміш. Газова суміш після дифузора змішувача надходить в розподільну камеру відносного великого об'єму. Швидкість потоку суміші значно зменшується, чим забезпечується майже однаковий статичний тиск на внутрішню поверхню плиток. При цьому газоповітряна суміш рухається з приблизно рівною швидкістю у всіх вогневих циліндричних каналах і, отже, створює факели однакової довжини.



Рисунок 5.3 – Інфрачервоний випромінювач

При роботі пальника керамічні плитки прогріваються на деяку глибину і підігрівають газоповітряну суміш в вогневих каналах. Газоповітряна суміш згорає в тонкому шарі над зовнішньою поверхнею плиток, яка розігрівається приблизно до 850 ° С. Металева сітка, розташована над керамічним випромінювачем, при роботі пальника нагрівача стає сама додатковим випромінювачем і, крім того, служить стабілізатором горіння, запобігаючи відрив полум'я (рис. 5.3).

5.5 Газове опалення

Газ широко застосовують в системах теплопостачання, в тому числі для опалення будівель.

Центральні системи опалення отримують теплоносій від великих котельень, які використовують як паливо природний газ.

У системах квартирного опалення в якості генераторів тепло застосовують газові нагрівачі ємнісного типу АГВ-80. Розроблено конструкції печей, пристосованих для спалювання газу (наприклад, газова опалювальна піч АКХ-14, опалювальна газова піч АКХ СМ-1).

Розроблено спосіб переобладнання побутових печей на газове паливо: в піддувальний простір печей встановлюють ежекційні щілинні пальники. Повітря подається через спеціально зроблений в дверцятах зольника регульований отвір перерізом 20x20 мм. У засувках печі для постійної вентиляції внутрішнього простору влаштовують (пропалюють) 2 або 3 отвори діаметром 25 мм.

Порівняно широко застосовується інфрачервоне газове опалення, що складається з випромінювачів з пальниками безполум'яного горіння.

Знаходять застосування такі системи опалення, в яких нагрівальними приладами є конвектори.

Газові печі. Застосування газу в якості палива дозволяє створити більш зручні в експлуатації конструкції печей, а також повністю автоматизувати їх роботу. З цією метою в газифікованих містах перекладаються існуючі печі. Однак в цих випадках велика теплоємність і періодичність дії (топки) печі, як правило, зберігаються незмінними.

Періодичність дії таких печей збільшує нерівномірність в графіку газоспоживання міста, внаслідок чого виникає необхідність збільшення діаметрів розподільних газопроводів і числа регуляторних станцій.

Кращими для переведення на газ є печі тривалого горіння. Вони забезпечують більш постійну температуру приміщення протягом доби, менший часовий витрата газу, що позитивно позначається на режимі роботи (знижується нерівномірність графіка споживання газу) міської газової мережі.

Робота газового інфрачервоного пальника заснована також на безполуменовому спалюванні газу (природного і скрапленого). Газоповітряна суміш проходить через отвори керамічної насадки до її поверхні, де і зго-

ряє. Керамічна насадка, нагріта до 800- 900 °С, стає джерелом тепла у вигляді інфрачервоних променів.

Пальники інфрачервоного випромінювання «Зірочка» застосовують для опалення напіввідкритих приміщень, для обігріву окремих предметів і теплової обробки різних матеріалів в промисловості та сільському господарстві.

При проектуванні такого способу опалення важливим завданням є розміщення інфрачервоних випромінювачів, розрахунок їх продуктивності, визначення температур поверхні огорожуючих конструкцій, температури повітряного середовища приміщень. Пальники в приміщенні потрібно розташувати так, щоб інтенсивність опромінення в зоні перебування людини на всій площі приміщення була однаковою.

Для забезпечення більшої рівномірності інфрачервоного опромінення доцільно застосовувати пальники малої продуктивності, особливо в низьких приміщеннях.

Як показала практика, при викиді відпрацьованих газів з пальників в опалювальне приміщення, можлива загазованість повітря приміщення оксидом вуглецю та іншими продуктами згоряння газу (рис. 5.4).

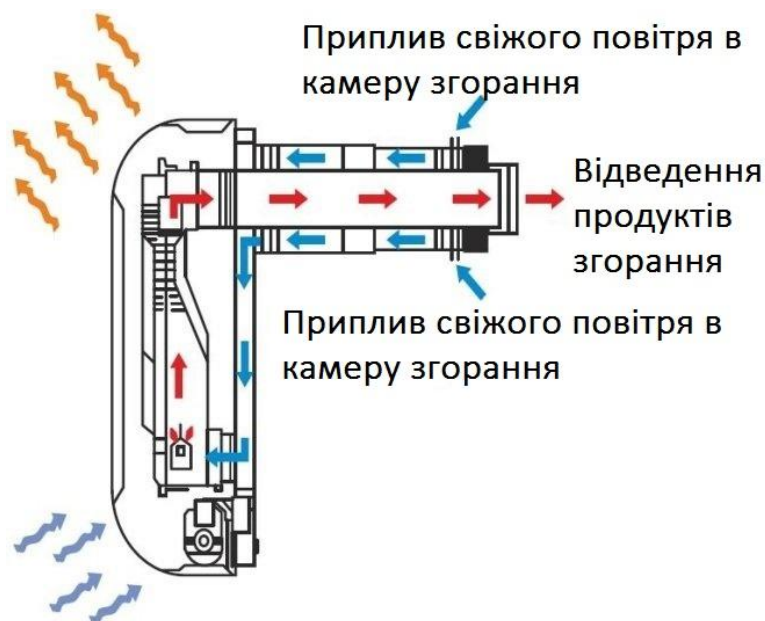


Рисунок 5.4 – Газовий конвектор

Експериментальні спостереження показали, що при належній якості виготовлення газових випромінювачів, ретельному монтажі, наладці і правильній експлуатації газ згорає в пальниках і вміст вуглецю в продуктах згорання близько до нуля (0,005%), Проте в приміщеннях з інфрачервоним опаленням обов'язково пристрій надійно працюючій вентиляції .

Газові конвектори ,що застосовуються за кордоном для опалення житлових і службових приміщень, в нашій країні широкого поширення не отримали.

Циркуляційне повітря надходить з приміщення в повітрянагрівач через отвір на дні пристрою. Нагріте повітря через решітку, встановлену у верхній частині приладу, надходить в приміщення. Для безпечної роботи повітрянагрівач забезпечено автоматичним пристроєм.

Повітрянагрівач встановлюють біля зовнішньої стіни, в якій влаштовують спеціальний отвір для повідомлення приладу атмосферою. Продукти горіння видаляються назовні (рис. 5.5).

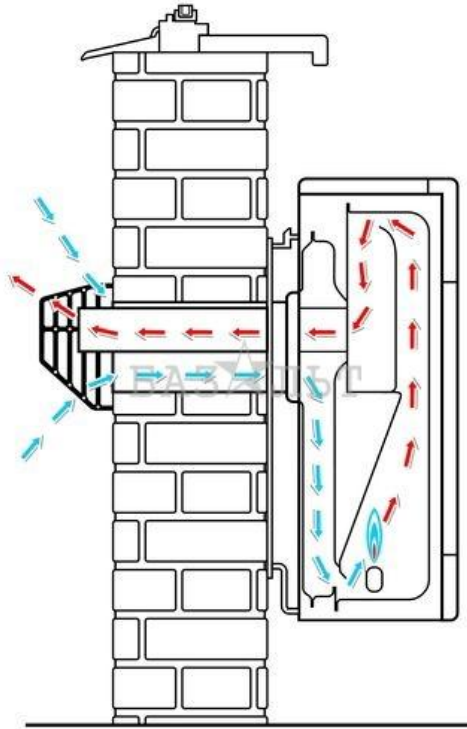


Рисунок 5.5 – Схема влаштування газового конвектора в будівлі

Зовнішній вигляд сучасного газового конвектора зображено на рис. 5.6.



Рисунок 5.6 – Сучасний газовий конвектор

6. ПІЧНЕ ОПАЛЕННЯ

6.1 Призначення і класифікація опалювальних печей

Пічне опалення застосовується тільки в дрібних підприємствах громадського харчування, розташованих у районах, де відсутні джерела централізованого теплопостачання. Це, як правило, райони, розташовані в сільських місцевостях, на новобудовах, лісозаготівельних пунктах (чайні, закусочні, їдальні до 50 місць, сільські кафе тощо). Розрізняють опалювальні печі періодичної топкою та тривалого горіння (рис. 6.1).

За тепломісткістю:

- тепломісткі (активний об'єм не менше $0,2 \text{ м}^3$, товщина зовнішніх стінок не менше 6 см, а інших частин – не менше 4 см);
- не тепломісткі (металеві печі та каміни).

За рухом газів:

- з рухом газів по каналах, які з'єднані послідовно;
- однооборотні;
- двооборотні;
- багатооборотні з короткими вертикальними каналами;
- з рухом газів по каналах, які з'єднані паралельно;
- з вільним рухом газів – безканалні (ковпакові печі);
- з рухом газів по комбінованій схемі каналів;
- з нижнім прогрівом;
- з повітронагрівальною камерою.

За товщиною стінок:

- товстостінні (товщина стінок 12 см і більше);
- тонкостінні (товщина стінок топки 12 см, решта до 7 см).

За формою в плані:

- прямокутні;
- квадратні;
- круглі;
- кутові.

Також печі можуть бути:

- одноповерхові;
- двоярусні (з топкою на кожному поверсі).

Димові труби для печей влаштовують трьох видів:

- насадні – встановлюють безпосередньо на печі;
- корінні – розташовуються окремо;
- розташовані всередині стін.

За призначенням печі бувають:

- опалювальні;
- для опалення та для приготування їжі;
- для приготування їжі;

- спеціального призначення.

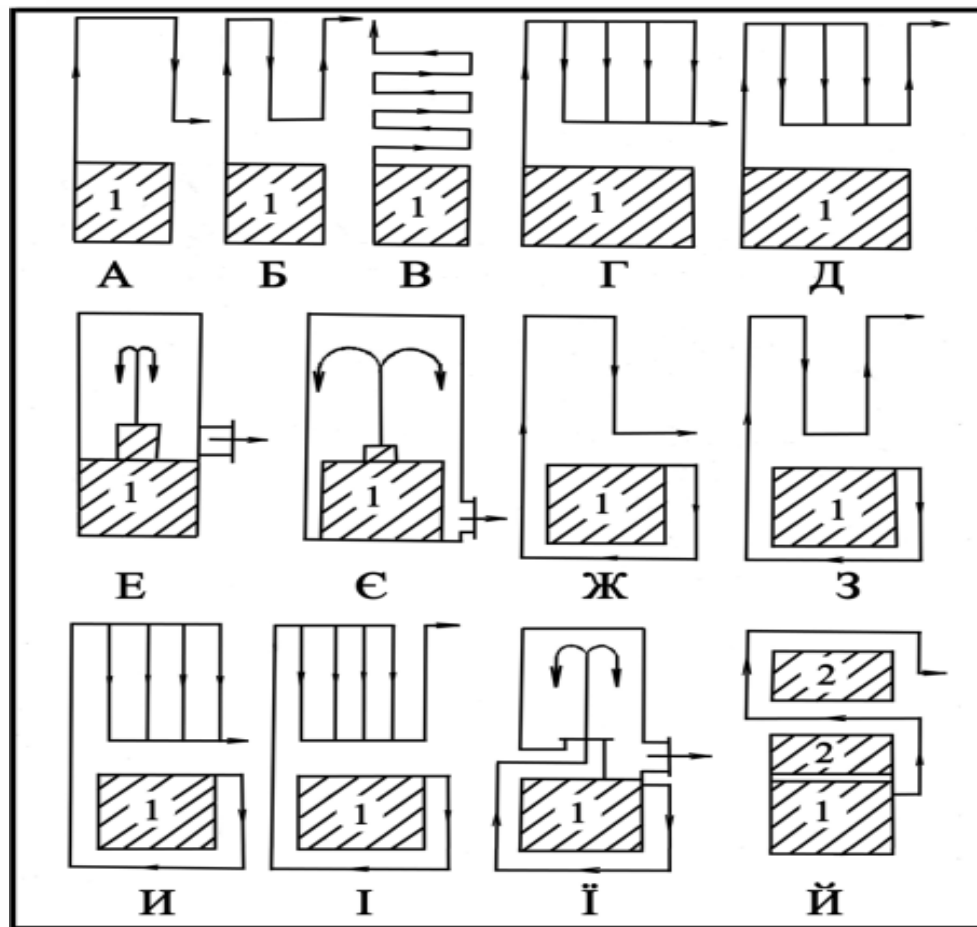


Рисунок 6.1 – Схеми руху газів в кімнатних печах: А – однооборотна з рухом газів по каналах, які з'єднані послідовно; Б – двооборотна з рухом газів по каналах, які з'єднані послідовно; В – багатооборотні з короткими вертикальними каналами; Г – однооборотна з рухом газів по каналах, які з'єднані паралельно; Д – двооборотна з рухом газів по каналах, які з'єднані паралельно; Е, Є – з вільним рухом газів – безканалі; Ж-І – з рухом газів по комбінованій схемі каналів з нижнім прогрівом; Й – з рухом газів по комбінованій схемі каналів з повітронагрівальною камерою

6.2 Піч малої теплоємності

Ці печі почали конструювати раніше інших і застосовувати для тимчасового опалення нежитлових приміщень, а також для висушування будівель. Вони виготовлялися в основному з чавуну або сталі.

Піч складається з чавунної коробки та зольника. Від коробки відходить сталеві труба, за якою гази відводяться до димової труби. При такій конструкції в пальнику знижується температура горіння (через сильне охолодження тонких металевих стінок) і не можуть бути забезпечені задовільні режими спалювання палива. Для зменшення випромінювання, яке неприє-

мно впливає на організм людини, корпус печі поміщають в кожух, який має внизу отвори для входу холодного повітря, а вгорі – для випуску нагрітого. Циркулююче в простір між піччю і кожухом повітря охолоджує зовнішню поверхню печі, що призводить до зниження температури її стінки. У результаті знижується теплота випромінювання і зростає частка конвективної теплоти, що виноситься нагрітим повітрям. Такий перерозподіл покращує мікроклімат приміщення.

Неодноразово робилися спроби боротьби з перегрівом зовнішніх поверхонь металевих печей, для чого їх стали обробляти. Таке конструктивне рішення призводить до зниження температури зовнішньої поверхні печі при тих же умовах тепловіддачі.

Металеві печі до цього часу знаходять застосування в країнах з помірним кліматом (в Англії, Франції, Данії тощо), де їх використовують і для постійного опалення. В силу своєї конструктивної складності печі повинні виготовлятися на спеціалізованих чавуноливарних заводах.

6.3 Піч підвищеної теплоємності

На практиці переконливо доведено, що для періодичного однодворазового щодобового опалення стаціонарних приміщень єдино прийнятним варіантом є застосування цегляних опалювальних печей підвищеної теплоємності. Вони повинні викладатися з цегли, що володіє малою теплопровідністю і порівняно великою питомою теплоємністю. При опаленні цегляна кладка поступово розігрівається, накопичуючи теплоту, а після закінчення топки – повільно охолоджується, віддаючи накопичену теплоту.

Вимога малої теплопровідності пояснюється наступними причинами: при топці печі температура внутрішніх газоходів досягає 600-700 °С, у той час як температура зовнішніх поверхонь за санітарно-гігієнічними вимогами не повинна перевищувати 95-100 °С. Це умову можна виконати тільки при малій теплопровідності матеріалу пічного масиву, а для акумуляції достатнього запасу теплоти потрібна матеріал з максимально можливою питомою теплоємністю.

Найбільше поширення спочатку отримали так звані голландські печі з глухим подом, вертикальними і горизонтальними димообертами внаслідок простоти конструкції і легкості викладки, хоча вони і мали очевидні недоліки: процес спалювання палива на глухому поду недосконалий; велика протяжність димообертів погіршувала тягу; нерівномірна тепловіддача за площі поверхні печі; мала питома площа поверхні зовнішніх стін, що припадає на одиницю маси кладки. При удосконаленні голландських печей прагнули усунути ці недоліки.

З метою збільшення акумуляції теплоти в підйомному каналі печі викладалася насадка з цегли, яка забезпечувала додатково краще перемішування продуктів згоряння і покращувала умови їх догорання.

6.4 Опалювальна піч заводського виготовлення

Теплоємні цегляні печі з нижнім обігрівом в достатній мірі задовольняють технічним та гігієнічним вимогам, що пред'являються до опалення малоповерхових житлових будинків, і на певному етапі розвитку житлового будівництва їх конструктивні дані і технологія виготовлення відповідали загальному рівню розвитку житлового будівництва.

У післявоєнні роки в зв'язку з різким збільшенням масштабів житлового будівництва на зміну трудомісткою, не піддається механізації цегляній кладці будівель прийшов індустріальний високопродуктивний панельний метод. Це призвело до різкого прискорення циклу будівельних робіт і зажадало докорінної перебудови всієї технології домобудівництва.

Індустріальні методи поширилися як на багатоповерхове міське житлове будівництво, так і на будівництво одноповерхових сільських будинків. Цілковито природно, що в зв'язку з переходом з цегельної кладки на бетон як на основний будівельний матеріал гостро постало питання про різке поліпшення конструкцій опалювальних печей, зниженні їх маси і зменшення габаритів, щоб забезпечити можливість їх централізованої збірки на заводах або будмайданчиках і транспортування звичайним автотранспортом.

Великі цегляні печі не відповідали повною мірою вимогам масового житлового будівництва. З розвитком панельного домобудівництва з'явилися численні розробки індустріальних опалювальних печей.

Важливою передумовою для вирішення цієї задачі стали теоретичні дослідження проф. Л. А. Семенова, що визначив можливість зниження маси печі в 2-3 рази за рахунок розігріву зовнішніх поверхонь до підвищеної температури 100 - 120 °С (порівняно з 80 °С за старими нормами). Практичне використання цього положення привело до створення індустріальних печей підвищеного прогріву.

Перші індустріальні опалювальні печі були каркасного типу. В них внутрішня поверхня раніше виконувалася з цегельної кладки з обшивкою асбестофанерними або металевими листами. Наявність металевого каркаса полегшувало викладку печі, а габарити і маса її були істотно знижені. Однак каркасні печі збиралися на об'єкті (у приміщенні) і тому не були повністю індустріальними. Найбільшою мірою задовольняли вимогу повної заводської готовності конструкції, що збираються з бетонних блоків. Однак використання бетону як будівельного матеріалу для печей наштовхувалося на ряд технічних труднощів. Першою з них був підбір складу бетону, що забезпечує потрібну жаростійкість.

В результаті робіт, проведених в Центральному науково-дослідному інституті промислового будівництва (ЦНИИПС) доктором техн. наук К. Д. Некрасовим, був визначений склад бетону, що забезпечує задовільну жароміцність пічних блоків. На основі жаростійкого бетону у ЦНИИПС був розроблений ряд конструкцій збірних печей підвищеного прогріву з

окремих бетонних елементів. Однак досвід зведення печей з цих елементів виявився невдалим: по-перше, потрібен великий їх асортимент; по-друге, через велику кількість швів збільшувалася можливість появи щілин. Тому надалі перейшли на більш уніфіковані кільцеві замкнуті блоки, що утворюють меншу кількість швів в кладці.

Блоки із замкнутих кільцевих елементів в свою чергу мали специфічні недоліки: вони не витримували перегріву і тріскалися. Це пояснюється тим, що в замкнутому кільцевому блоці при односторонньому нагріві неминуче виникають напруження: стиснення – у внутрішньому шарі і розтягування – у зовнішньому. Зважаючи на те, що бетон погано працює на розтяг, зовнішні його шари руйнувалися. Різні заходи боротьби з цим явищем (зокрема, місцеве потовщення стінок, армування бетону) повного успіху не приносили до тих пір, поки не був розроблений метод компенсації лінійних розширень бетону, при здійсненні якого блоки були розрізані по вертикалі на 4 частини, утворюючи на стиках термічні шви розширення. У ці шви вставлялися спеціальні металеві компенсатори, ущільнені герметизуючими накладками, які перекривають переріз щілин.

Практика експлуатації збірних печей з компенсаторами термічного розширення дала позитивні результати.

Конструювання збірних печей йшло по шляху спрощення системи дымообертів і більшої уніфікації блоків.

Створені конструкції каркасних і збірних бетоноблочних печей досить подібні: вони мають однооборотну каналну систему газоходів, топкові гази з пальника по центральній жаровій трубі піднімаються до перекриття печі, потім обтікають зовнішні стінки верхньої камери, опускаються через отвір в стінці і відводяться в димар.

Враховуючи малооборотність і короткий шлях, по якому гази рухаються в печі такої конструкції, всі бетонні блоки, з внутрішньої сторони забезпечуються вертикальними ребрами.

Призначення ребер: у верхній камері – збільшити тепловіддачу газів, в пальнику – збільшити теплосприйняття та акумуляцію теплоти, а також підвищити температуру горіння, так як розпечена поверхня ребер сприяє стабілізації процесу горіння палива. Завдяки оребрению пальника і збільшення кількості сприйманої їм теплоти піч має переважно нижнє прогрівання.

В цілому створення і впровадження збірних печей стало суттєвим зрушенням у розвитку пічного справи, так як печі стали споруджувати індустріальними методами. Їм властиві крім раніше згаданих наступні переваги в порівнянні з цегляними:

- уніфікація елементів гарантує виконання печі згідно з проектом;
- менші габарити і маса;
- пожежна безпека через меншу кількість швів;
- економія цегли і використання місцевих будівельних матеріалів.

На протязі свого розвитку опалювальні печі призначалися для періоди-

чної дії. Самому цьому принципу властивий суттєвий недолік: нерівномірність тепловиділення печі в часі й зумовлена цим нестабільність температури житла. Крім того, працюючи в нерівномірному режимі, піч має знижену економічність.

Незважаючи на ці недоліки, застосування печей з періодичною топкою диктувалося тією обставиною, що для печей безперервного горіння потрібно кондиційне паливо, яке для житлово-комунального господарства поки не поставляється.

На всіх етапах розвитку опалювальної техніки характерним було прагнення конструкторів поєднати вимоги: зберегти стабільну температуру приміщення за дуже короткочасної топці печі. Практично єдиним шляхом до досягнення цієї мети було збільшення масиву і теплоємності печі, що призвело до створення задовільних за економічними характеристиками, але надмірно масивних конструкцій.

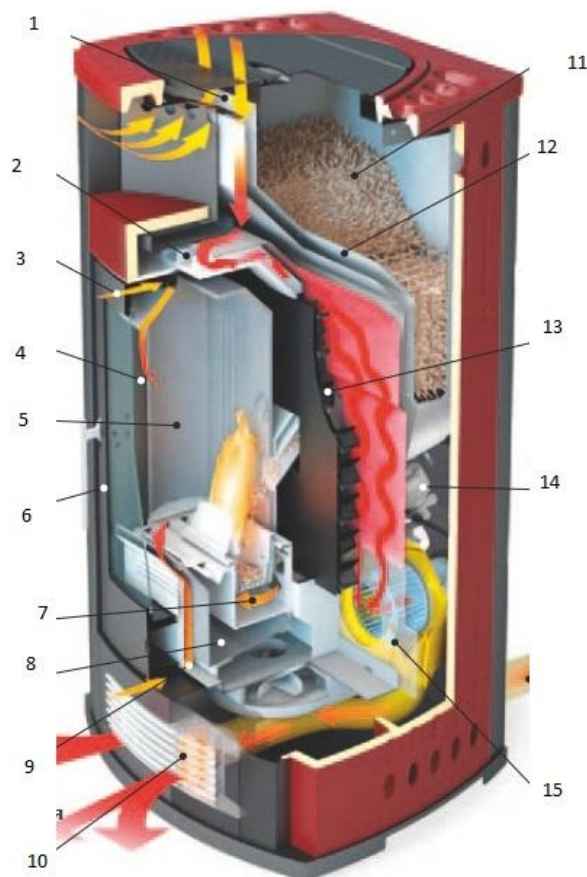


Рисунок 6.2 – Опалювальна піч заводського виготовлення: 1 – місце подачі палива; 2 – теплообмінник; 3 – приток повітря в топку; 4 – скло; 5 – топка; 6 – чавунна дверка; 7 – подача повітря в топку; 8 – зольник; 9 – повітря для горіння; 10 – вихід теплого повітря в приміщення; 11 – місткість для пелетів; 12 – сталевая перегородка; 13 – теплообмінник; 14 – мотор для подачі пелет; 15 – вентилятор подачі теплого повітря.

7. ПОВІТРЯНЕ ОПАЛЕННЯ

7.1 Характеристика повітряного опалення

Повітряне опалення має багато спільного з іншими видами централізованого опалення. І повітряне і водяне опалення засновані на принципі передачі тепла опалювальним приміщенням шляхом охолодження теплоносія. У центральній системі повітряного опалення, як і в системах водяного і парового опалення, є генератор тепла – центральна установка для нагрівання повітря і теплопроводи – канали для переміщення теплоносія – повітря.

Відмінністю є те, що в системі повітряного опалення відсутні опалювальні прилади: гаряче повітря передає акумульоване тепло безпосередньо опалювальному приміщенню, змішуючись з внутрішнім повітрям і рухаючись вздовж поверхні огорожень. Радіус дії повітряного опалення може бути звужений до одного приміщення, опалювального одним або декількома водяними або паровими повітрянагрівачами. В цьому випадку повітряне опалення стає місцевим і перетворюється в водяне або парове опалення (щоправда, потужність нагрівача значно більше потужності одного звичайного опалювального приладу і в приміщенні може бути створена інтенсивна циркуляція повітря).

Для повітряного опалення характерно також підвищення санітарно-гігієнічних показників повітряного середовища приміщення. Воно може забезпечити рухливість повітря, сприятливу для нормального самопочуття людей, рівномірність температури приміщення, а також зміну, очищення і зволоження повітря. Крім того, при влаштуванні системи повітряного опалення досягається економія металу.

Можливість суміщення повітряного опалення з припливною вентиляцією в холодний період, та охолодженням приміщень в літній період зближує повітряне опалення з вентиляцією та кондиціонуванням повітря і визначає область його застосування в промислових, цивільних і сільськогосподарських будівлях.

Властивість гарячого повітря – швидко нагрівати приміщення – використовується при здійсненні періодичного або чергового опалення.

На початку XIX ст. німецький професор Мейснер описав фізичні закономірності повітряного опалення, російський інженер Н. А. Амосов застосував «пневматичну піч» – вогневий калорифер з металевими трубами для централізованого нагрівання повітря, який міг замінити до 30 кімнатних печей. «Амосовське опалення» використовувалося в капітальних цивільних будівлях протягом багатьох десятиліть.

Недолік повітряного опалення з вогневими калориферами – можливість потрапляння продуктів згоряння палива в повітря-теплоносій і з ним в опалювальні приміщення (відомий навіть випадок пошкодження картин і

розпису стін в петербурзькому Ермітажі) – призвів до заміни вогневих калориферів водяними і паровими. Сучасний металевий калорифер використовується в системах опалення та вентиляції промислових, цивільних і сільськогосподарських будівель.

Разом з тим повітряне опалення не позбавлене істотних недоліків. Як відомо, площа поперечного перерізу і поверхні повітроводів через малу теплоакумульовальну здатність повітря в багато разів перевищують переріз і поверхню водопроводів. У мережі значної протяжності повітря помітно охолоджується, незважаючи на те, що повітроводи покривають тепловою ізоляцією. З цих причин застосування центральної системи повітряного опалення в порівнянні з іншими системами за приведеними витратами може виявитися економічно недоцільним. У розгалуженій мережі багатоповерхового будинку можливо також порушення в процесі експлуатації розподілу повітря по приміщеннях, що і показав досвід застосування повітряного опалення в житлових будинках в 60-х роках. Місцеве повітряне опалення не має перерахованих недоліків, однак не позбавлене негативних рис, обумовлених розміщенням опалювального обладнання безпосередньо в приміщенні.

Необхідність усунення опалювальних приладів з приміщення може перешкоджати використанню місцевого повітряного опалення. Якщо до того ж потрібно забезпечити ряд приміщень припливною вентиляцією, то тільки при центральній системі повітряного опалення спільно виконуються обидві ці умови.

7.2 Класифікація систем повітряного опалення

Гравітаційні та вентиляторні системи повітряного опалення, як уже вказувалося, можуть бути місцевими і центральними

На рис. 7.1 наведено принципові схеми місцевої системи повітряного опалення. Чисто опалювальна система з повною рециркуляцією теплоносія-повітря може бути безканалною (рис. 7.1, а) і каналною (рис. 7.1 б).

При безканалній системі повітря нагрівається в калорифері і переміщається вентилятором. Наявність каналу 2 для гарячого повітря викликає природну циркуляцію повітря через приміщення і калорифер 1. В теплообміннику калорифера первинний теплоносій, охолоджуючись від температури t_1 до t_2 , нагріває повітря від температури t_v до t_r , тобто перегріває вторинний теплоносій по відношенню до внутрішнього повітря приміщення для виконання опалювальної функції. Ці дві схеми застосовуються для місцевого повітряного опалення приміщень, які мають потреби в вентиляції.

Для місцевого повітряного опалення приміщення одночасно з його вентиляцією використовуються дві інші схеми, зображені на рис. 7.1, в, г.

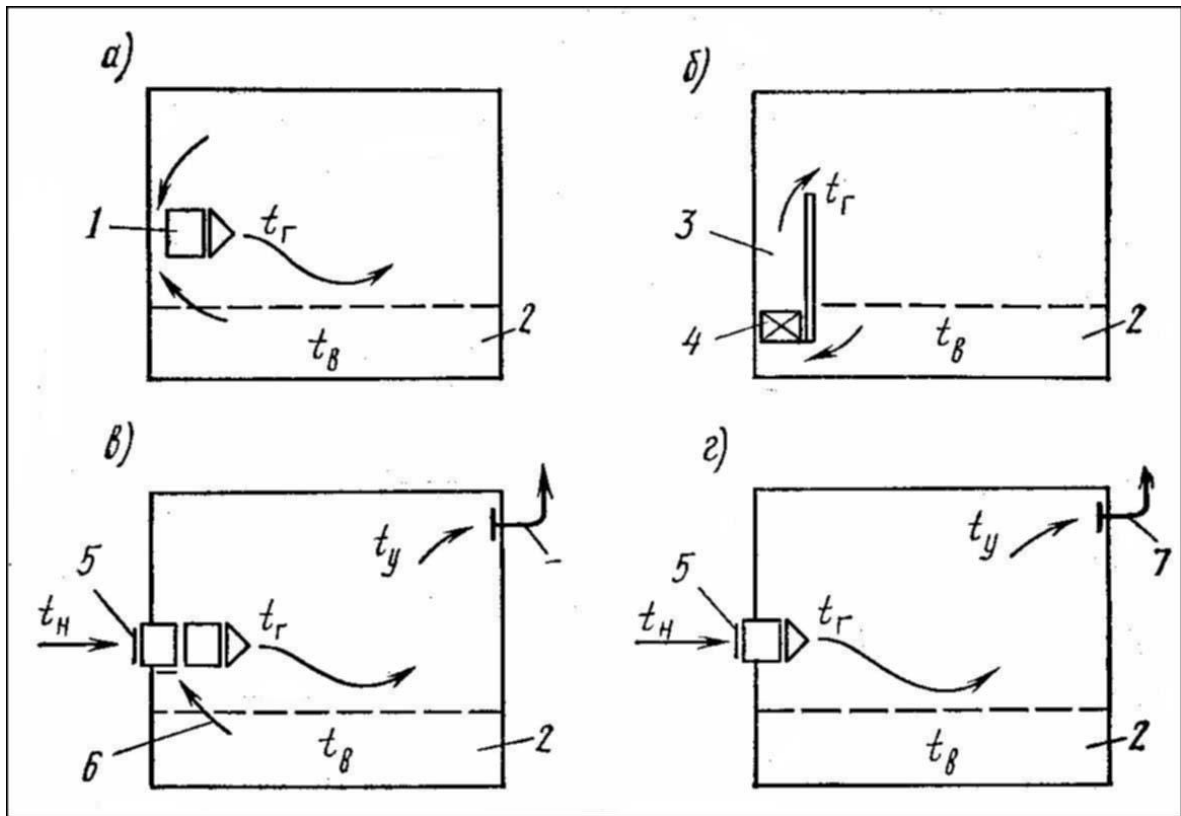


Рисунок 7.1 – Принципові схеми місцевої системи повітряного опалення: а і б – повністю рециркуляційні, в – частково рециркуляційна, г – прямоточна: 1 – теплообмінник-калорифер, 2 – канал гарячого повітря; 3 – канал ви- тяжної вентиляції

За схемою на рис. 7.2в з частковою циркуляцією частина повітря заби- рається ззовні з температурою t_n інша частина повітря з температурою t_b підмішується до зовнішнього (здійснюється часткова рециркуляція повіт- ря). Змішується повітря з температурою, проміжною між t_n і t_b , та догріва- ється в калорифері 1 до температури t_r і подається вентилятором в примі- щення. Приміщення опалюється повітрям, що до нього потрапило, а вен- тильюється тільки тією частиною повітря, що забирається зовні. Ця частина повітря видаляється з приміщення в атмосферу по каналу 3.

Схема на рис. 7.2г – прямоточна: зовнішнє повітря з температурою t_n в кількості, необхідній для вентиляції приміщення, нагрівається для опален- ня до температури t_r і після охолодження в приміщенні до температури t_b видаляється в такій же кількості в атмосферу .

Центральна система повітряного опалення – канална. Повітря нагріва- ється до необхідної температури t_r в тепловому центрі будівлі, де до теп- лообмінника-калорифера підводиться первинний теплоносій. У схемі на рис. 7.2а нагріте повітря по каналах 2 розподіляється по приміщеннях, а охоложене повітря по каналах 3 повертається для повторного нагрівання в калорифері 1. Здійснюється, як і в схемі на рис. 7.2а, повна рециркуляція

повітря без вентиляції приміщень. Витрата тепла в калорифері відповідає тепловтратам приміщень, тобто схема є чисто опалювальною.

Установка для створення повітряно-теплової завіси, що часто використовується в зовнішньому вході в громадські та промислові будівлі, може служити прикладом місцевої і центральної рециркуляційної системи повітряного опалення.

Схема на рис. 7.2б частково рециркуляційна – за дією не відрізняється від схеми на рис. 7.2а. На рис. 7.2в зображена прямоточна схема центральної системи повітряного опалення, аналогічна схемі на рис. 7.2а.

У схемах на рис. 7.2а і 7.2б витрата тепла на нагрівання повітря визначається тільки величиною тепловтрат приміщень; в схемах на рис. 7.2в і 7.2б вона зростає в результаті попереднього нагрівання частини повітря від температури t_n до t_b ; в схемах на рис. 7.2г і 7.2в витрата тепла найбільша.

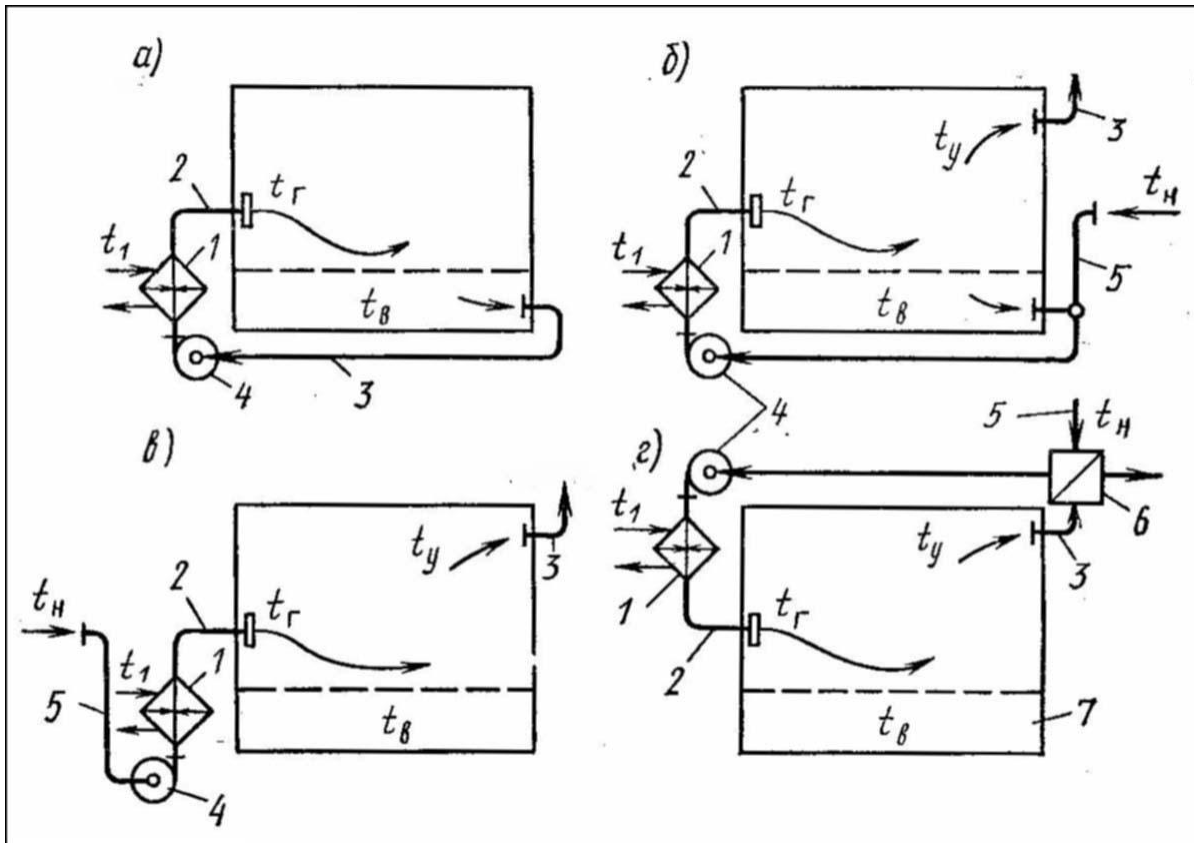


Рисунок 7.2 – Принципові схеми центральної системи повітряного опалення: а – повністю рециркуляційна, б – частково рециркуляційна, в – прямоточна, г – рекуперативна: 1 – теплообмінник-калорифер; 2 – канал гарячого повітря; 3 – канал внутрішнього повітря; 4 – канал зовнішнього повітря; 5 – повітря-повітряний теплообмінник

В цій схемі все повітря необхідно нагріти спочатку від температури t_n до t_b , а потім перегріти до t_n (тепло витрачається і на опалення і на повну вентиляцію приміщення). Для зменшення витрат тепла в прямоточній схемі

мі при збереженні її основної переваги – повної вентиляції приміщень використовується рекуперативна схема (рис. 7.2г) з додатковим повітроповітряним теплообмінником 5 для деякого нагрівання зовнішнього повітря з температурою t_n повітрям, що видаляється з приміщень з температурою t_b .

Рециркуляційна система повітряного опалення відрізняється меншими початковими вкладеннями і експлуатаційними витратами, але може застосовуватися в тих приміщеннях, в яких питання гігієни не мають істотного значення. Район дії центральної гравітаційної системи повітряного опалення обмежений приблизно 10-15 м, вважаючи по горизонтальному шляху від теплового центру до найбільш віддаленого вертикального каналу. Пояснюється це незначною величиною діючого природного циркуляційного тиску, що складає навіть при значній різниці температури гарячого і зовнішнього повітря [наприклад, $70\text{ }^\circ\text{C} - (-30\text{ }^\circ\text{C}) = 100\text{ }^\circ$] всього лише близько 4 Па ($0,4\text{ кгс/м}^2$) на кожен метр висоти каналу.

Система повітряного опалення з частковою рециркуляцією встановлюється з механічним спонуканням руху повітря і є найбільш гнучкою. Вона може діяти в різних режимах: в приміщеннях, крім часткової, може здійснюватися повна зміна, а також повна рециркуляція повітря. При цих трьох режимах система працює як опалювально-вентиляційна, чисто вентиляційна і чисто опалювальна. Все залежить від того, чи забирається і в якій кількості повітря зовні і до якої температури нагрівається повітря в калорифері.

Прямоточна система повітряного опалення відрізняється найвищими експлуатаційними витратами, тому застосовується в тих приміщеннях, в яких потрібно вентиляція в обсязі, не меншому, ніж обсяг повітря, необхідний для створення належного опалювального ефекту (наприклад, в приміщеннях, де виділяються речовини, шкідливі для здоров'я людей, вибухонебезпечні, пожежонебезпечні). Переміщення повітря за допомогою вентилятора стає необхідним при значному радіусі дії системи, для опалення приміщень, розташованих нижче теплового центру, і при очищенні повітря в фільтрах (також і в рециркуляційній системі повітряного опалення).

7.3 Кількість і температура повітря для опалення

Повітря для опалення приміщення нагрівається до такої температури, щоб в результаті його змішування з внутрішнім повітрям і теплообміном з поверхнею огорожень підтримувалася задана температура приміщення. Тоді кількість акумульованого їм тепла, кДж/год (ккал/год), дорівнює тепловтратам приміщення

$$G_{от}c(t_r - t_b) = Q_n \quad (7.1)$$

де c – масова теплоємність повітря, кДж/(кг*К) [ккал/(кг*° С)]. Звідси масове кількість повітря, кг / год, для опалення приміщення

$$G_{от} = \frac{Q_{п}}{c(t_{г} - t_{в})}, \quad (7.2)$$

об'ємна кількість повітря, що подається, м³/год, при температурі $t_{г}$ гарячого повітря

$$L_{от} = \frac{G_{от}}{\rho_{г}}, \quad (7.3)$$

і повітрообмін, м³/год, в приміщенні при температурі $t_{в}$ внутрішнього повітря

$$L_{п} = \frac{G_{от}}{\rho_{п}}, \quad (7.4)$$

де ρ – щільність повітря, кг/м³.

Температура гарячого повітря повинна бути максимально високою для зменшення, як це видно з рівняння (7.1), кількості повітря, що подається, в зв'язку з чим відповідно скорочуються розміри каналів, а також знижується витрата електроенергії в вентиляторній системі.

Однак правилами гігієни встановлюється певна межа температури – повітря не слід нагрівати вище 70 °С з тим, щоб воно не втрачало своїх властивостей як середовище. Ця температура і приймається зазвичай для системи повітряного опалення приміщень з постійним або тривалим (понад 2 год) перебуванням людей, якщо гаряче повітря вільно випускається в верхню зону (вище 0,4 $h_{п}$ від підлоги, де $h_{п}$ – висота приміщення, м).

У низькому приміщенні струмінь гарячого повітря насталяється на стелю. Температура стелі в зоні поширення струменя, особливо на першому метрі від решітки, підвищується, а температура струменя знижується. В результаті в приміщенні посилюється променистий теплообмін. Межа підвищення температури повітря, що подається в цьому випадку встановлюється на підставі розрахунку променево-конвективного теплообміну з перевіркою умов теплового комфорту в приміщенні, подібно до того, як це робиться при панельно-променевому опаленні

При вільній подачі гарячого повітря в зону приміщення на висоті до 0,4· $h_{п}$ від підлоги його температура на відстані більше 2 м від робочих місць не повинна перевищувати 40-45 °С. Виняток становлять повітряні теплові завіси біля зовнішніх дверей і воріт, коли при короткочасному впливі на людини допускається більш висока температура повітря, що по-

дається. Якщо людина піддається тривалому безпосередньому впливу струменя нагрітого повітря, температуру цього повітря рекомендується знижувати до 25 °С.

За формулою (7.1) визначається масова витрата повітря, що подається в приміщення тільки з метою його опалення, і система передбачається рециркуляційною. Коли ж повітряна система опалення є одночасно і системою вентиляції, кількість вхідного повітря встановлюється при дотриманні наступних умов.

Якщо масова витрата повітря для опалення виявляється рівною або перевищує кількість повітря для вентиляції ($G_{от} \gg G_{вент}$), то зберігається кількість і температура опалювального повітря, а система вибирається прямою або з частковою рециркуляцією.

Якщо ж масова кількість вентиляційного повітря перевищує кількість повітря, яке визначено для цілей опалення ($G_{вент} \gg G_{от}$), то приймається кількість повітря для вентиляції, система передбачається прямою, а температура повітря, що подається обчислюється за формулою

$$t_r = t_v + \frac{Q_{п}}{cG_{вент}}, \quad (7.5)$$

Кількість повітря для опалення приміщення або його температура зменшуються, якщо в приміщенні є постійні тепловиділення.

При центральній опалювально-вентиляційній системі температура гарячого повітря, що визначається за формулою (7.3), виявляється для кожного приміщення різної. Технічно здійснити подачу в окремі приміщення повітря з різною температурою можливо, але це ускладнює пристрій і експлуатацію системи і може виявитися економічно не вигідним.

Простіше, а іноді і доцільніше, подавати повітря в усі приміщення з однаковою температурою. Для цього температура повітря приймається рівною нижчій з розрахункових для окремих приміщень, а масова витрата повітря, що подається, перераховується за формулою (7.1). Деяке збільшення повітрообміну корисне з точки зору гігієни.

Після уточнення повітрообміну визначається витрата тепла на нагрівання повітря за формулами:

для рециркуляційної системи повітряного опалення

$$Q = G_{от} c (t_r - t_v) \quad (7.6)$$

для частково рециркуляційної опалювально-вентиляційної системи

$$Q = c(G_{от}(t_r - t_v) + G_{вент}(t_v - t_n)) \quad (7.7)$$

для прямої опалювально-вентиляційної системи

$$Q = G_{\text{вент}} c(t_{\text{Г}} - t_{\text{Н}}) \quad (7.8)$$

де $t_{\text{Н}}$ – температура зовнішнього повітря.

У формулі (7.5) масова витрата рециркуляційного повітря $G_{\text{р}} = G_{\text{от}} - G_{\text{вент}}$, так як величина $G_{\text{от}}$ виражає масову витрату змішаного повітря, нагрітого до температури $t_{\text{Г}}$ для цілей опалення.

7.4 Місцеве повітряне опалення

Місцеве повітряне опалення передбачається в промислових, цивільних і сільськогосподарських будівлях в наступних випадках:

а) в робочий час за відсутності центральної системи припливної вентиляції, причому система опалення може бути чисто опалювальною та суміщеною з місцевою припливною вентиляцією;

б) в неробочий час при відсутності і неможливості або економічною недоцільністю використання для опалення наявної системи припливної вентиляції.

Для місцевого повітряного опалення застосовують:

1) рециркуляційні опалювальні агрегати з механічним спонуканням руху повітря, що утворюють безканалні системи повітряного опалення (див. Схему на рис. 7.1а);

2) опалювально-вентиляційні агрегати з частковою рециркуляцією повітря і прямоочні, також з механічним спонуканням руху повітря (див. Схеми на рис. 7.1в, г);

3) рециркуляційні повітрянагрівачі з природним рухом повітря, що утворюють каналну систему повітряного опалення (див. Схему на рис. 7.1б).

Опалювальні та опалювально-вентиляційні агрегати призначені тільки для опалення або для опалення, суміщеного з вентиляцією, цехів промислових будівель, великих приміщень громадських і сільськогосподарських будівель, квартир житлових будинків.

Рециркуляційні повітрянагрівачі служать для опалення окремих приміщень будівель і сходових клітин багатоповерхових будівель.

Рециркуляція повітря допускається в тому випадку, якщо температура поверхні нагрівальних елементів відповідає вимогам гігієни, пожежо- та вибухобезпеки приміщень.

Опалювальним агрегатом називається комплект стандартних елементів, зібраних воедино в заводських умовах, що має певну повітряну, теплову та електричну потужність. Агрегати виготовляють для установки безпосередньо в опалювальних приміщеннях і використовують для рециркуляційного нагрівання і подачі гарячого повітря без повітропроводів. Опалювальні агрегати являють собою компактне, потужне і порівняно недороге обладнання. До їх недоліків відноситься шум, що виникає при дії вентилятора, що обмежує сферу застосування агрегатів в робочий час.

Опалювальні агрегати поділяються на підвісні і підлогові.

Залежно від моделі один підвісний опалювальний агрегат при електричній потужності двигуна 4 до 2,8 кВт може нагрівати до 20-103 м³/год повітря, передаючи в приміщення до $1,25 \cdot 10^6$ кДж/год ($0,3 \cdot 10^6$ ккал/год) тепла.

У підлогових опалювальних агрегатах використовують не тільки осьові, але і відцентрові вентилятори, і їх потужність може перевищувати потужність підвісних агрегатів. Повітря нагрівається не тільки паром і водою, але і при спалюванні газоподібного палива.

Для опалення приміщення рідко вдається вибрати один агрегат, що в точності відповідає потребам, і в більшості випадків необхідно встановлювати кілька опалювальних агрегатів в одному приміщенні.

Економічно вигідніше застосовувати укрупнені опалювальні агрегати. Дослідженнями встановлено, що при використанні великих опалювальних агрегатів температура повітря в приміщенні залишається достатньо рівномірною – відрізняється від розрахункової не більше ніж на 2-3 °, що допустимо в багатьох промислових будівлях. Нагріте повітря випускається з агрегатів зосередженими струменями зі значною швидкістю 6-12 м/с. Такий спосіб опалення називається повітряним опаленням із зосередженою подачею повітря.

При протіканні повітря через регульовальну решітку агрегату утворюється так званий компактний струмінь. Зосереджена подача нагрітого повітря виконується горизонтально на рівні $(0,35-0,65)h_p$ від підлоги (h_p – висота приміщення). Швидкість випускання повітря з регульовальної решітки агрегату залежить від допустимої рухливості повітря в робочій зоні приміщення. Гранично допустима швидкість руху повітря $U_{норм}$ згідно з гігієнічними вимогами становить 0,25 м/с при роботі в сидячому положенні і $t_b = 18-20$ °С; 0,3-0,5 м/с при легкому і 0,5-0,7 м/с при важкому фізичному навантаженні.

Опалювальні агрегати розміщують в приміщенні таким чином, що утворюються кілька паралельних компактних струменів або неповних віялових повітряних струменів. При паралельних компактних струменях агрегати відстоять один від одного на відстані $b \leq 3h_p$, при неповних віялових струменях – до $10h_p$.

Зміна швидкості руху і температури по довжині компактних і віялових повітряних струменів визначається геометричною характеристикою струменя, пов'язаною з числом Архімеда. Геометрична характеристика струменя H , виражена в метрах, пропорційна $mF_o^{0.5} (n * Ar)^{-0.5}$ і знаходиться за формулою

$$H = 5.45mv_oF_o^{0.25}[n(t_r - t_b)]^{-0.5} \quad (7.9)$$

де v_o , F_o – відповідно початкова швидкість руху і площа повітропроводного отвору опалювального агрегату;

m і n – коефіцієнти, що характеризують інтенсивність відповідно заганяння швидкості руху і зниження температури в струмені.

Якщо опалювальним агрегатом з регулюючою решіткою в повітрово-випускному отворі створюється компактний ненастилаючий струмінь, ці коефіцієнти мають значення: $m = 4,5$ і $n = 3,2$. Тоді геометрична характеристика компактного повітряного струменя набуває вигляду:

$$H = 13.7v_0F_0^{0.25}(t_r - t_b)^{-0.5} \quad (7.10)$$

Якщо опалювальним агрегатом з розсіювальною решіткою утворюється неповний віяловий ненастилаючий струмінь, то коефіцієнти $m=1,8$ і $n = 1,2$. Геометрична характеристика неповного віялового струменя в цьому випадку має вигляд:

$$H = 8.95v_0F_0^{0.25}(t_r - t_b)^{-0.5} \quad (7.11)$$

У нижній частині приміщення під повітряним струменем виникає зворотній потік повітря $У$ тому місці, де розширюється повітряний струмінь найближче підходить своєї нижньою межею до робочої зони, зворотній потік рухається з максимальною швидкістю. Повітряний струмінь розраховується так, щоб максимальна швидкість руху зворотного потоку в робочій зоні не перевищувала нормативної гранично допустимої швидкості:

$$v_{\max} \ll v_{\text{норм}} \quad (7.12)$$

Горизонтальний повітряний струмінь, не насталяючий на поверхню огорожень приміщення при висоті її випуску $(0,35-0,65)h_n$, на деякій відстані від місця випуску розвивається вільно і до «критичного» поперечного перетину називається вільним. Далі на розвиток струменя впливають огорожі приміщення, і струмінь вважається обмеженим.

У горизонтальному нагрітому повітряному струмені діє Архімедова сила, що викликає його підйом. Висота підйому осі вільного повітряного струменя, m , позначена y , пов'язана з горизонтальною відстанню x від опалювального агрегату і з геометричною характеристикою струменя залежністю

$$y = 0.7 \frac{x^2}{H^2} \quad (7.13)$$

Відстань від агрегату до «критичного» перетину $x_{кр}$, m , визначається за формулою

$$x_{кр} = 0.148m(bh_n)^{0.5} \quad (7.14)$$

або для компактного повітряного струменя опалювального агрегату

$$x_{кр} = 0.67m(bh_{п})^{0,5} \quad (7.15)$$

і для неповного віялового струменя

$$x_{кр} = 0.27m(bh_{п})^{0,5} \quad (7.16)$$

При підйомі нагрітого повітря перегрівається верхня зона, через що збільшуються тепловтрати через покриття приміщення і переохолоджується робоча зона. Температура повітря по висоті приміщення стає рівномірною, якщо збільшити початкову швидкість руху нагрітого струменя (або зменшити різницю температури $t_r - t_b$ до 10-15°).

Швидкість випуску компактного повітряного струменя з опалювального агрегату, м/с, складе:

$$v_0 = 0.073H(t_r - t_b)^{0,5} F_0^{-0,25} \quad (7.17)$$

Знайдемо геометричну характеристику компактного повітряного струменя в «критичному» перерізі приміщення за рівнянням (7.9), обмеживши висоту підйому осі струменя величиною $y = 0.15h_{п}$ для того, щоб її відстань від підлоги не перевищила $0,8h_{п}$:

$$H^2 = 0.7 \frac{[0.67(bh_{п})^{0,5}]^3}{0.15h_{п}} = 1.4(b^3 h_{п})^{0,5} \quad (7.18)$$

Використовуючи це вираження геометричної характеристики, отримаємо формулу для визначення початкової швидкості руху компактного повітряного струменя, що випускається з опалювального агрегату:

$$v_0 = 0.087(t_r - t_b)^{0,5} \left(\frac{b^3 h_{п}}{F_0}\right)^{0,25} \quad (7.19)$$

Формулу для початкової швидкості руху неповного віялового повітряного струменя знайдемо після аналогічних перетворень:

$$v_0 = 0.034(t_r - t_b)^{0,5} \left(\frac{b^3 h_{п}}{F_0}\right)^{0,25} \quad (7.20)$$

Для перевірки виконання умови (7.20) максимальна швидкість, м/с, руху зворотного потоку повітря в робочій зоні обчислюється залежно від початкової швидкості компактного струменя за формулою

$$v_{\text{макс}} = 0,43v_0\left(\frac{F_0}{bh_{\text{п}}}\right)^{0,5} \quad (7.21)$$

Рівномірність температури повітря по площі і висоті пов'язана з кратністю повітрообміну в приміщенні, що представлено відношенням

$$k = \frac{L_{\text{п}}}{V_{\text{п}}} \quad (7.22)$$

де $L_{\text{п}}$ – повітрообмін в приміщенні, м³/год;

$V_{\text{п}}$ – об'єм приміщення, м³.

При дослідженнях отримано, що зі збільшенням кратності повітрообміну від 1 до 3 температура повітря по висоті приміщення стає більш рівномірною, подальше ж збільшення кратності повітрообміну практично не впливає на температуру повітря у верхній зоні. Встановлено також, що при дотриманні описаних вище умов щодо швидкості, висоти випуску і кратності повітрообміну зосереджена подача нагрітого повітря викликає зміну його температури всього на 0,1-0,15 ° на 1 м висоти, а температура повітря у верхній зоні високих цехів відрізняється від температури в робочій зоні не більше ніж на 3 °.

Найвигідніша кратність повітрообміну в приміщенні за найменшою витратою електроенергії в опалювальних агрегатах знаходиться при компактному повітряному струмені за формулою

$$k = \frac{300v_{\text{макс}}^2}{l} \quad (7.23)$$

де l – довжина зони приміщення що обслуговується агрегатом, яка визначається за виразом

$$l \leq 4.5(bh_{\text{п}})^{0,5} \quad (7.24)$$

Якщо кратність повітрообміну обрана за формулою (7.24), то температура гарячого повітря, що подається опалювальними агрегатами, обчислюється за формулою (7.3):

$$t_{\text{г}} = t_{\text{в}} + \frac{(1.1 - 1.3)Q_{\text{п}}}{c\rho_{\text{в}}kV_{\text{п}}} \quad (7.24)$$

де 1,1 і 1,3 – коефіцієнти запасу при заборі повітря в агрегат відповідно з нижньої і з верхньої зони приміщення.

Ця температура, ° С, не повинна перевищувати температури гарячого повітря, гранично допустимої при заданій циркуляції повітря в приміщенні, що визначається за формулою:

$$t_{\text{доп}} = t_{\text{в}} + \frac{9.2 * 10^3 * y v_0}{0.7 m b h_{\text{п}}} * \left[v_0 \left(\frac{F_0}{b h_{\text{п}}} \right)^{0.5} \right] \quad (7.25)$$

Формула (7.24) для компакної повітряного струменя при $y = 0,15 h_{\text{п}}$ після заміни виразу, що стоїть в квадратних дужках, ставленням $(v_{\text{макс}}/0,43)$ з рівняння (7.25) набуває вигляду:

$$t_{\text{доп}} = t_{\text{в}} + 320 \frac{v_0}{b} v_{\text{норм}} \quad (7.26)$$

так як в даному випадку $v_{\text{макс}} = v_{\text{норм}}$.

Опалювальні-вентиляційні агрегати в промислових, громадських, допоміжних і сільськогосподарських будівлях застосовують для зосередженої подачі нагрітого повітря. Число цих агрегатів вибирається так само, як і число опалювальних агрегатів. Обмін повітря в приміщенні визначають за формулою (7.24) і зіставляють з обсягом вентиляційного повітря, так як він повинен задовольняти потребам вентиляції приміщення. Остаточну температуру повітря, що подається обчислюють за формулою (7.26).

Опалювальні-вентиляційний агрегат в житлових будинках використовується для повітряного опалення окремих квартир. Крім агрегату, що розміщується в підшивці під стелею коридору квартири, прокладають ще повітропровід зовнішнього повітря з повітрозабірною решіткою, рециркуляційний повітропровід і припливні повітроводи з регулюючими решітками в кожній житловій кімнаті. Квартирне повітряне опалення відноситься до каналних вентиляторних систем місцевого повітряного опалення.

Принципова схема квартирної повітряного опалення та вентиляції виглядає так: нагріте повітря подається в житлові кімнати, а охолоджене повітря видаляється назовні з допоміжних приміщень квартири – кухні, ванни і вбиральні.

У житлові кімнати може подаватися тільки зовнішнє повітря та повітря при частковій і повній рециркуляції (наприклад, при відсутності людей). Агрегат можна також використовувати для літнього охолодження повітря в одній з кімнат квартири при наявності холодоносія.

Перевагами квартирної повітряного опалення є незалежне опалення окремих квартир, мала теплова інерція, просте регулювання, зниження витрати тепла (до 20%) за рахунок побутових тепловиділень. До його недоліків відносяться шум, що виникає при дії електровентилятора, особливо відчутний вночі, і відсутність зволоження повітря.

7.5 Рециркуляційні повітрянагрівачі

Рециркуляційний повітрянагрівач з природним рухом повітря – це опалювальний прилад типу конвектора, що обігривається теплоносієм водою. За способом опалення приміщення за інтенсивністю циркуляції пові-

тря при зосередженому його нагріванні, рециркуляційний повітрянагрівач вважається приладом місцевого водоповітряного опалення.

Рециркуляційні повітрянагрівачі за тепловою потужністю займають проміжне місце між звичайними опалювальними приладами водяного і парового опалення і опалювальними агрегатами повітряного опалення. Їх потужність складає від 5 до 20-25 кВт (до $20 \cdot 10^3$ ккал/год). Застосовують їх в житлових, громадських, допоміжних та невеликих промислових будівлях для опалення сходових клітин багатоповерхових будинків, порівняно низьких приміщень, сполучених із зовнішнім повітрям, а також для чергового опалення приміщень.

На сходовій клітці, що опалюється рециркуляційним повітрянагрівачем, який розміщується поблизу зовнішніх входних дверей, забезпечується більш рівномірна температура повітря, ніж при водяному опаленні декількома опалювальними приладами.

Цьому сприяє посилене прогрівання зовнішнього повітря, що проникає через двері, опір сходових конструкцій швидкому підйому нагрітого повітря наверх, а також перемішування повітря при русі ліфта.

У громадських і допоміжних приміщеннях (вестибюлях, холах, торгових залах, складах і т. п.), Що мають значну площу при обмеженій висоті і сполучених із зовнішнім повітрям, рециркуляційні повітрянагрівачі встановлюють при входах. Вони підтримують рівномірну температуру, залучаючи в циркуляції і нагріваючи як внутрішнє, так і холодне зовнішнє повітря, що надходить в приміщення.

Рециркуляційні повітрянагрівачі застосовують також для чергового опалення періодично використовуваних приміщень, обмежених по периметру постійною опалювальною частиною будівлі, і таких що охолоджуються. До таких приміщень належать зали для глядачів театрів, концертні та інші зали і цехи.

Конструкція рециркуляційного повітрянагрівача. Як кожен конвектор, цей прилад складається з двох елементів – нагрівача і каналу. Нагрівач виконується зі стандартних опалювальних приладів – ребристих труб, радіаторів або калориферів. Ребристі труби і радіатори використовуються для нагрівачів меншої потужності (до 8 кВт), калорифери – для отримання більш потужних нагрівачів. При рівній площі, що займається в приміщенні, тепла потужність рециркуляційних нагрівачів з калориферами виходить в 6 разів більше їх теплової потужності з нагрівачами з ребристих труб і радіаторів. Калорифери вибирають пластинчастого типу для зменшення аеродинамічного опору і багатоходові для збільшення швидкості руху теплоносія.

Перевагами рециркуляційних повітрянагрівачів є:

- 1) створення сильного висхідного потоку нагрітого повітря, що викликає інтенсивну циркуляцію повітря з вирівнюванням температури по площі і висоті приміщення;
- 2) надійність і простота експлуатації без спеціального спостереження;

3) зниження вартості опалювальної установки (наприклад, для сходової клітини в 1,5 рази в порівнянні з радіаторним опаленням) і зменшення витрати металу (для сходової клітки – майже в 2 рази);

4) кількісне саморегулювання, характерне для гравітаційної системи водяного опалення. При звичайному регулюванні температури теплоносія змінюється температура i , як наслідок, кількість рециркуляційного повітря що нагрівається, причому в міру зниження зовнішньої температури посилюється теплопередача і підвищується кратність циркуляції повітря в приміщенні. Це сприяє інтенсифікації опалення приміщення при низькій температурі зовнішнього повітря.

Поряд з цими перевагами при опаленні рециркуляційними повітрянагрівачами можливе, якщо не проведено необхідні розрахунки, перегрівання верхньої зони і зростання тепловтрат через перекриття приміщень.

В якості теплоносія для рециркуляційних повітрянагрівачів використовується високотемпературна вода. Збільшення різниці температури води і повітря, що нагрівається дає можливість зменшити площу поверхні нагрівача.

Нагрівач приєднується до теплопроводів системи опалення за двома різними схемами. Перша з схем представляє собою послідовне з'єднання повітрянагрівача з основною системою опалення. Вся високотемпературна вода необхідна для основної системи опалення, попередньо пропускається через повітрянагрівач 1 (засувка 2 закрита), і її температура знижується від t_1 до t^1 . Встановлення повітрянагрівача перед основною системою опалення дозволяє максимально збільшити температурний напір і швидкість руху води. Схема використовується для приєднання постійно діючого нерегульованого повітрянагрівача.

Температура води, °С, що виходить з включеного нагрівача, визначають за рівнянням

$$t_1^1 = t_1 - \frac{Q_{p.v}}{cG_1} \quad (7.27)$$

де $Q_{p.v}$ – теплове навантаження рециркуляційного повітрянагрівача;

G_1 – масова витрата високотемпературної води, кг/год, на ввіді в будинок і в повітрянагрівач, що визначається за формулою

$$G_1 = \frac{Q_{p.v} + Q_{оп}}{c(t_1 - t_2)} \quad (7.28)$$

де $Q_{оп}$ – теплове навантаження основної системи опалення.

За другою схемою повітрянагрівач з'єднується з основною системою опалення паралельно. Регулювання і повне вимикання повітрянагрівача при цьому не відображаються на дії основної системи опалення, але площа

поверхні нагрівача зростає через зменшення температурного напору і швидкості руху води.

Розрахунок рециркуляційного повітрянагрівача полягає в виборі розмірів каналу і площі поверхні нагрівача, достатніх для передачі необхідної кількості тепла і створення посиленої циркуляції повітря в приміщенні (не менше одноразової).

Знаючи теплове навантаження, витрату і температуру теплоносія і задаючись розмірами каналу, можна знайти температуру і швидкість руху гарячого повітря в каналі.

Температура гарячого повітря, °С, в каналі глибиною b_k при розрахунковій висоті h визначається за формулою:

$$t_{\Gamma} = t_{\text{в}} + \left(\frac{0.9q_1}{c\rho b_k} \right)^{2/3} * \left(\frac{\varphi}{2gh\beta} \right)^{1/3} \quad (7.29)$$

Швидкість руху гарячого повітря, м/с:

$$v_{\Gamma} = \left(\frac{0.9q_1}{c\rho b_k} * \frac{2gh\beta}{\varphi} \right)^{1/3} \quad (7.30)$$

де q_1 – теплова потужність, кВт, яка припадає на одиницю довжини нагрівача;

β – коефіцієнт об'ємного розширення повітря;

φ – коефіцієнт опору рециркуляційного повітрянагрівача по шляху руху повітря.

Після вибору нагрівача проводиться аеродинамічний розрахунок для уточнення витрати рециркуляційного повітря.

Аеродинамічний розрахунок ґрунтується на рівності природного циркуляційного тиску, що виникає при нагріванні повітря, аеродинамічному опору рециркуляційного нагрівача,

$$\Delta p_c = \Delta p_e \quad (7.31)$$

Природний циркуляційний тиск, що створює рециркуляцію повітря, знаходиться відповідно до формули:

$$\Delta p_e = gh(\rho_{\text{в}} - \rho_{\Gamma}) \quad (7.32)$$

В інтервалі температури від 15 до 70 °С щільність повітря зменшується в середньому на 0,0036 кг/м³ при збільшенні температури на 1°. Приймаючи це значення для розрахунку, з урахуванням формули (7.32) отримуємо:

$$\Delta p_e = 3,6 * 10^{-3} gh(t_r - t_b) = 3,6 * 10^{-3} gh \frac{Q_p}{cG_{оп}} \quad (7.33)$$

де $G_{оп}$ – масова витрата рециркуляційного повітря, кг/год, призначеного для опалення приміщення.

Аеродинамічний опір рециркуляційного повітрянагрівача складається з опору каналу і нагрівача:

$$\Delta p_c = \Delta p_k + \Delta p_n \quad (7.34)$$

Нехтуючи дуже малим опором, що виникає при терті об стінки каналу повітря, що рухається з низькою масовою швидкістю [$V_p = 1-1,5$ кг/(м²*с)], знайдемо опір каналу:

$$\Delta p_k \approx \varphi_k \rho \frac{v_k^2}{2} = \frac{\varphi_k}{2\rho} \left(\frac{G_{оп}}{3,6 * 10^3 F_k} \right)^2 \quad (7.35)$$

де F_k – площа поперечного перерізу каналу, м².

Опір нагрівача описується залежністю, встановленою в результаті обробки експериментальних даних:

$$\Delta p_n = mg(v\rho)^p = mg \left(\frac{G_{оп}}{3,6 * 10^3 F_n} \right)^p \quad (7.36)$$

де F_n – площа живого перетину нагрівача по повітрю, м²;

m, ρ – експериментальні постійні величини.

Підставляючи знайдені вирази в рівність (7.36), отримаємо рівняння для визначення витрати рециркуляційного повітря:

$$3,6 * 10^{-3} hg \frac{Q_{р.в}}{cG_{оп}} = \frac{\varphi_k}{2\rho} \left(\frac{G_{оп}}{3,6 * 10^3 F_k} \right)^2 + mg \left(\frac{G_{оп}}{3,6 * 10^3 F_n} \right)^p \quad (7.37)$$

Рівняння легко вирішується при $p = 2$, в інших випадках витрата підбирається. Рішення рівняння можливо також щодо висоти h , якщо задатися температурою гарячого повітря і цим самим вказати його витрату.

8 ВИКОРИСТАННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ТЕПЛОТИ ДЛЯ ПОТРЕБ ОПАЛЕННЯ

8.1 Пелетний котел у зв'язку з електричним

Пелетний котел (основний), електричний котел (резервний), самозливна геліосистема Drain Back для підтримки опалення та підготовки ГВП на плоских колекторах FKF-240-V наведено на рис. 8.1.

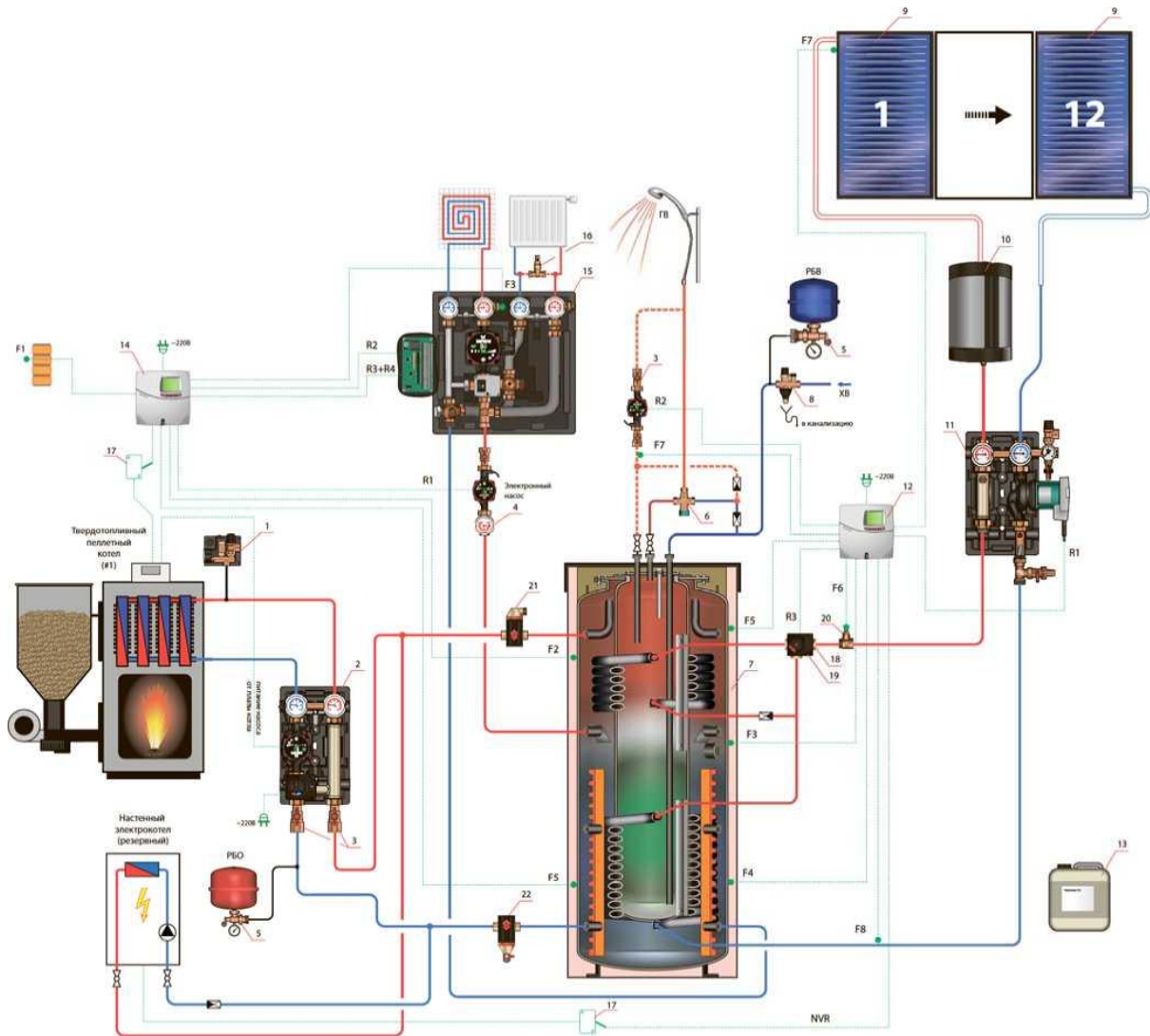


Рисунок 8.1 – Схема сумісної роботи пелетного та електричного котлів

Позначення:

1 – група безпеки (манометр, автоматичний повітровідвідник, запобіжний клапан 3 бар).

2 – насосна група D-MTRE з насосом Grundfos Alfa2L 25-60 для захисту твердопаливного котла від низькотемпературної корозії.

3 – монтажний комплект тип В (Ду 25 мм, 2 кульових крана, зворотній клапан, накидні гайки, прокладки), насос не входить в комплект поставки.

4 – монтажний комплект тип S (Ду 25 мм, 2 кульових крана, зворотній клапан, накидні гайки, прокладки, термометр), насос не входить до складу монтажного комплекту.

5 – MAG-вентиль (вузол для підключення/відключення розширювального бака РБ і контролю тиску як усередині системи, так і всередині бака).

6 – термостатичний змішувач ГВП, «захист від ошпарювання».

7 – комбінований бак SKSE-2 1051/200, який складається з 2 баків: буферний бак 1050л (зовні) і бак ГВП 200л (всередині). Теплообмін між баками здійснюється за принципом «водяної сорочки». Також в баку є 2 змішувача для сонячних систем.

8 – група безпеки бойлера Ду 20, 8 бар (запірний вентиль, запобіжний клапан 8 бар, зворотний клапан).

9 – плоский колектор FKF-240-V, апертурними площею 2,2 м² для са-мослівних систем.

10 – ємність Drain Vox для зберігання теплоносія в самозливній системі з площею колекторного поля до 50м².

11 – сонячна насосна група LI " (10-40 л / хв) з насосом Wilo Stratos PARA 25/1.

12 – диференційно-температурний регулятор Sol Max.

13 – теплоносій RekaSolar50.

14 – погодозалежний регулятор для пелетних котлів HZR-P.

15 – вузол Condix (прямий контур працює від котлового насоса, змішувальний контур з насосом Grundfos Alfa2 15-60 і 5-ти ходовим змішувачем з приводом). Максимальне навантаження на контур – 20 кВт, сумарне навантаження не більше 40 кВт, габарити В420 мм х Ш 410 мм х Г 260 мм. Особливістю цього вузла є доохолодження зворотної лінії РО в контурі ТП для збільшення кількості конденсату.

16 – перепусковий клапан 0,2...0,6 бар.

17 – проміжне реле 12В/220В.

18 – 3-ходовий змішувач EM3-25-12.

19 – перемикає привід ST10-R/230.

20 – вставка з гільзою для датчика температури.

21 – сепаратор повітря FlamcoVent Smart 1 ".

22 – сепаратор бруду Flamco Clean Smart 1 ".

F1 – датчик зовнішньої температури.

F2-F8 – заглиблені датчики трубопроводів (або ємностей).

РБО – розширювальний бак системи опалення.

РБВ – розширювальний бак системи санітарного водопостачання. Увага: Вузол Condix підключається у контролера через спеціальну плату, яка йде в комплекті з Condix (www.meibes.ua).

Під вузлом Condix необхідно встановлено електронний насос, наприклад Wilo Yonos 25 / 1-6 або Grundfos Alfa2 25-60. Цей насос при закритті

термоголовок на радіаторах буде зменшувати витрату теплоносія. Крім економії електроенергії, це призведе до зменшення перемішування шарів з різною температурою в буферному баці.

Опис роботи системи:

Основним джерелом тепла в даній схемі є пелетний котел. Присутній в схемі електричний котел є резервним. Це дозволяє експлуатувати котельню без постійної присутності людини.

Пелетний котел має на борту свій регулятор, який управляється пальником і котельним насосом. Спеціальний регулятор NZR-P контролює прогрів комбінованого бака (7) вгорі (F2) і внизу (F5).

Якщо верх бака (F2) охолов до певної температури, то регулятор включає пелетний котел, і тримає його включеним, поки температура внизу бака (F5) не підніметься до потрібного значення. Така технологія нагріву дозволяє накопичувати в нижній частині ємності порцію охолодженого теплоносія, і включати котел тільки тоді, коли для нього є великий фронт роботи. Таким чином, вирішуються такі проблеми використання пелетного котла:

1) Котел має можливість прогрітися, вийти на стаціонарний режим, і з максимальним ККД на максимальній потужності в високотемпературному режимі видати потрібну кількість тепла. Другими словами, котел в будь-який час року працює з максимальною ефективністю без тактування і перепалу палива.

2) В пелетні котли не допускається теплоносій з температурою нижче 60 °С, а, значить пелетні котли можуть працювати тільки в режимі 80-60 °С. За це відповідає насосна група D-MTRE з термостатичним приводом. Вона підмішує теплоносій в зворотну лінію з лінії подачі, щоб підняти температуру зворотної лінії. Якщо котел буде недогрітий до потрібної температури, то ця насосна група просто відсіче котел від комбінованої ємності.

3) З іншого боку, для економного споживання теплової енергії споживачами тепла, їм потрібно знижувати температурний графік відповідно до погодних умов. Комбінована ємність (7) що знаходиться між пелетних котлів і споживачами тепла вирішує цю задачу.

Комбінований бак (7) умовно поділений на дві частини по вертикалі:

1) Верхня частина призначена для акумуляції тепла для приготування гарячої води (ГВ).

2) Нижня частина призначена для акумуляції тепла для опалення.

Всі джерела тепла є високотемпературними, тому подавальна лінія від них заведена в самий верх комбінованого бака (7), а зворотна лінія – в самий низ. Це зроблено для того, щоб забезпечити пріоритетне постачання тепла зони приготування ГВ. Після того, як гарячим теплоносієм буде заповнена верхня зона ГВ (тепла вода завжди піднімається вгору), тепло дійде і до нижньої зони.

Споживачі тепла підключені до нижньої частини бака, щоб виключити з контуру циркуляції систем опалення то тепло, яке призначене для приготування гарячої води, і знаходиться зверху.

Таким чином, якщо споживачі тепла розберуть все виділене для них тепло, або їм буде потрібно тримати холодніший теплоносій, то «подушка», яка висить зверху, гарячого теплоносія залишиться недоторканою. Перебоїв з гарячою водою не буде.

Для забезпечення циркуляції по опалювальним контурам використаний вузол Conbix (15) з встановленим знизу електронним насосом.

Цей вузол якісно вихолоджує теплоносій, пропускаючи його спочатку через контур РО, а потім доохолоджує його в ТП. Це призведе до того, що теплоносій, який повертається, в комбінований бак буде прагнути впасти на саме дно, і не братиме участі в перемішуванні шарів. Також використання вузла Conbix дозволяє використовувати управління від регулятора HZR-P без розширень. Це зменшує вартість рішення.

Геліосистема в даному рішенні підібрана для підтримки опалення (ТП) в демісезон, і для приготування ГВ (влітку повністю, в демісезон частково).

Колектори FKF-240-V (9) разом з ємністю Drain Box (10) створюють самозливну систему, сенс якої полягає в тому, що при виключенні циркуляції в системі, теплоносій зливається в ємність Drain Box, а колектори заповнюються повітрям. В такому випадку колектори можуть стояти гарячими під прямими сонячними променями, а теплоносій захищений від перегріву. Додатковий захист або закриття частини колекторів не потрібні.

Якщо колектори нагріті, а в баку-накопичувачі виникла потреба в теплі, то вмикається циркуляційний насос геліоконтура, закачує теплоносій в сонячні колектори (9), і починає вносити тепло з колекторів в комбіновану ємність (7). Якщо поступаючий з колекторів підігрітий теплоносій гарячої верхньої зони бака (7), то він спочатку заходить в верхній теплообмінник, а потім надходить на доохолодження в нижній теплообмінник.

Якщо верхня частина бака (7) гарячіше, ніж сонячний теплоносій, то, щоб не вихолоджувати зону ГВП, він перенаправляється змішувачем (18) на нижній змішувач.

Отримане сонячне тепло піднімається на ту висоту всередині бака, де знаходиться шар з таким же температурним потенціалом. Це тепло буде використано там, де є в ньому найбільша потреба.

Примітка:

Така система дозволяє максимально входити в опалювальний сезон без використання котлів, і максимально швидко з нього виходити з настанням сонячної погоди.

У теплу пору року потреби в теплі покриваються майже повністю за рахунок накопиченої сонячної енергії.

Господар будинку контролює наявність пелет в бункері раз в декілька днів (залежить від потужності котла і обсягу бункера), і чистить топку пелетного котла раз в тиждень від золи.

8.2 Повітряний тепловий насос в парі з газовим конденсаційним котлом

Схема сумісної роботи повітряного теплового насоса та конденсаційного котла наведена на рис. 8.2.

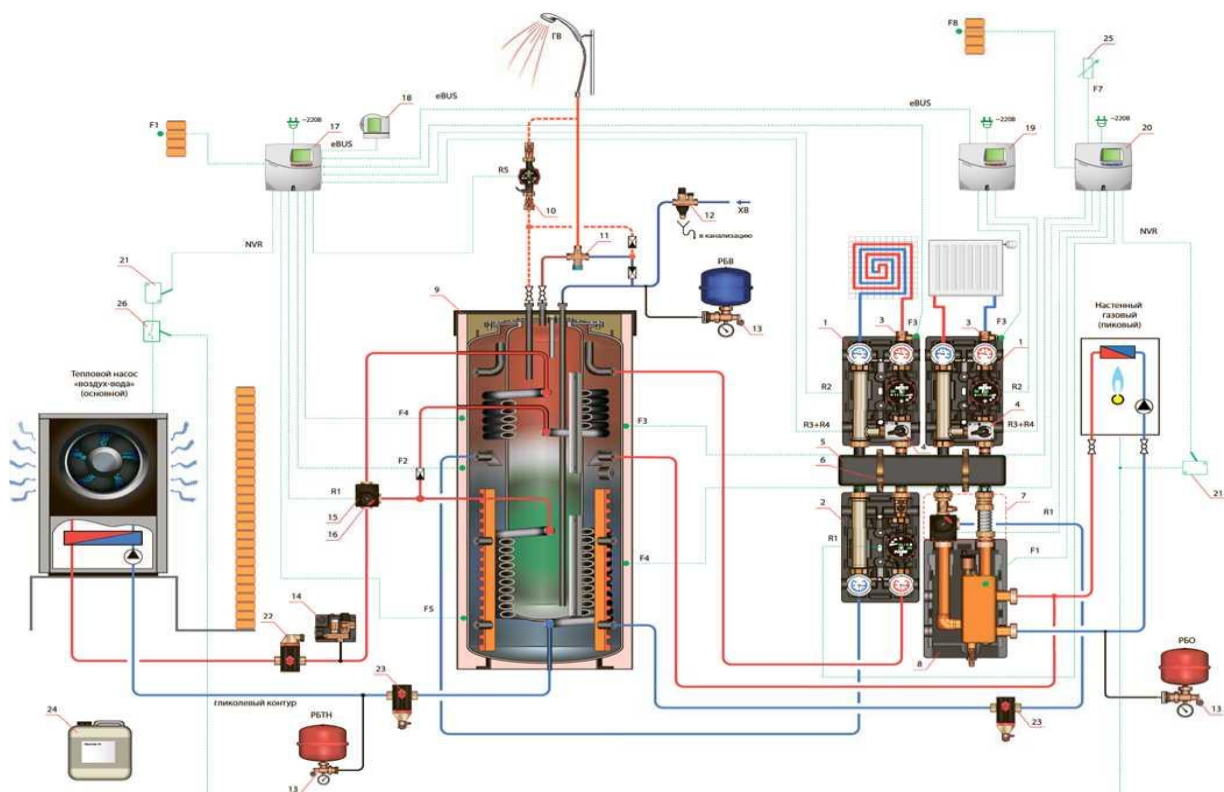


Рисунок 8.2 – Схема сумісної роботи повітряного теплового насоса та конденсаційного котла

Позначення:

1 – змішувальна група D-МК Ду 25 мм, з насосом Grundfos Alfa2L.25-60, подача справа.

2 – пряма група D-UK Ду 25 мм, з насосом Grundfos Alfa2L 25-60.

3 – вставка з гільзи для датчика температури.

4 – 3-точковий сервомотор-220В.

5 – настінний колектор Meibes на 3 контуру.

6 – консолі для настінного монтажу колектора Meibes.

7 – комплект врізки 3-х ходового змішувача em3 -25-12 з приводом ST-10R/230:

8 – гідравлічна стрілка МНК 25,2 м³год.

9 – комбінований бак SKSE-2 1301/200, який складається з 2 баків: буферний бак 1300л (зовні) і бак ГВП 200л (всередині). Теплообмін між баками здійснюється за принципом «водяної рубашки». Також в баку є 2 змішувача, які будуть використані для підключення геліоконтурів теплового насоса.

10 – монтажний комплект тип В (Ду 25 мм, 2 кульових крана, зворотний клапан, накидні гайки, прокладки), насос не входить в комплект поставки.

11 – термостатичний змішувач ГВП, «захист від ошпарювання».

12 – група безпеки бойлера Ду 20,8 бар (запірний вентиль, запобіжний клапан 8 бар, зворотний клапан).

13 – МАG-вентиль (вузол для підключення / відключення розширювального бака РБ і контролю тиску як усередині системи, так і всередині бака).

14 – група безпеки (манометр, автоматичний, запобіжний клапан 3 бар).

15 – електричний сервомотор ST10-R, 220В, для перемикання 3-х ходового змішувача між крайніми положеннями.

16 – 3-ходовий змішувач ЄМЗ-25-12.

17 – погодозалежний контролер Н2 (1-Р, базовий).

18 – кімнатний датчик температури DFW з віддаленим керуванням контуром.

19 – погодо залежний контролер HZR-E, розширювальний.

20 – диференційно-температурний регулятор Sol Max.

21 – проміжне реле 12В / 220В.

22 – сепаратор повітря FlamcoVent Smart 1".

23 – сепаратор шламу Flamco Clean Smart 1".

24 – теплоносій RekaSolar 50, каністра 20л.

25 – резистор зі змінним опором 0,9-1,5 кОм.

26 – реле 220В/220В.

F1, F8 – датчик зовнішньої температури.

F2-F5 – заглиблені датчики трубопроводів (або ємностей).

РБО – розширювальний бак системи опалення.

РБТН – розширювальний бак незамерзаючого контуру теплового насоса.

РБВ – розширювальний бак системи санітарного водопостачання.

Увага: Запропонована в даному рішенні автоматика Meibes підтримує точку бівалентності при зовнішній температурі до -20°C .

Опис роботи системи:

У даній схемі передбачається, що тепловий насос «повітря-вода» є основним джерелом тепла, який забезпечує теплом систему опалення (СО) і приготування гарячої води (ГВП) в той час опалювального сезону, поки температура зовнішнього повітря тримається вище за позначку $T = -4^{\circ}\text{C}$.

У періоди, коли приходить більш холодна погода, система опалення перемикається на газовий котел, як більш високотемпературне джерело тепла.

При теплопостачанні від теплового насоса (ТН), спочатку розігрівається верхня частина бака SKSE-2 1301/200 (9), яка забезпечує приготування ГВП. Після цього 3-х ходовий (16) з приводом (15) перемикають тепловий насос на роботу на нижню частину буфера, де тепловий насос тримає ту температуру, яка потрібна дому для теплопостачання при поточну погоду.

Така схема роботи дозволяє зберігати «нерозбірний» запас тепла для ГВП і накопичувати його за рахунок малопотужного джерела тепла за тривалий час.

Оскільки тепловий насос «повітря-вода» розташований на вулиці, то для транспортування тепла в бак (9) необхідно використовувати незамерзаючу рідину – антифриз (24). Для теплопередачі тепла від антифризу до водяної системи опалення можна використовувати вбудовані в бак (9) змішувачі відповідної площі, або окремий теплообмінний модуль.

Санітарна гаряча вода гріється у внутрішньому баку ГВП по принципу «водяної сорочки». Якщо протяжність трубопроводів ГВ більше 12 п.м. в довжину, необхідно передбачити рециркуляцію ГВ (10). Це дозволить зменшити час очікування гарячої води (ГВ) з крана в періоди ймовірного користування ГВ.

Відбір тепла на потреби системи опалення здійснюється з нижньої частини бака (9) змішувальними насосними групами D-МК 25 (1), одна з яких забезпечує теплом систему радіаторного опалення, а друга – систему "тепла підлога". Така комплектація дозволяє замкнути кільце циркуляції кожного з контурів на змішувачі, а з бака (9) брати "тепло" і викладати "холод" не перемішуючи при цьому шари теплоносія в ньому. Цей метод залишає мало низькопотенційного тепла в баку, і більш ефективно використовує накопичене тепло.

Комплект врізки 3-х ходового змішувача (7) дозволяє переключати відбір тепла споживачами між баком (9) і гідрострілкою (8). Управляє перемиканням регулятор Sol Max (20). Температурний режим в системі ТП контролюється регулятором HZR-P (17) і коригується за допомогою кімнатного датчика температури DFW (18). Температурний режим в системі ТП контролюється регулятором HZR-E (19), який підключений як розширення до регулятора (17).

Ці контролери знімають показання зовнішньої температури, і вираховують таку температуру лінії подачі для кожного з контурів, щоб «зрівняти» здатність системи опалення віддавати тепло з поточними тепловтратами будинку. Таким чином, накопичуване тепло витрачається дуже економічно, тепловий насос працює тільки в міру необхідності.

Регулятор HZR-P має 2 датчика температури на баку (9) в зоні накопичення тепла на потреби опалення. Один датчик розташовується вгорі зони,

інший внизу. Це дозволяє тепловому насосу ТН максимально ефективно завантажувати теплом цю зону.

Якщо температура за бортом впала нижче позначки $T = -4\text{ }^{\circ}\text{C}$, то регулятор Sol Max (20) включає котел, перемикає споживачів на забір тепла з гідрострілки (8), відключає тепловий насос від управління регулятором NZR-P (17) за допомогою реле (26). Після закінчення великих холодів, дана установка знову перемикається на теплогенерацію від теплового насоса «повітря-вода».

8.3 Грунтовий тепловий насос (основний), електричний котел (пиковий), вакуумні колектори MVK001 для підтримки опалення і ГВП

Схема комбінованого використання теплового насоса, електричного котла та вакуумних колекторів наведено на рис. 8.3.

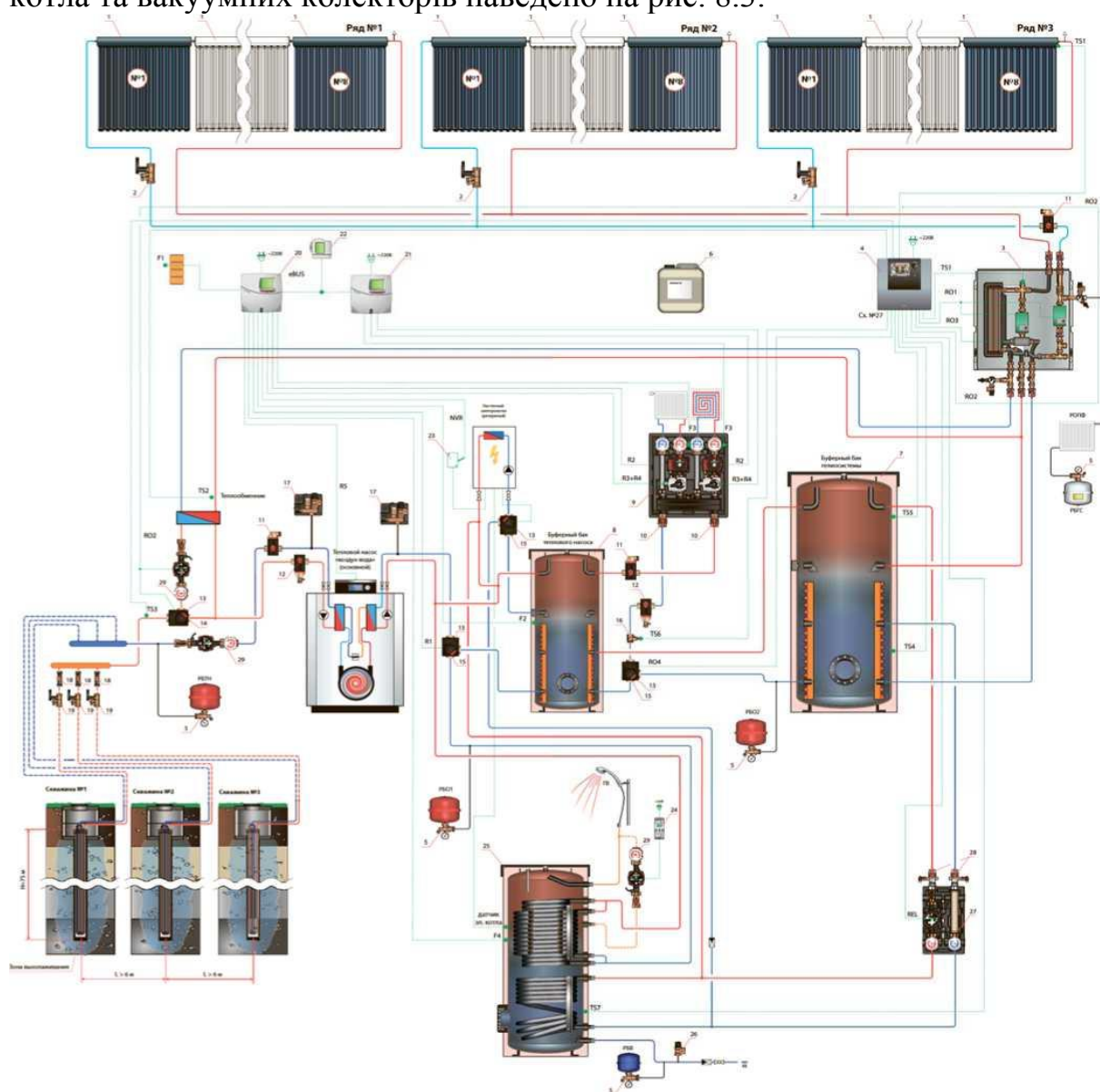


Рисунок 8.3 – Схема сумісної роботи теплового насоса, електричного котла та вакуумних колекторів

Позначення:

- 1 – вакуумний сонячний колектор MVK001, апертура 2,23 м².
- 2 – балансувальний клапан Ballorex Venturi Ду 20 мм.
- 3 – сонячна станція XL Ost-West з розподільним теплообмінником 40 кВт, насоси Wilo Stratos Para 25 / 1-11 PWM (I контур) / Wilo Stratos Para 25 / 1-7 (II контур).
- 4 – дифф.-температурний регулятор Maximal Pro (кольоровий дисплей, індикація стану схеми, PWM-керування).
- 5 – MAG-вентиль (вузол для підключення / відключення розширювального баку РБ і контролю тиску як усередині системи, так і всередині бака).
- 6 – теплоносій RekaSolarSO, каністра 20л.
- 7 – буферний бак геліосистеми SPSX-F 2000, об'ємом 2000 л, зі стратифікаторами.
- 8 – буферний бак теплового насоса SPSX-F 300, об'ємом 300 л, зі стратифікаторами.
- 9 – вузол Kombimix 2МК (два змішувальних контури з насосами Grundfos Alfa2L 15-60 і приводами змішувача арт. 66341, розподільчий колектор з перепуском). Максимальне навантаження на контур 20 кВт, сумарне навантаження не більше 40 кВт, габарити В 460 мм х Ш 410 мм х Г 261 мм.
- 10 – відсічний кульовий кран 1"BP x 1"BP.
- 11 – сепаратор повітря Flamcovent Smart.
- 12 – сепаратор бруду Flamco Clean Smart.
- 13 – електричний сервомотор ST10-R, 220В, для перемикання 3-ходового змішувача між крайніми положеннями.
- 14, 15 – 3-ходовий змішувач Em3-40-26 і Em3-25-12 відповідно.
- 16 – вставка з гільзою для датчика температури.
- 17 – група безпеки (манометр, автоматичний повітровідвідник, запобіжний клапан 3 бар).
- 18 – витратомір НР 1" (10-40 л/хв).
- 19 – балансувальний клапан Ballorex Venturi Ду 25 мм.
- 20 - погодозалежний контролер HZR-C, базовий.
- 21 – погодозалежний контролер HZR-E, розширювальний.
- 22 – кімнатний датчик температури DFW з віддаленим управлінням контуром.
- 23 – проміжне реле 12В / 220В.
- 24 – програмоване тимчасове реле (тижнева програма) -220В.
- 25 – бівалентний бак SSH-Plus 801, об'ємом 800л для приготування ГВ від теплового насоса і геліосистеми.
- 26 – запобіжний клапан Ду 25, 8 бар.
- 27 – пряма група D-UK Ду 25 мм, з насосом Grundfos Alfa2L 25-60.
- 28 – комплект відсічної арматури.

29 – монтажний комплект тип S (Ду 25 мм, 2 кульових крана, термометр, зворотний клапан, накидні гайки, прокладки), насос не входить в комплект поставки.

F1 – датчик зовнішньої температури.

F2-F5 – заглиблені датчики трубопроводів системи опалення.

TS1-TS7 – заглибні датчики геліосистеми

РБО1, РБО2 – розширювальний бак системи опалення.

РБВ – розширювальний бак системи санітарного водопостачання.

РБГС – розширювальний бак геліосистеми.

РБТН – розширювальний бак розсольного контуру теплового насоса.

РОПФ – радіатор С33х600х800 для охолодження парової фази.

Опис роботи системи:

Основним джерелом тепла в даній схемі є тепловий насос, електричний котел є резервним джерелом тепла, а сонячна система є допоміжним джерелом тепла в опалювальному сезоні. У теплу пору року сонячна система регенерує тепловий дебет ґрунтових свердловин.

Тепловий насос одночасно підключений до двох різних циркуляційних систем:

1) Низькотемпературний «сольовий контур», в якому охолоджений тепловим насосом теплоносієм до температур + 3 °С...+ 6 °С, протікаючи через ґрунтові свердловини, нагрівається на 3-5 °С і доставляє це низькопотенційне тепло в тепловий насос. Витратоміри (18) разом з балансувальними вентилями (19) призначені для управління затікання теплоносія по ґрунтовим зондам. Таким чином, тепловий насос вилучає теплову енергію з надр Землі.

2) Високотемпературний водяний опалювальний контур, в який тепловий насос вкладає отриману з надр Землі теплову енергію, тільки з більш високою температурою + 35 °С...+ 60 °С. Це виходить за рахунок так званого «циклу Карно» (принцип роботи холодильника). Таким чином, тепловий насос забезпечує теплом систему опалення.

Важливий момент: споживачі тепла повинні бути підібрані під низькотемпературний графік теплопостачання з температурою подачі не більше + 60 °С. При роботі бака ГВП з тепловим насосом, нагрів води в ньому можливий тільки до 48 °С.

Тепловий насос має незначну потужність, тому бак ГВП він нагріває в першу чергу (за пріоритетом). При роботі з тепловим насосом необхідно до встановлення бака ГВП об'ємом 500л. Однак, якщо ми беремо окремий бак ГВП, то треба дотриматися ще одного правила: при безпосередній роботі теплового насоса на зміювик бака ГВП, необхідно, щоб зберігалось співвідношення:

$$1 \text{ м}^2 \text{ зміювика} = 4 \text{ кВт} / \text{год теплової потужності ТН}$$

Це співвідношення важливо, щоб бак ГВП міг засвоювати все тепло, яке надходить від теплового насоса. Інакше тепловий насос буде тактувати, і дуже довго гріти воду, не перемикаючись на опалення. Тому вибирає-

мо бак SSH-Plus 801, об'ємом 800л. Це обумовлено тим, що верхній змійовик гріє трохи більше половини бака, а, значить, без підтримки сонячної системи, тільки тепловим насосом, ми можемо нагріти якраз ті необхідні 500л гарячої води. На період нагріву баку ГВП контури опалення відключаються.

Після нагріву бака ГВП до заданої температури, регулятор HZR-C (20) за допомогою перемикаючого клапану з приводом (13,15) перенаправить тепловий насос на буферний бак SPSX-F 300 (8). Цей бак служить для того, щоб забезпечити теплового насосу мінімальний час роботи 15 хвилин, оптимізувати його роботу в міжсезоння при мінімальній потреби в теплі, створити запас тепла для подальшого його відбору споживачами (РО і ТП) в період між включеннями теплового насоса.

Контури опалення РО і ТП на вузлі Kombimix 2МК (9) оснащені змішувачами, які замикають кільце циркуляції всередині контуру, а буферні ємності використовують щоб взяти порцію тепла зверху, і покласти порцію холоду знизу. Це дозволяє не перемішувати шари всередині баків, і максимально ефективно використовувати накопичене тепло. Управляються змішувальні контури від двох регуляторів HZR-C (20) і HZR-E (21) відповідно до індивідуальної температурної і тимчасової програмами. Найвний датчик кімнатної температури DFW (23) вимикає радіаторне опалення за фактом досягнення потрібного клімату всередині опалювальних приміщень. Вимикати теплу підлогу не має сенсу через його високу теплову інерцію.

Геліосистема з 24 вакуумних колекторів вивантажує все тепло в буферний бак SPSX-F 2000 (7), а потім з нього тепло направляє або на підтримку ГВП, або на підтримку опалення. Безпосередньо підключати дане геліополе до баку ГВП неможна, тому що площа сонячного змійовика бака ГВП порівнянно мала з площею геліополя.

Керує геліосистемою регулятор Maximal Pro (4) з кольоровим дисплеєм, що відображає всі процеси, що відбуваються в установці. Якщо верхня частина бака (7) тепліше на 15 °C зворотної лінії системи опалення TS6, то регулятор (4) підключає бак (7) до вивантаження тепла в систему опалення. Якщо накопичене тепло виявиться розібраним (різниця між верхньою частиною бака (7) і датчиком TS6 буде менше 4 °C), то бак (7) буде відключений від системи опалення. Це виключає ситуацію, коли тепловий насос гріє невиправдано великий обсяг опалювальної води.

Якщо буферний бак SPSX-F 2000 буде нагрітий до максимальної температури, а на сонячні колектори (1) буде продовжувати падати сонячна енергія, то вивантаження тепла від геліосистеми буде направлена на підвищення теплового дебету свердловин теплового насосу (літній режим). Це дозволить підвищити енергоефективність теплонасосної установки до наступного періоду відбору тепла.

Якщо не стоїть завдання підвищувати температурний дебет свердловин літом, то надмірне тепло влітку можна направити на нагрів басейну, або закрити колектори на цей період ролетами (опція).

Використовувані в схемі сепаратори повітря (11) призначені для уловлювання мікропухирців повітря в циркуляційних системах. Це перешкоджає накопиченню повітря в різних частинах опалювальної системи і подальшим припиненням циркуляції теплоносія в них.

Сепаратори твердих частинок (12) – вловлюють частинки сміття і не допускають засмічення теплогенеруючого обладнання.

ЛІТЕРАТУРА

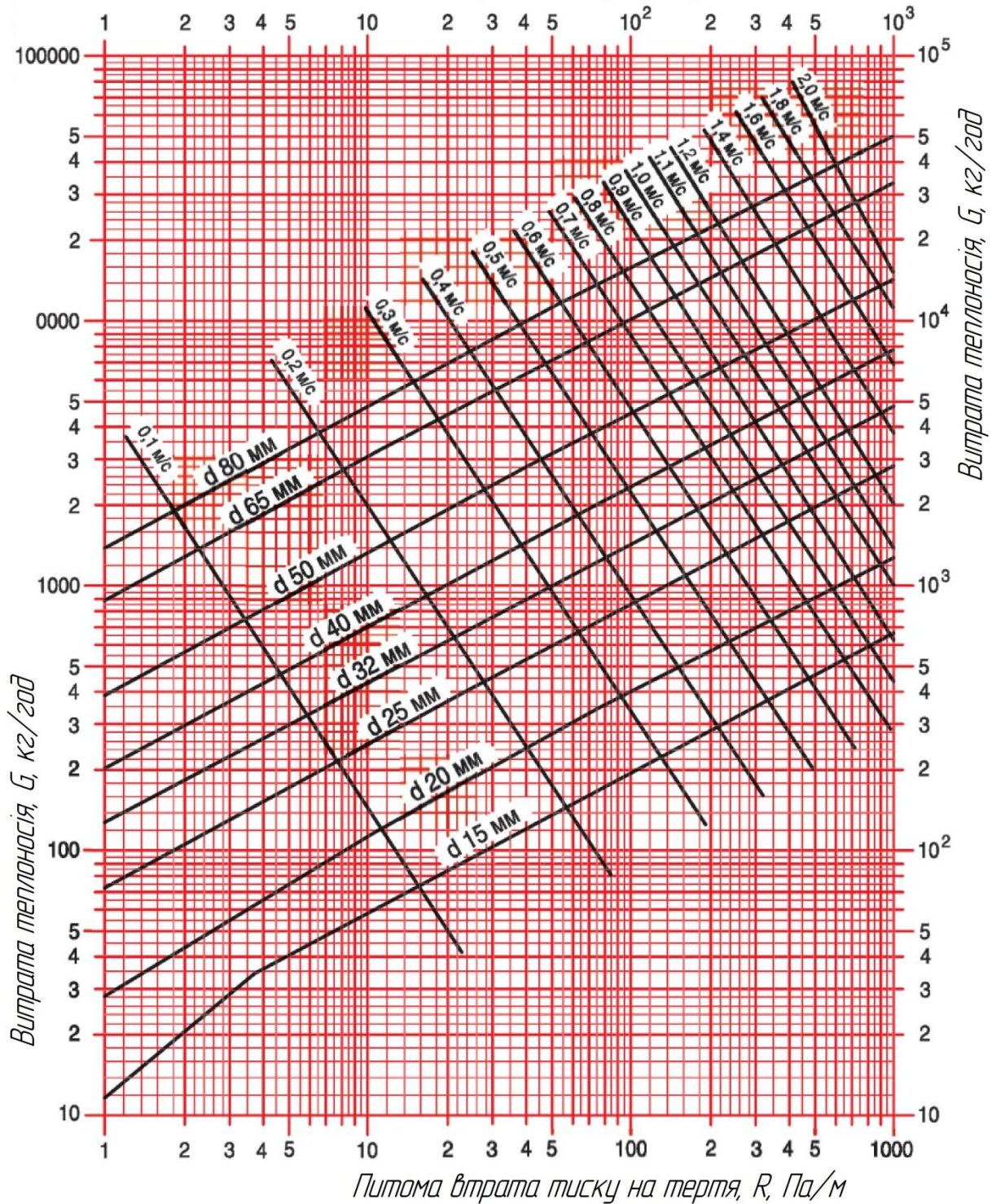
1. ДСТУ Б А 2.2-12-2015. Енергетична ефективність будівель. – К.: Мінрегіонбуд України, 2015.- 197 с.
2. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря. – К.: Мінрегіонбуд, 2013. - 141 с.
3. ДБН В.2.6-31:2006. Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель. – К.: Держкомбуд , 2006. – 69 с.
4. В.В. Покотилів. Посobie по расету систем отопления . – Минск.: ГЕРЦ Арматурен. – 2006. – 143 с.
5. Яушовец Р. Гидравлика – серце водяного опoплення. – Вена.: ГЕРЦ Арматурен .– 2004.– 144 с.
6. Богословский В.Н., Скaнaви А.П. Отопление: Учебник для вузов. – М.: Стройиздат, 1991.–735 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

НОМОГРАМА ГІДРАВЛІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ТРУБОПРОВІДІВ
ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ ІЗ СТАЛЕВИХ ТРУБ ПРИ $k_{ш} = 0,2 \text{ мм}$

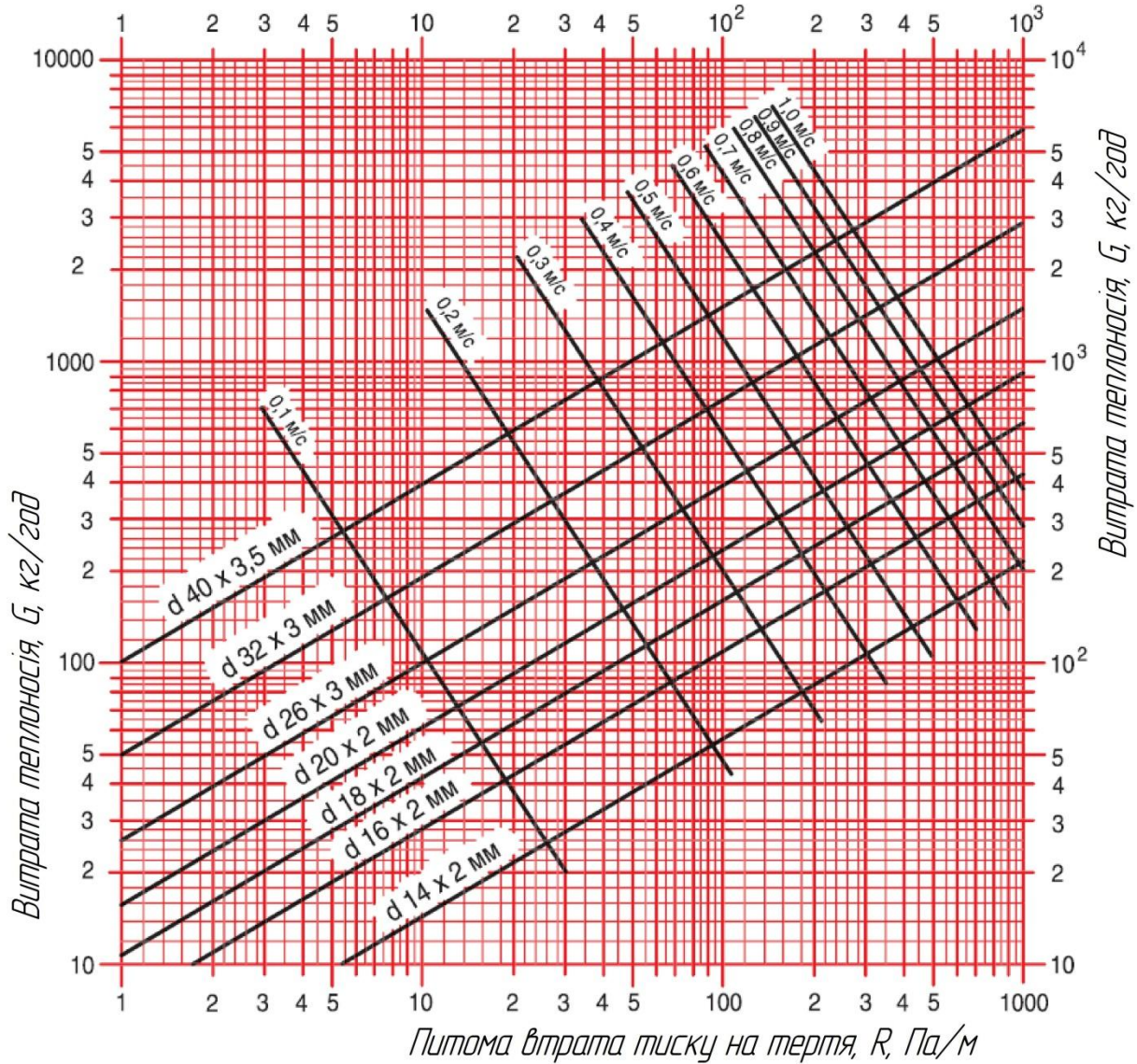
Питома втрата тиску на тертя, R , Па/м






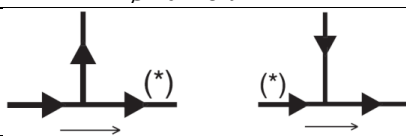

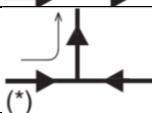
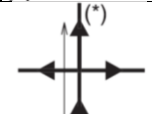
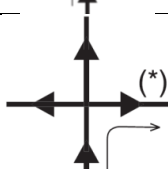
Додаток Б

НОМОГРАМА ГІДРАВЛІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ТРУБОПРОВІДІВ
ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ ІЗ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ТРУБ ПРИ $k_{ш} = 0,007$ мм

Питома втрата тиску на тертя, R , Па/м



Додаток В
Коефіцієнти ζ місцевих опорів

Місцевий опір	Позначення	Значення ζ
Радіатори чавунні секційні		2,0
Панельні одинарні компакт-радіатори тип 10, 11К	$\varnothing 15$	19,0
Панельні подвійні компакт-радіатори тип 21К, 22К	$\varnothing 15$	8,0
Панельні потрійні компакт-радіатори тип 33К	$\varnothing 15$	6,0
Котли чавунні секційні		2,5
Раптове розширення		1,0 *
Раптове звуження		0,5 *
Відступ		0,6
Відведення під кутом 90°, качка	$\varnothing 15, \varnothing 20$	1,5
	$\varnothing 25, \varnothing 32$	1,0
	$\varnothing 40$ і більше	0,5
Скоба	$\varnothing 15$	3,0
	$\varnothing 20$ і більше	2,0
Проточний збірники повітря		1,5
Засувка паралельна		0,5
Кран кульовий		1,0
Кран пробковий прохідний	$\varnothing 15$	4,0
	$\varnothing 20$ і більш	2,0
Трійник прохідний		1,0 *
Трійник на відгалуження потоку		1,5 *
Трійник на протитечії		3,0 *
Хрестовина прохідна		2,0 *
Хрестовина поворотна		3,0 *

(*) - зірочкою відзначена ділянка, до якої слід віднести даний місцевий опір

ДОДАТОК Г

Буквені позначення та одиниці вимірювань

Сим-вол	Значення	Одиниця виміру	Сим-вол	Значення	Одиниця виміру
A	Площа перетину потоку	m^2	q_m	Масовий потік (m)	$кг \cdot c^{-1}$
c	Питома теплоємність	$кДж \cdot кг^{-1} \cdot K^{-1}$	q_v	Об'ємний потік (V)	$m^3 \cdot год^{-1}$
D	Внутрішній діаметр труби	м	R	Втрати тиску на метрі труби	$Па \cdot м^{-1}$
DN	Номінальний (умовний) діаметр	мм	R	Термічний опір	$m^2 \cdot K^2 \cdot Вт^{-1}$
H	Величина напору	м вод. ст. *	Re	Число Рейнольдса	–
h	Ентальпія	$кДж \cdot кг^{-1}$	W	Робота	Дж (Н·м)
α	Коефіцієнт тепловіддачі	$Вт \cdot м^{-2} \cdot K^{-1}$	U	Коефіцієнт теплопередачі (k)	$Вт \cdot м^{-2} \cdot K^{-1}$
k, ε	Шорсткість труби	м	w	Швидкість	$м \cdot c^{-1}$
K_v	Пропускна здатність вентилі при положенні "частково відкритий"	$m^3 \cdot год^{-1}$	Φ, P	Тепловий потік = теплова потужність (Q)	Вт
K_{vs}	Пропускна здатність повністю відкритого вентилі	$m^3 \cdot год^{-1}$	$Z, \Delta p_E$	Втрата тиску на місцевих опорах	Па
l	Довжина труби	м	Δp	Напір, різниця тисків, падіння тиску	Па
m	Маса	кг	Δp_R	Падіння тиску в трубі	Па

Продовження додатку Г

P	Потужність	Вт	Δp_v	Падіння тиску у вентилі	Па
p	Тиск	Па = Н·м ⁻²	ΔT_{ln}	Логарифмічна різниця температур	К
Q	Кількість тепла	Дж	ΔT	Різниця температур	К
η	Коефіцієнт корисної дії	—	$\Delta \theta$	Температурний До натиск, різниця температур ($\theta_v - \theta_R$)	К
q	Густина теплового потоку	Вт·м ⁻²	λ	Коефіцієнт тертя труби	—
q_l	Тепловий потік на одиницю довжини	Вт·м ⁻¹	λ	Теплопровідність	Вт·м ⁻¹ ·К ⁻¹
ν	Кінематична в'язкість	м ² ·с ⁻¹	ρ	Густина	кг·м ⁻³
θ_R	Температура в зворотному трубопроводі (T_R)	°С	ζ	Коефіцієнт опору	—
θ_v	Температура в подаючому трубопроводі (T_v)	°С	$\frac{\rho}{2} w^2$	Тиск напору за Прандтля	Па

ДОДАТОК Д

Одиниці вимірювання основних величин

Кратні і частки від одиниць вимірювань можуть бути утворені за допомогою приставок Міжнародної системи одиниць

P	(Пета)	1.000.000.000.000.000	10^{15}	
T	(Тера)	1.000.000.000.000	10^{12}	(більйон)
G	(Гіга)	1.000.000.000	10^9	(мільярд)
M	(Мега)	1.000.000	10^6	(мільйон)
k	(кіло)	1.000	10^3	
h	(гекто)	100	10^2	
da	(дека)	10	10^1	
		1		
d	(деци)	0,1	10^{-1}	1/10
c	(санти)	0,01	10^{-2}	1/100
m	(мілі)	0,001	10^{-3}	1 / 1.000
μ	(мікро)	0,000.001	10^{-6}	1 / 1.000.000

Формули перерахунку

$$1 \text{ бар} = 10 \text{ м вод. ст.} = 100 \text{ кПа}$$

$$0,1 \text{ мбар} = 1 \text{ мм вод. ст.} = 10 \text{ Па}$$

$$1 \text{ ккал} = 4,2 \text{ кДж} \quad (1 \text{ ккал} = 4,1868 \text{ кДж} \cong 4,2 \text{ кДж})$$

$$1 \text{ кВт} \cdot \text{год} = 3600 \text{ кДж}$$

$$1 \text{ ккал/год} = 1 \text{ ккал} \cdot \text{год}^{-1} = \frac{4,2 \cdot 1000}{3600} = 1,16 \text{ Вт}$$