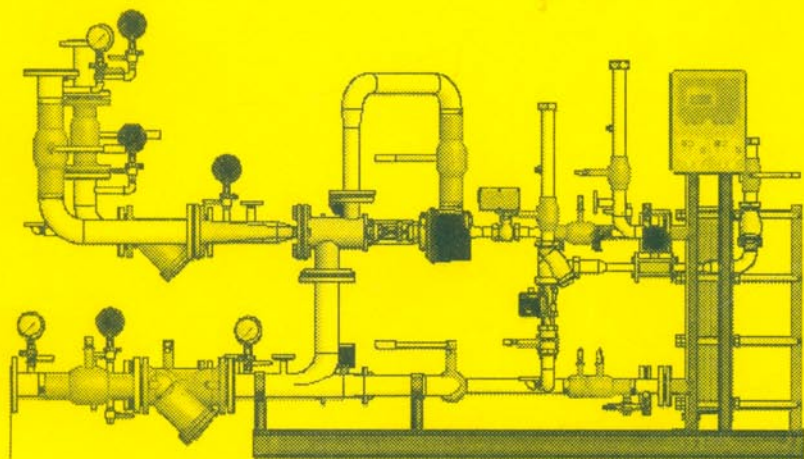


Н. Д. Степанова, Д. В. Степанов

ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ



Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Н. Д. Степанова, Д. В. Степанов

ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ

Навчальний посібник

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 6 від 29.01.2009 р.)

Рецензенти :

С. Й. Ткаченко, доктор технічних наук, професор

І. Н. Дудар, доктор технічних наук, професор

Є. С. Корженко, кандидат технічних наук, доцент

Степанова, Н. Д

С 79 Теплові мережі : навчальний посібник / Н. Д. Степанова, Д. В. Степанов. – Вінниця : ВНТУ, 2009. – 135 с.

В посібнику розглянуто особливості систем теплопостачання, методики теплового і гідравлічного розрахунків теплових мереж. Наведені приклади розрахунків елементів теплових мереж. В посібнику підбрані завдання і необхідний довідковий матеріал для виконання самостійної роботи студентами з дисципліни "Теплові мережі". Даний посібник буде корисним під час підготовки дипломних проєктів та бакалаврських робіт.

УДК 697.34

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА	5
1 ТЕПЛОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ. КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ	6
1.1 Класифікація теплового навантаження	6
1.2 Сезонне навантаження	6
1.3 Цілорічне навантаження	11
1.4 Річна витрата теплоти	12
2 ПАРОВІ ТА ВОДЯНІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ. ПІДКЛЮЧЕННЯ СПОЖИВАЧІВ. ВИБІР ТЕПЛОНОСІЯ ДЛЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ	19
2.1 Підключення систем опалення до теплових мереж	19
2.2 Підключення систем гарячого водопостачання до теплових мереж	22
2.3 Підключення технологічного навантаження	25
2.4 Вибір теплоносія і системи теплопостачання	26
3 РЕЖИМ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ. МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ	31
3.1 Методи регулювання	31
3.2 Центральне якісне регулювання теплових мереж за опалювальним навантаженням	33
3.3 Центральне якісне регулювання за спільним навантаженням опалення і гарячого водопостачання	35
3.4 Визначення витрат теплоносія	37
4 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	45
4.1 Задачі гідравлічного розрахунку	45
4.2 Схеми і конфігурації теплових мереж	46
4.3 Основні розрахункові залежності	47
4.4 Порядок гідравлічного розрахунку	49
4.5 Особливості гідравлічного розрахунку паропроводів	51
4.6 Особливості розрахунку конденсатопроводів	52
4.7 Характеристики теплових мереж	52
5 ТЕПЛОВІ ПУНКТИ	61
5.1 Загальна характеристика теплових пунктів	61
5.2 Основне устаткування теплових пунктів	65

5.3	Акумуляція теплоти.....	69
5.4	Засоби автоматизації теплових пунктів, арматура.....	74
6	ПРОКЛАДАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ.....	87
6.1	Конструкційні вимоги до теплопроводів.....	87
6.2	Надземне прокладання.....	87
6.3	Підземне прокладання.....	88
6.4	Опори трубопроводів.....	93
6.5	Компенсація температурних деформацій.....	95
6.6	Експлуатація теплових мереж.....	97
7	ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВODІВ.....	107
7.1	Вибір матеріалу та товщини теплоізоляції.....	107
7.2	Задача теплового розрахунку.....	108
7.3	Тепловтрати при наземному прокладанні трубопроводу.....	108
7.4	Тепловтрати при підземному безканальному прокладанні трубопроводу.....	110
7.5	Тепловтрати при підземному прокладанні трубопроводу в непрохідному каналі.....	112
7.6	Охолодження теплоносія.....	113
	Література.....	123
	Додаток А.....	124
	Додаток Б.....	125
	Додаток В.....	126
	Додаток Г.....	127
	Додаток Д.....	128
	Додаток Е.....	129
	Додаток Ж.....	130
	Додаток И.....	131
	Додаток К.....	132
	Глосарій.....	133

ПЕРЕДМОВА

Даний посібник підготовлений відповідно до навчальної програми дисципліни «Теплові мережі» для студентів денної та заочної форми навчання бакалаврського напрямку «Теплоенергетика».

Матеріал посібника базується на таких дисциплінах: «Технічна термодинаміка»; «Гідрогазодинаміка»; «Тепломасообмін»; «Теплотехнологічні процеси і установки».

Основна увага у посібнику приділена особливостям теплового навантаження, тепловим та гідравлічним розрахункам тепломереж, основам проектування теплових пунктів на базі сучасного обладнання та систем автоматизації.

Останнім часом опубліковано кілька навчальних видань українською мовою з теплопостачання та теплових мереж. Але на відміну від цих робіт даний навчальний посібник окрім теоретичних відомостей і прикладів розв'язання практичних завдань містить завдання для самостійної роботи студентів. Що є особливо корисним для заочної та дистанційної форми навчання.

В посібнику зібраний довідковий та нормативний матеріал, що необхідний для виконання самостійної роботи студентів, та може бути використаний під час курсового та дипломного проектування.

Автори щиро вдячні рецензентам за вагомий внесок у поліпшення якості навчального посібника.

1 ТЕПЛОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ. КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ

1.1 Класифікація теплового навантаження

По теплових мережах (Thermal network) подається теплота різним тепловим споживачам. Незважаючи на значну нерівномірність теплового навантаження (Thermal loading) за характером протікання в часі теплове навантаження можна розділити на дві групи:

- сезонне навантаження;
- цілорічне навантаження.

Зміни сезонного навантаження залежать лише від кліматичних умов: температури навколишнього повітря, напрямку та швидкості вітру, сонячного випромінювання, вологості повітря тощо. Головну роль відіграє температура зовнішнього повітря [1].

Сезонне навантаження (Seasonal loading) має порівняно постійний добовий графік і змінний річний графік навантаження. До сезонного теплового навантаження відноситься: опалення (Heating), вентиляція (Ventilation), кондиціонування повітря. Опалення та вентиляція є зимовими тепловими навантаженнями, а кондиціонування потребує в літній період підведення штучного холоду.

До цілорічного навантаження (Wholeyear loading) відноситься технологічне навантаження (Technological consumer) та навантаження систем гарячого водопостачання (Hot water-supply). Винятком є тільки деякі галузі промисловості, головним чином пов'язані з переробкою сільськогосподарської сировини (наприклад, цукрова), робота яких має сезонний характер. Графік технологічного навантаження залежить від профілю виробництва і режиму роботи. А графік навантаження гарячого водопостачання – від благоустрою житлових і громадських споруд, режиму роботи комунальних підприємств. Ці навантаження мають змінний добовий графік. Технологічне навантаження і гаряче водопостачання мало залежить від зовнішньої температури. Але в зимовий період навантаження більші через більші теплові втрати в трубопроводах та більш низьку температуру сирої води.

1.2 Сезонне навантаження

Основна задача опалення – підтримання внутрішньої температури приміщень в заданому діапазоні. Для цього необхідне підтримання рівно-

ваги між втратами теплоти та теплоприпливами. Потужність системи опалення визначається з теплового балансу (Thermal balance)

$$Q_T + Q_{\text{пов}} = Q_o + Q_{\text{вн п}}, \quad (1.1)$$

де Q_T – втрати теплоти теплопередачею через огородження будівлі, кВт;

$Q_{\text{пов}}$ – втрати, пов'язані з повітрообміном в приміщенні, кВт;

Q_o – підведення теплоти через систему опалення, кВт;

$Q_{\text{вн п}}$ – внутрішні тепловиділення в приміщенні, кВт.

Для нормального режиму теплопостачання гідравлічний та тепловий режим (Hydraulic and Thermal mode) теплових мереж встановлюють для найбільш невідгідних умов, тобто за умов відсутності внутрішніх тепловиділень $Q_{\text{вн п}}$.

Максимальні тепловтрати через зовнішні огородження відповідають найменшому значенню температури зовнішнього повітря, але проектування систем опалення за цією температурою призводить до значного завищення потужності теплових установок, оскільки мінімальна зовнішня температура має короточасний характер. Тому для визначення теплової потужності системи опалення виходять з “розрахункового значення зовнішньої температури для опалення”, t_{30} , що дорівнює температурі найбільш холодних п'ятиденок взятих з 8 найбільш холодних зим за 50 річний період. Ця температура визначається за довідниками і наведена в додатку А.

Опалювальне навантаження житлових об'єктів має постійний характер при незмінній зовнішній температурі, а громадських та промислових об'єктів – має непостійний добовий, а часто тижневий характер, оскільки з метою економії тепла штучно знижують подачу теплоти на опалення в неробочий час (нічний період, вихідні дні). Більш різко змінюється вентиляційне навантаження.

Система опалення житлових споруд працює при середньодобовій температурі навколишнього повітря менше $+8^\circ\text{C}$, а для промислових споруд – менше 0°C . Оскільки вважається, що тепловтрати при більших температурах покриваються теплоприпливами від працюючого внутрішнього обладнання.

Теплова потужність системи опалення визначається за виразом, кВт

$$Q_o = q_o \cdot V_o \cdot (t_b - t_{30}) \cdot \eta, \quad (1.2)$$

де q_0 – питома опалювальна характеристика, Вт/(м³·К);

V_6 – зовнішній об'єм будівлі, м³;

t_b – осереднена розрахункова температура внутрішнього повітря в будівлі, °С, що визначається за [2] і складає для житлових будівель 20°С, громадських і адміністративних 20°С, лікувальних, шкільних та дошкільних 21...22°С;

η – поправочний коефіцієнт на теплову характеристику, залежить від розрахункової для опалення температури зовнішнього повітря (для промислових будівель $\eta = 1$).

Під час реального проектування, коли детально відома конструкція будівлі, термічні опори її огорожень тощо розрахунки потужності системи опалення виконуються із використанням методики, наведеної в [2]. Потім отримані питомі тепловитрати порівнюються з допустимими, наведеними в додатку Б.

Розрахункові річні витрати теплової енергії на опалення, кВт·год

$$Q_o^{pik} = [Q_k - (Q_{вн п} + Q_s) \cdot v \cdot \zeta] \cdot \beta_h, \quad (1.3)$$

де Q_k – загальні тепловитрати будівлі через огорожувальну оболонку, кВт·год, що визначаються за формулою

$$Q_k = \chi_1 \cdot K_{буд} \cdot D_d \cdot F_\Sigma, \quad (1.4)$$

де $\chi_1 = 0,024$ – розмірний коефіцієнт;

$K_{буд}$ – загальний коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будівлі, Вт/(м²·К), що визначається за формулою

$$K_{буд} = k_{\Sigma пр} + k_{инф}, \quad (1.5)$$

де $k_{\Sigma пр}$ – приведений коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будинку, Вт/(м²·К), що визначається за формулою

$$k_{\Sigma пр} = \xi \cdot \left(\frac{F_{нп}}{R_{\Sigma пр нп}} + \frac{F_{сп}}{R_{\Sigma пр сп}} + \frac{F_d}{R_{\Sigma пр д}} + \frac{F_{пк}}{R_{\Sigma пр пк}} + \frac{F_{ц}}{R_{\Sigma пр ц}} \right) / F_\Sigma, \quad (1.6)$$

де ξ – коефіцієнт, що враховує додаткові тепловитрати, пов'язані з орієнтацією огорожень за сторонами світу, наявністю кутових приміщень, надходженням холодного повітря через входи в будинок; для житлових будинків $\xi = 1,13$, для інших будинків $\xi = 1,1$;

$F_{нп}$, $F_{сп}$, F_d , $F_{пк}$, $F_{ц}$ – площа відповідно стін (непрозорих частин), світлопрозорих конструкцій (вікон, ліхтарів), зовнішніх дверей і воріт, по-

криттів (горіщних перекриттів), цокольного перекриттів, м^2 ;

$R_{\Sigma \text{пр нп}}, R_{\Sigma \text{пр сп}}, R_{\Sigma \text{пр д}}, R_{\Sigma \text{пр пк}}, R_{\Sigma \text{пр ц}}$ — приведений опір теплопередачі відповідно стін, світлопрозорих конструкцій (вікон, ліхтарів), зовнішніх дверей і воріт, покриттів (горіщних перекриттів), цокольних перекриттів, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$; підлог на ґрунті — з урахуванням їх поділу на зони із відповідними значенням опору теплопередачі;

F_{Σ} — внутрішня загальна площа огорожувальних конструкцій частини будинку, що опалюється з урахуванням покриття (перекриття) верхнього поверху і перекриття (підлоги) нижнього поверху опалюваного приміщення, м^2 ;

$k_{\text{інф}}$ — умовний коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій будинку, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, що враховує тепловтрати за рахунок інфільтрації та вентиляції, який визначається за формулою

$$k_{\text{інф}} = \chi_2 \cdot c \cdot n_{\text{об}} \cdot v_v \cdot V_h \cdot \gamma_3 \cdot \eta / F_{\Sigma}, \quad (1.7)$$

де $\chi_2 = 0,278$ — розмірний коефіцієнт;

c — питома теплоємність повітря, приймається $c = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$n_{\text{об}}$ — середня кратність повітрообміну будинку за опалювальний період, год^{-1} , що визначається експериментально або приймається за нормами проектування будинків: для приміщень житлових та громадських будинків — за вимогами ДБН В.2.2-15; для інших будинків — згідно з вимогами СНиП 2.04.05-91У та відповідних норм;

v_v — коефіцієнт зниження об'єму повітря у будинку за рахунок наявності внутрішніх огорожувальних конструкцій, за відсутності точних даних приймається $v_v = 0,85$;

V_h — опалюваний об'єм будинку, м^3 , що визначається згідно з положеннями ДБН В.2.2-15, ДБН В.2.2-9, СНиП 2.04.05-91У;

γ_3 — середня густина повітря, що надходить до приміщення за рахунок інфільтрації та вентиляції, $\text{кг}/\text{м}^3$, яка визначається за формулою

$$\gamma_3 = 353 / [273 + 0,5 \cdot (t_a + t_{\text{опз}})], \quad (1.8)$$

де $t_{\text{опз}}$ — середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, $^\circ\text{C}$, що визначається за додатком А;

η — коефіцієнт впливу зустрічного теплового потоку в огорожувальних конструкціях, що приймається: $\eta = 0,7$ — для стиків панелей стін, а також багатостулкових вікон; $\eta = 0,8$ — для двостулкових вікон і балконних дверей; $\eta = 1,0$ — для одностулкових вікон і балконних дверей; при цьому коефіцієнт η приймається за найбільшим значенням, єдиним для всього будинку;

D_d – кількість градусо-днів опалювального періоду, що визначається залежно від температурної зони експлуатації для I температурної зони приймається $D_d = 3750^\circ\text{C}\cdot\text{дн}$, для II температурної зони – $D_d = 3250^\circ\text{C}\cdot\text{дн}$, для III температурної зони – $D_d = 2750^\circ\text{C}\cdot\text{дн}$, для IV температурної зони – $D_d = 2250^\circ\text{C}\cdot\text{дн}$;

$Q_{\text{вн}}$ – побутові теплонадходження протягом опалювального періоду, кВт, що визначаються за СНиП 2.04.05–91 У;

Q_s – теплові надходження через вікна від сонячної радіації протягом опалювального періоду, кВт·год, детальна методика розрахунку наведена у [2, додаток Н];

ν – коефіцієнт, що враховує здатність огорожувальних конструкцій будинків акумулювати або віддавати теплоту при періодичному тепловому режимі і визначається згідно з ДБН В.2.5-24, за відсутності точних даних слід приймати $\nu = 0,8$;

ζ – коефіцієнт авторегулювання подавання теплоти в системах опалення; рекомендовані значення $\zeta = 1,0$ – в однотрубній системі з термостатами та з пофасадним авторегулюванням на індивідуальні теплові пункти (ІТП) або поквартирним горизонтальним розведенням; $\zeta = 0,95$ – у двотрубній системі опалення з термостатами та з центральним авторегулюванням на ІТП; $\zeta = 0,9$ – в однотрубній системі з термостатами та з центральним авторегулюванням на ІТП, а також у двотрубній системі опалення з термостатами і без авторегулювання на ІТП; $\zeta = 0,85$ – в однотрубній системі опалення з термостатами і без авторегулювання на ІТП; $\zeta = 0,7$ – у системі без термостатів та з центральним авторегулюванням на ІТП з коригуванням за температурою внутрішнього повітря; $\zeta = 0,5$ – у системі без термостатів та без авторегулювання на ІТП (регулювання центральне в ІТП або котельні);

β_h – коефіцієнт, що враховує додаткове теплоспоживання системою опалення, пов'язане з дискретністю номінального теплового потоку номенклатурного ряду опалювальних приладів і додатковими тепловтратами через зарадіаторні ділянки огорож, тепловтратами трубопроводів, що проходять через неопалювані приміщення: для багатосекційних та інших протяжних будинків $\beta_h = 1,13$, для будинків баштового типу $\beta_h = 1,11$.

Розрахункове значення питомих тепловитрат на опалення будівлі за опалювальний період $q_{\text{буд}}$, кВт·год/м² або кВт·год/м³,

$$q_{\text{буд}} = Q_{\text{оп}}^{\text{рік}} / F_h, \text{ або } q_{\text{буд}} = Q_{\text{оп}}^{\text{рік}} / V_h \quad (1.9)$$

Допустимі значення питомих тепловитрат наведені в додатку Б.

Опалювана площа та об'єм будівлі F_h , V_h визначається як площа (об'єм) поверхів (у тому числі опалюваного мансардного, цокольного і підвального) будівлі, яка вимірюється у межах внутрішніх поверхонь зовнішніх стін, що включає площу (об'єм), яку займають перегородки і внутрішні стіни. При цьому площа (об'єм) сходових кліток і ліфтових шахт включається до площі (об'єму) поверху.

Коефіцієнт заскління (відношення площі вікон до загальної площі вертикальних зовнішніх огорожень)

$$\varphi = \frac{F_{\text{сп}}}{F_{\text{сп}} + F_{\text{нп}} + F_{\text{д}}} \quad (1.10)$$

Максимальна розрахункова потужність системи опалення будівлі, Вт

$$Q_o^{\text{max}} = (K_{\Sigma \text{пр}} \cdot (1 + b_1) + K_{\text{інф}}) \cdot F_{\Sigma} \cdot (t_v - t_{30}) \cdot b_2 \cdot b_3 - Q'_{\text{внп}}, \quad (1.11)$$

де $b_1 = 0,05 \dots 0,2$ – коефіцієнт, що враховує додаткові тепловтрати пов'язані із швидкістю вітру і поверховістю будівлі;

$b_2 = 1,02 \dots 1,14$ – коефіцієнт, що враховує перевищення встановленої потужності радіаторів над розрахунковою;

$b_3 = 1,01 \dots 1,07$ – коефіцієнт, що враховує відсутність захисного екрана за радіатором;

Об'ємний коефіцієнт будівлі

$$K_{\text{об}} = V_6 / F_{\text{ж}}, \quad (1.12)$$

де $F_{\text{ж}}$ – житлова площа будівлі, м^2 .

Витрата теплоти на вентиляцію визначається за виразом, кВт

$$Q_v = G_{\text{пов}} \cdot c_{\text{пов}} \cdot (t_v - t_{3v}) \quad (1.13)$$

де $c_{\text{пов}}$ – теплоємність повітря при середній температурі, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$G_{\text{пов}}$ – продуктивність вентиляційної установки, $\text{кг}/\text{с}$.

1.3 Цілорічне навантаження

Графік технологічного навантаження залежить від характеру технологічних процесів, типу обладнання, організації робіт тощо. Для економії паливно-енергетичних ресурсів слід вдосконалювати теплотехнологічні процеси, використовувати відпрацьовану теплоту тощо. При теплопостачання від ТЕЦ слід максимально використовувати теплоносій низького по-

тенціалу. Орієнтовну річну витрату теплоти на технологічні потреби визначають за допомогою укрупнених показників, ГДж/рік

$$Q_{\text{техн}}^{\text{рік}} = q_{\text{техн}} \cdot N, \quad (1.14)$$

де $q_{\text{техн}}$ – витрата теплоти на одиницю виробленої продукції, ГДж;

N – кількість продукції, що випускається на рік.

Середньогодинна потужність технологічного навантаження, МВт

$$Q_{\text{техн}} = \frac{Q_{\text{техн}}^{\text{рік}}}{(3600 \cdot n)}, \quad (1.15)$$

де n – кількість годин роботи технологічного обладнання, годин/рік.

Гаряче водопостачання має нерівномірний добовий та тижневий графік. Найбільше навантаження припадає на останній робочий день тижня. Температура гарячої води повинна підтримуватись в межах 50...65 °С. Всі норми витрат гарячої води приводяться до температури 60 °С.

Середньогодинна витрата теплоти на гаряче водопостачання визначається за виразом, кВт

$$Q_{\text{гвп}} = \frac{m \cdot a \cdot \rho \cdot c_v \cdot (t_{\text{гв}} - t_x)}{(3600 \cdot T)} + \Delta Q_{\text{втр}}, \quad (1.16)$$

де m – кількість споживачів;

a – норма витрати гарячої води на споживача, л/добу;

$t_{\text{гв}}, t_x$ – середня температура гарячої і холодної води, °С ;

T – період споживання гарячої води, год./добу;

$\Delta Q_{\text{втр}}$ – втрати теплоти в трубопроводах, кВт.

1.4 Річна витрата теплоти

Для визначення витрати палива, розробки режимів роботи обладнання необхідно знати річну витрату теплоти на теплопостачання, а також його розподілення по сезонах, або по місяцях.

Розподіл середньогодинного теплового навантаження для поточної температури зовнішнього повітря t_z по окремих споживачах визначається за формулами, кВт

$$Q'_o = Q_o^{\text{max}} \cdot [(t_b - t_z)/(t_b - t_{z,o})], \quad (1.17)$$

$$Q'_b = Q_b \cdot [(t_b - t_z)/(t_b - t_{z,b})]. \quad (1.18)$$

Витрати теплоти на гаряче водопостачання та на технологічні потреби незначно залежить від температури зовнішнього повітря.

Для встановлення економічного режиму роботи обладнання, вибору параметрів теплоносія і інших планово-економічних потреб необхідно врахувати тривалість теплового навантаження (Duration of loading) протягом року. Для цього зручно користуватись графіками тривалості навантаження.

Для побудови графіка визначають число годин сталості температур зовнішнього повітря протягом року за допомогою нормативних матеріалів (див. додаток В).

По осі абсцис відкладають температури зовнішнього повітря, а по осі ординат середньогодинні теплові потужності для даної зовнішньої температури (рис. 1.1). Будують ліву частину графіка середньогодинного теплового навантаження. А потім горизонтальні лінії продовжують до перетину з вертикалями тривалості температур зовнішнього повітря. Так будують криву правої частини графіка.

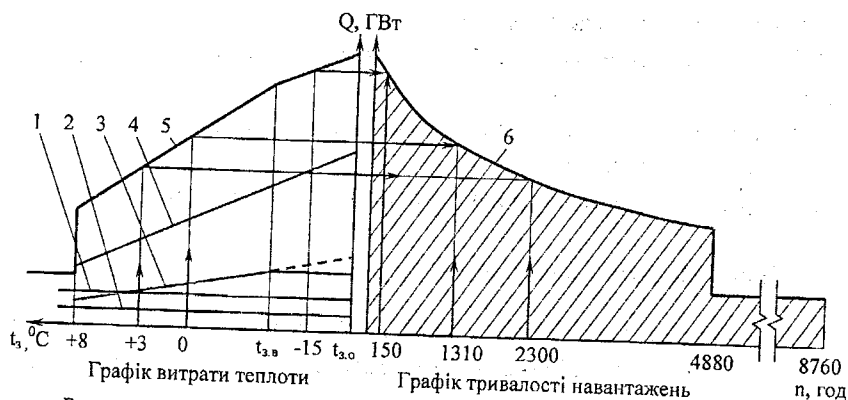


Рисунок 1.1 – Графік витрати теплоти та тривалості навантажень теплової мережі: 1 – витрати теплоти на гаряче водопостачання; 2 – на технологічні потреби; 3 – на вентиляцію; 4 – на опалення; 5 – сумарний графік, 6 – графік тривалості навантажень

Річні витрати теплоти визначаються як сума витрат теплоти для всіх споживачів, в тому числі опалення, гарячого водопостачання, вентиляції та технологічні потреби, кДж/рік

$$Q^{\text{рік}} = Q_o^{\text{рік}} \cdot 3600 + Q_{\text{гвп}}^{\text{рік}} + Q_{\text{в}}^{\text{рік}} + Q_{\text{техн}}^{\text{рік}}, \quad (1.19)$$

$$Q_{\text{гвп}}^{\text{рік}} = Q_{\text{гвп}}^{\text{оп}} \cdot 3600 \cdot n_{\text{оп}} + Q_{\text{гвп}}^{\text{л}} \cdot 3600 \cdot (8760 - n_{\text{оп}}), \quad (1.20)$$

$$Q_{\text{в}}^{\text{рік}} = Q_{\text{в}}^{\text{оп}} \cdot 3600 \cdot n_{\text{оп}} + Q_{\text{в}}^{\text{пер}} \cdot 3600 \cdot (8760 - n_{\text{оп}}), \quad (1.21)$$

де $Q_{\text{в}}^{\text{оп}}, Q_{\text{в}}^{\text{пер}}$ – теплова потужність системи вентиляції для середньої температури зовнішнього повітря в опалювальний період та в перехідний період після закінчення або до початку опалювального періоду, розрахована за (1.18), кВт;

$Q_{\text{техн}}^{\text{рік}}$ визначається за наведеними вище формулами;

$n_{\text{оп}}$ – кількість годин тривалості опалювального періоду, год.

Річну витрату теплоти можна визначати або за наведеними вище формулами, або за величиною площі, обмеженої графіком тривалості навантаження (рис. 1.1 заштрихована площа).

Контрольні питання

1. Поясніть характеристики сезонного навантаження теплових мереж.
2. Поясніть зміст поняття “розрахункове значення зовнішньої температури для опалення”.
3. Поясніть метод визначення річної витрати теплоти.
4. Поясніть призначення та особливості графіка тривалості теплових навантажень.
5. Поясніть залежність потужності теплових споживачів від температури навколишнього середовища.
6. Поясніть методи визначення потужності теплових навантажень.

Приклади розв’язання задач

Приклад 1.1. Споруда має геометричні розміри: довжина – $L = 86$ м, ширина – $B = 14$ м, висота – $H = 20$ м. Відношення площі світлопрозорих огорожень до загальної площі вертикальних огорожень $\phi = 0,2$. Коефіцієнти теплопередачі огорожень, Вт/(м²·К): стін $k_{\Sigma \text{пр ст}} = 0,33$; вікон $k_{\Sigma \text{пр ві}} = 2,0$; стелі $k_{\Sigma \text{пр пл}} = 0,37$; підлоги $k_{\Sigma \text{пр ґ}} = 0,14$. Температура внутрішнього повітря $t_{\text{в}} = 18^{\circ}\text{C}$. Розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення $t_{\text{зо}} = -21^{\circ}\text{C}$. Об’ємний коефіцієнт споруди $K_{\text{об}} = 6,4$. Середня кратність повітрообміну у будівлі $n_{\text{об}} = 1 \text{ год}^{-1}$. Питомі тепловиділення і теплонадходження від сонячного освітлення, віднесені до житлової площі складають 12 та 4 Вт/м². Визначити розрахункове навантаження системи опалення та річну витрату теплоти на опалення, якщо дана будівля розташована у І-й температурній зоні України (тривалість опалювального періоду 189 діб, середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період $-1,1^{\circ}\text{C}$).

Розв'язання

Поверхні стін, вікон стелі та підлоги, загальна площа поверхонь, м^2

$$F_{\text{ст}} = (86 + 14) \cdot 2 \cdot 20 \cdot (1 - 0,2) = 3200;$$

$$F_{\text{ст}} = (86 + 14) \cdot 2 \cdot 20 \cdot 0,2 = 800;$$

$$F_{\text{пк}} = F_{\text{ц}} = 86 \cdot 14 = 1204;$$

$$F_{\Sigma} = 3200 + 800 + 2 \cdot 1204 = 6408.$$

Зовнішній об'єм будівлі, м^3

$$V_6 = 86 \cdot 14 \cdot 20 = 24080.$$

Приведений коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будівлі за формулою (1.6), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$k_{\Sigma \text{пр}} = 1,13 \cdot (3200 \cdot 0,33 + 800 \cdot 2,0 + 1204 \cdot 0,37 + 1204 \cdot 0,14) / 6408 = 0,560.$$

Умовний коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій будівлі за (1.7), (1.8), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

– для розрахункових параметрів опалення

$$k_{\text{інф}} = 0,278 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 24080 \cdot \left(\frac{353}{273 + 0,5 \cdot (18 - 21)} \right) \cdot 0,8 / 6408 = 0,857;$$

– для середніх за опалювальний період параметрів

$$k_{\text{інф}} = 0,278 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 24080 \cdot \left(\frac{353}{273 + 0,5 \cdot (18 - 1,1)} \right) \cdot 0,8 / 6408 = 0,887.$$

Загальний коефіцієнт теплопередачі теплоізоляційної оболонки будівлі за (1.5), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

– для розрахункових параметрів опалення

$$K_{\text{буд}} = 0,560 + 0,857 = 1,417;$$

– для середніх за опалювальний період параметрів

$$K_{\text{буд}} = 0,56 + 0,887 = 1,447.$$

Житлова площа будівлі за (1.12), м^2

$$F_{\text{ж}} = 24080 / 6,4 = 3760.$$

Внутрішні теплонадходження та теплонадходження від сонячної радіації, Вт

$$Q'_{\text{внп}} + Q'_s = (q_{\text{внп}} + q_s) \cdot F_{\text{ж}} = 12 \cdot 3760 + 4 \cdot 3760 = 45120 + 15040 = 60160.$$

Максимальна розрахункова потужність системи опалення будівлі за формулою (1.11), Вт

$$Q_o^{\text{max}} = (0,56 \cdot (1 + 0,05) + 0,857) \cdot 6408 \cdot (18 - (-21)) \cdot 1,05 \cdot 1,05 - 45120 = 353018.$$

Розрахункові річні витрати теплової енергії на опалення, кВт·год/рік

$$Q_o^{\text{рік}} = [0,024 \cdot 1,447 \cdot 3750 \cdot 6408 - (60160 \cdot 0,024 \cdot 189) \cdot 0,8 \cdot 0,7] \cdot 1,13 = 770319.$$

Питомі тепловитрати, кВт·год/м³

$$q_{\text{буд}} = Q_o^{\text{рік}} / V_{\text{буд}} = 770319 / 24080 = 31,99.$$

Приклад 1.2. Для завдання, розглянутого у прикладі 1.1, визначити зимове теплове навантаження гарячого водопостачання середньотижневе, середнє за добу максимального споживання і максимальне. В розрахунку враховувати: забезпеченість житловою площею $f_{\text{ж}} = 10 \text{ м}^2/\text{люд.}$; середньотижнева витрата води за добу на 1 людину $a = 105 \text{ кг}/(\text{добу} \cdot \text{люд.})$; температура холодної (водопровідної) води для зимового періоду $t_{\text{х}} = 5^\circ\text{C}$; температура гарячої води $t_{\text{гв}} = 60^\circ\text{C}$; коефіцієнт тижневої нерівномірності витрати теплоти $\chi_{\text{т}} = 1,2$; коефіцієнт добової нерівномірності витрати теплоти $\chi_{\text{д}} = 1,83$.

Визначити також теплове навантаження гарячого водопостачання для літнього періоду при температурі холодної води $t_{\text{х.л}} = 15^\circ\text{C}$ і коефіцієнті, що враховує зниження літньої витрати води на гаряче водопостачання за рахунок міграції мешканців $\phi_{\text{л}} = 0,8$.

Розв'язання

Із прикладу 1.1 відомо, що $F_{\text{ж}} = 3760 \text{ м}^2$. Число людей, що проживають в будинку

$$m = \frac{F_{\text{ж}}}{f_{\text{ж}}} = \frac{3760}{10} = 376.$$

Теплове навантаження гарячого водопостачання для зимового періоду середньотижневе, середнє за добу максимального споживання і максимальне

$$Q_{\text{гвп}}^{\text{ср.т}} = \frac{a \cdot m \cdot c \cdot (t_{\text{гв}} - t_{\text{х}})}{n_{\text{с}}} = \frac{105 \cdot 376 \cdot 4,19(60 - 5)}{3600 \cdot 24} = 0,105 \text{ МВт} = 0,09 \text{ Гкал/год};$$

$$Q_{\text{гвп}}^{\text{ср.д}} = \chi_{\text{т}} Q_{\text{гвп}}^{\text{ср.т}} = 1,2 \cdot 0,105 = 0,126 \text{ МВт} = 0,108 \text{ Гкал/год};$$

$$Q_{\text{гвп}}^{\text{max}} = \chi_{\text{т}} \chi_{\text{д}} Q_{\text{гвп}}^{\text{ср.т}} = 1,2 \cdot 1,83 \cdot 0,105 = 0,231 \text{ МВт} = 0,199 \text{ Гкал/год}.$$

Відношення навантаження гарячого водопостачання в зимовий період до розрахункового опалювального навантаження

$$\rho_{\text{ср.т}} = \frac{Q_{\text{гвп}}^{\text{ср.т}}}{Q_o^{\text{max}}} = \frac{0,105}{0,542} = 0,194; \quad \rho_{\text{ср.д}} = \frac{Q_{\text{гвп}}^{\text{ср.д}}}{Q_o^{\text{max}}} = \frac{0,126}{0,542} = 0,232;$$

$$\rho_{\max} = \frac{Q_{\text{гвп}}^{\max}}{Q_o^{\max}} = \frac{0,231}{0,542} = 0,426.$$

Теплове навантаження системи гарячого водопостачання для літнього періоду:

$$Q_{\text{гвп.л}}^{\text{ср.т}} = \frac{a \cdot \varphi_{\text{д}} \cdot m_{\text{с}} \cdot (t_{\text{гв}} - t_{\text{хв.л}})}{n_{\text{с}}} = \frac{105 \cdot 0,8 \cdot 376 \cdot 4,19 \cdot (60 - 15)}{3600 \cdot 24} = 0,068 \text{ МВт};$$

$$Q_{\text{гвп.л}}^{\text{ср.д}} = \chi_{\text{т}} \cdot Q_{\text{гвп.л}}^{\text{ср.т}} = 1,2 \cdot 0,0687 = 0,0824 \text{ МВт};$$

$$Q_{\text{г.л}}^{\text{м}} = \chi_{\text{т}} \cdot \chi_{\text{д}} \cdot Q_{\text{гвп.л}}^{\text{ср.т}} = 1,2 \cdot 1,83 \cdot 0,0687 = 0,151 \text{ МВт}.$$

Завдання для самостійної роботи

Приклад 1.3. Для групи однакових цехів підприємства, вказаного в таблиці міста, в яких є внутрішні тепловиділення, визначити розрахункову (максимальну) потужність котельні для опалення розглянутих будівель, температуру навколишнього повітря $t_{\text{з.х}}$, при якій необхідна внутрішня температура підтримується тільки за рахунок внутрішніх тепловиділень (тобто температуру навколишнього повітря, при якій починається опалювальний сезон у випадку, що розглядається).

Дані для розрахунку: зовнішній об'єм всіх будівель V ; питомі тепловтрати за рахунок теплопередачі через зовнішні огороження $q_{\text{т}}$; частка тепловтрат в результаті інфільтрації відносно тепловтрат за рахунок теплопередачі $Q_{\text{пов}}/Q_{\text{т}} = 0,15$; відношення внутрішніх тепловиділень до розрахункових сумарних тепловтрат за рахунок теплопередачі і інфільтрації $\beta = Q_{\text{вн.п}}/(Q_{\text{т}} + Q_{\text{пов}})$; розрахункова внутрішня температура $t_{\text{в}}$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
V , тис м^3	210	240	280	250	270	300	230	290	260	220
$q_{\text{т}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$	0,33	0,36	0,31	0,38	0,30	0,32	0,23	0,29	0,232	0,27
β	0,28	0,25	0,33	0,27	0,3	0,24	0,22	0,29	0,32	0,26
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Місто	Вінниця	Львів	Харків	Донецьк	Луцьк	Рівне	Житомир	Чернівці	Київ	Полтава
$Q_{\text{пов}}/Q_{\text{т}}$	0,15	0,135	0,12	0,145	0,16	0,115	0,125	0,14	0,165	0,13
$t_{\text{в}}$, $^{\circ}\text{C}$	17	22	18	16	19	21	20	19	21	17

Приклад 1.4. Визначити розрахункове навантаження системи опалення та річну витрату теплоти на опалення, якщо будівля розташована у вказаному нижче місті, довжина будівлі дорівнює його ширині $L = B = 50$ м, а висота $H = 20$ м, відношення площі світлопрозорих огорожень до загальної площі вертикальних огорожень ϕ . Коефіцієнти теплопередачі огорожень: стін $k_{\Sigma \text{прп}}$; вікон $k_{\Sigma \text{прсп}}$; стелі $k_{\Sigma \text{прпк}}$; підлоги $k_{\Sigma \text{прц}}$. Об'ємний коефіцієнт споруди $K_{об}$. Середня кратність повітрообміну у будівлі $n_{об}$. Питомі тепловиділення і теплонадходження від сонячного освітлення, віднесені до житлової площі складають 11 та 6 Вт/м². Побудувати річний графік тривалості опалювального навантаження для будівлі.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$K_{об}$	6	4,5	6,5	5,5	5	4,8	6,2	5,2	4,2	5,8
$n_{об}, \text{год}^{-1}$	1,05	1,2	1,1	1,15	1,25	1,3	1,45	1,35	1,4	1,5
Призначення будівлі	шкільна	адміністративна	громадська	житлова	лікувальна	дошкільна	громадська	житлова	адміністративна	лікувальна

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$k_{\Sigma \text{прп}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,32	0,31	0,325	0,315	0,335	0,322	0,318	0,324	0,312	0,321
$k_{\Sigma \text{прсп}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	1,95	2,05	1,92	2,02	1,88	2,06	1,82	2,1	1,85	2,12
$k_{\Sigma \text{прпк}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,374	0,382	0,376	0,386	0,368	0,372	0,364	0,384	0,366	0,388
$k_{\Sigma \text{прпк}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,374	0,382	0,376	0,386	0,368	0,372	0,364	0,384	0,366	0,388
Місто	Донецьк	Харків	Київ	Рівне	Полтава	Луцьк	Житомир	Вінниця	Львів	Чернівці

Приклад 1.5. Визначити середньотижневу витрату теплоти на гаряче водопостачання будівель, якщо середньотижнева витрата води за добу на 1 людину a ; температура холодної (водопровідної) води для зимового періоду $t_x = 5^\circ\text{C}$; температура гарячої води $t_{гв} = 60^\circ\text{C}$; кількість мешканців m . Побудувати річний графік тривалості опалювального навантаження для будівель, якщо температура внутрішнього повітря t_v . Розрахункове навантаження при температурі зовнішнього повітря для умов вказаного міста складає Q_0^{max} . Користуючись графіком, розрахувати витрату теплоти на опалення та гаряче водопостачання за опалювальний період.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_o^{\max}$, МВт	10	12	11	14	15	13	20	18	16	17
a, кг/(добу·люд.)	98	105	102	99	104	100	103	110	107	115
t_v , °C	18	20	19	20	18	19	20	19	18	20

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Місто	Київ	Вінниця	Харків	Ісрнівці	Полтава	Луцьк	Житомир	Донецьк	Львів	Рівне
m	4900	5900	5300	6300	7500	5900	8200	7400	7000	7300

2 ПАРОВІ ТА ВОДЯНІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ. ПІДКЛЮЧЕННЯ СПОЖИВАЧІВ. ВИБІР ТЕПЛОНОСІЯ ДЛЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

2.1 Підключення систем опалення до теплових мереж

До водяних теплових мереж системи опалення підключають за шістьма різними схемами. Залежні (Dependent chart) (гідравлічний режим системи опалення пов'язаний з гідравлічним режимом теплової мережі) і незалежні (Independent chart) (теплоносії для системи опалення нагрівається у водо-водяному теплообміннику поверхневого типу) [3].

Підключення системи опалення до теплової мережі за схемою, показаною на рис. 2.1, а застосовують у тому випадку, коли розрахункові параметри теплової мережі відповідають розрахунковим параметрам системи опалення, а різниця тисків на ввіді достатня для забезпечення циркуляції теплоносія в системі опалення.

Найбільше поширення у випадку підключення системи опалення до теплової мережі отримала схема, наведена на рис. 2.1, б. Цю схему застосовують у тому випадку, коли розрахункова температура теплоносія в тепловій мережі вища, ніж у системі опалення, а різниця тисків на вході достатня для роботи водоструминного насоса – елеватора (Elevator). Елеватор призначений для підготовки води для системи опалення шляхом змішування води із зворотного трубопроводу (Reverse pipeline) системи опалення та води з подавального трубопроводу (Direct pipeline) мережі.

Підключення системи опалення до теплової мережі через елеватор має свої недоліки:

- у випадку використання елеватора різниця тисків у подавальному та зворотному трубопроводах тепломережі повинна перевищувати різницю тисків в трубопроводах системи опалення не менше ніж у 10 разів;
- сталість коефіцієнта змішування елеватора, виключає можливість використання місцевого якісного регулювання потужності нагрівальних приладів.

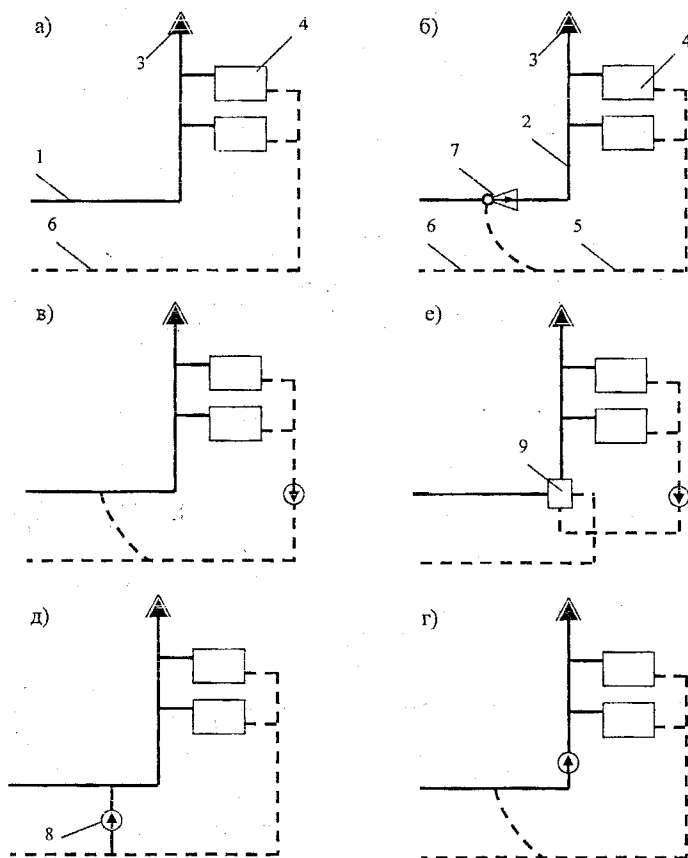


Рисунок 2.1 – Принципові схеми підключення систем опалення до водяних теплових мереж: а), б), в), г), д) – залежні схеми без елеватора, з елеватором, з насосом на перемичці, з насосом на подавальному трубопроводі, з насосом на зворотному трубопроводі, відповідно; е) – незалежна схема; 1, 2 – подавальний трубопровід теплової мережі та системи опалення, відповідно; 3 – пристрій для видалення повітря; 4 – опалювальні прилади; 5, 6 – зворотні трубопроводи системи опалення та теплової мережі, відповідно; 7 – елеватор; 8 – циркуляційний насос; 9 – водоводяний теплообмінник.

Більш гнучке експлуатаційне регулювання має система опалення, підключена до теплової мережі за схемою із використанням циркуляційних насосів (Circulation pump) (рис. 2.1, в). Ця схема дозволяє застосовувати місцеве якісне регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів.

Схему, показану на рис. 2.1, г, з насосом на подавальному трубопроводі передбачають у тому випадку, коли тиск у тепловій мережі нижчий статичного тиску в системі опалення. Якщо тиск в зворотному трубопроводі тепломережі вищий, ніж тиск в зворотному трубопроводі системи опалення то використовують схему, наведену на рис. 2.1, д.

Незалежна схема підключення систем опалення до тепломережі (рис. 2.1, е) є більш дорогою та складною для автоматизації, через встановлення водоводяного теплообмінника. Перевагами такої схеми є:

- гідравлічний режим системи опалення не залежить від гідравлічного режиму тепломережі (наприклад, зменшення тиску в мережі не погіршить циркуляцію води через опалювальні прилади);
- можливість використання такої схеми незалежно від тиску в трубопроводах мережі, на відміну від залежних схем, для яких високі тиски мережної води можуть призвести до пошкодження опалювального обладнання;
- можливість використання як якісного, так і кількісного регулювання потужності системи опалення;
- використання оборотної води в системі опалення, що зменшує можливість забруднення поверхонь опалювальних приладів (Heating device).

До парових теплових мереж системи опалення підключають за двома схемами – залежною і незалежною (рис. 2.2). При підключенні системи опалення до парової мережі за незалежною схемою – через пароводяний теплообмінник – теплоносієм в системі опалення є вода.

У житловій зоні забудови парові мережі можуть обслуговувати пральні і лазні, спортивні споруди, ресторани, їдальні, кафе тощо. На території промислових підприємств у випадку подачі пари на технологічні потреби парові мережі є основними і до них можливе підключення систем опалення.

При залежній схемі підключення системи опалення до парової мережі (рис. 2.2, а) пара надходить на паророзподільну гребінку (Comb), а потім через регулювальний клапан (Regulation valve) надходить в опалювальні прилади. При такій схемі підключення в зв'язку з високою температурою стінки опалювального приладу необхідно встановлювати відповідні захисні екрани.

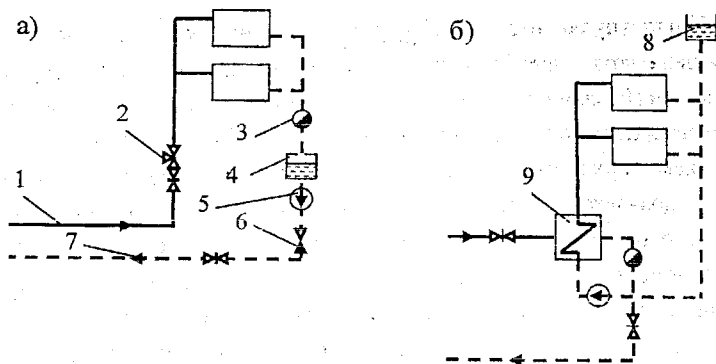


Рисунок 2.2 – Принципові схеми підключення систем опалення до парової мережі. а) – залежна; б) – незалежна; 1 – паропровід; 2 – регулювальний клапан; 3 – конденсатівідвідник (Steam trap); 4 – конденсатний бак; 5 – конденсатний насос; 6 – зворотний клапан (Check valve); 7 – конденсатопровід (Condensate pipeline); 8 – розширник; 9 – пароводяний теплообмінник

У випадку незалежної схеми підключення (рис. 2.2, б) циркуляція води в системі опалення може бути природна або примусова. Перевагами такої схеми є:

- найбільш повне повернення конденсату;
- більша безпека експлуатації і надійність роботи обладнання;
- більш надійне регулювання теплової потужності.

2.2 Підключення систем гарячого водопостачання до теплових мереж

До теплових мереж системи гарячого водопостачання (ГВП) підключають за залежною та незалежною схемами. Взагалі існує п'ять найбільш розповсюджених схем підключення ГВП до відкритих та закритих теплових мереж (рис. 2.3).

Відкриту називають мережу, з якою частина води відбирається на гаряче водопостачання – безпосередній водорозбір (Direct watertake). Мережа, в якій вода використовується тільки як теплоносіє і на потреби гарячого водопостачання не відбирається, називається *закритою*.

Для нормальної роботи відкритої мережі важливим є співвідношення між витратою мережної води через абонентський вузол споживача і відбором мережної води на ГВП. В зв'язку із значною нерівномірністю споживання гарячої води абонентами, особливістю схеми підключення системи ГВП до відкритої мережі (рис. 2.3, а) є необхідність встановлення акумуляторів гарячої води.

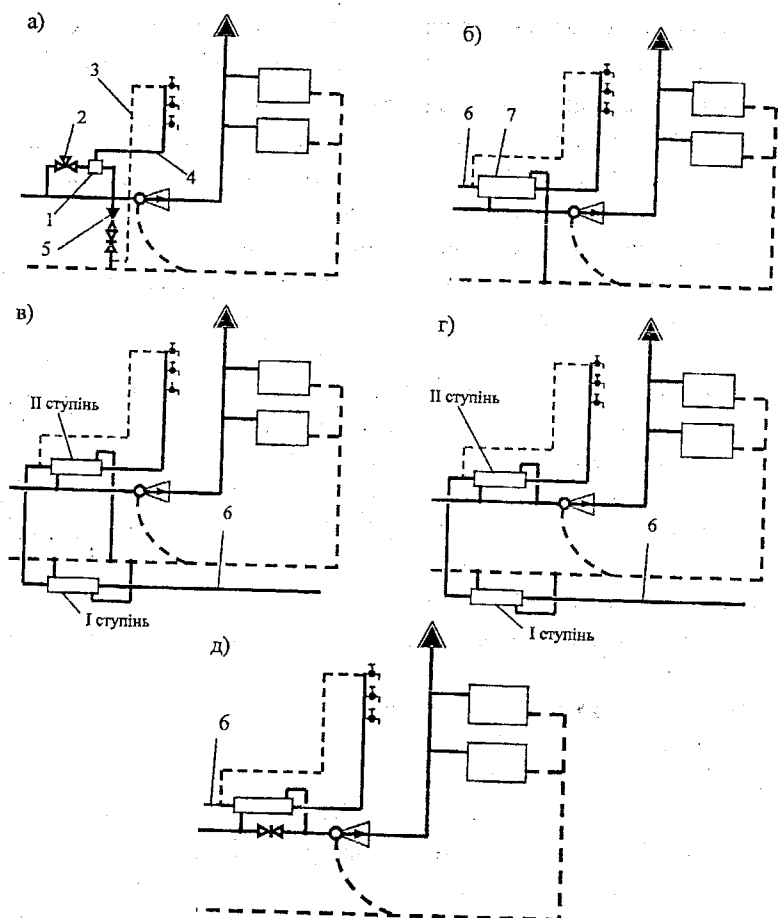


Рисунок 2.3 – Принципові схеми підключення систем ГВП до теплової мережі: а) – з безпосереднім водорозбором на ГВП; б) – паралельна; в) – змішана; г) – послідовна двоступенева (Twostage chart); д) – передввімкнена. 1 – змішувач; 2 – регулятор температури; 3 – циркуляційний трубопровід системи гарячого водопостачання; 4 – прямий трубопровід системи гарячого водопостачання; 5 – зворотний клапан; 6 – трубопровід холодної води; 7 – теплообмінник

Баланс змішувального теплообмінника (Mixer heat exchanger) що заживлений водою з подавального та зворотного трубопроводів, для випадку підключення системи ГВП до відкритої мережі, має вигляд

$$Q_{\text{ГВП}} = G_{\text{ГВ}} \cdot c \cdot (t_{\text{ГВ}} - t_{\text{Х}}) = G_{\text{ГВП}}^{\text{П}} \cdot c \cdot \tau_1 + G_{\text{ГВП}}^{\text{ЗВ}} \cdot c \cdot \tau_2, \quad (2.1)$$

де $G_{\text{ГВ}}$, $G_{\text{ГВП}}^{\text{П}}$, $G_{\text{ГВП}}^{\text{ЗВ}}$ – витрати води на гаряче водопостачання, витра-

ти води з подавального та зворотного трубопроводів мережі, кг/с;

$t_{гв}, t_x, \tau_1, \tau_2$ – температури гарячої, холодної води та температури мережної води в подавальному та зворотному трубопроводах мережі, °С.

Інші схеми, подані на рис. 2.3, є варіантами приєднання ГВП до закритої теплової мережі. Вибір схеми залежить від співвідношення навантажень гарячого водопостачання і опалення.

При великих навантаженнях на гаряче водопостачання, тобто коли витрата теплоти на гаряче водопостачання в годину максимального споживання перевищує розрахункову витрату на опалення на 20% і більше, застосовують паралельну схему підключення системи ГВП до теплової мережі (схема 2.3, б). В такій схемі потужність ГВП і потужність опалення не пов'язані і це забезпечує високу надійність теплопостачання, але за такої схеми присутнє нераціональне використання мережної води і, відповідно, перевитрати енергії на її перекачування.

При малих навантаженнях на ГВП (менше 10 % від потужності системи опалення) можна використовувати переддввімкнену схему підключення підігрівників (схема 2.3, д). Але така схема працює із пріоритетом ГВП і в періоди піків навантаження ГВП можливі провали у теплозабезпеченні системи опалення.

З метою зниження витрати мережної води на гаряче водопостачання і підвищення ефективності теплофікації застосовують двоступінчасте нагрівання води (рис. 2.3, в і 2.3, г). Схема на рис. 2.3, в дозволяє використовувати теплоту води із зворотного трубопроводу і забезпечувати піки навантаження на ГВП за рахунок збільшення витрати мережної води.

При підключенні за схемою 2.3, г енергоефективність вузла підключення максимальна, оскільки максимально раціонально використовується теплота мережної води. Але використання такої схеми для систем ГВП із значними коливаннями навантаження потребує використання місцевого регулювання опалювальних установок. Завдяки високій ефективності двоступеневі послідовні схеми підключення ГВП є найбільш розповсюдженими в системах теплопостачання міст.

При підключенні до теплової мережі систем гарячого водопостачання лазень, пралень, плавальних басейнів, лікарень, тобто споживачів з великою витратою води на ГВП і з великою нерівномірністю споживання, передбачають установавання баків-акумуляторів (Tank-Accumulator). Частіше встановлюють два баки-акумулятори по 50% об'єму кожний із верхнім або нижнім розташуванням.

До парових мереж системи гарячого водопостачання підключають безпосередньо або через пароводяний теплообмінник.

При безпосередньому присіднанні ГВП до мережі пару шляхом барботування подають у бак-акумулятор. Холодна вода надходить з водопроводу. Якщо систему гарячого водопостачання підключають до теплової мережі через теплообмінник, функції теплообмінника і бака-акумулятора можуть бути поєднані за рахунок використання ємкісного пароводяного теплообмінника. У лазнях, пральнях і інших великих споживачах гарячої води може застосовуватися схема підключення системи гарячого водопостачання до парової мережі через швидкодіючий пароводяний теплообмінник.

2.3 Підключення технологічного навантаження

Схема підключення технологічного навантаження до теплової мережі залежить від виду теплоносія і характеру устаткування, що підключається. Для технологічних потреб найчастіше застосовують пару. Усіх споживачів промислового підприємства до теплової мережі підключають через вузол керування (рис. 2.4). До паророзподільних гребінок підключають паропроводи технологічних потреб, вентиляції і систем опалення. Конденсат перед поверненням у конденсатний бак повинен пройти очищення.

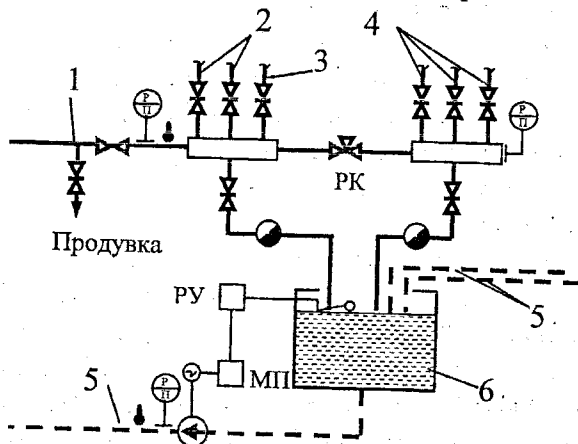


Рисунок 2.4 – Схема вузла керування для парової мережі: 1 – паропровід; 2 – на технологічні потреби; 3 – на вентиляцію; 4 – на опалення; 5 – конденсатопроводи; 6 – конденсатний бак; РК – регулювальний клапан; РУ – регулятор рівня; МП – магнітний пускач.

Теплова потужність технологічного споживача, підключеного до парової мережі при неповному поверненні конденсату, кг/с

$$Q = D \cdot [h_p - h_k - (1 - \alpha_k) \cdot (h_k - c_v \cdot t_x)], \quad (2.2)$$

де D – витрата пари, кг/с;

α_k – частка повернення конденсату від технологічного споживача;

h_p, h_k – ентальпія пари і конденсату, кДж/кг.

2.4 Вибір теплоносія і системи теплопостачання

Вибір теплоносія визначається технічними і економічними міркуваннями, він залежить від джерела і виду навантаження. Рекомендується спрощувати систему: чим простіша система – тим вона дешевша в спорудженні і експлуатації.

Якщо теплове навантаження складається з вентиляції, опалення і гарячого водопостачання, то використовують двотрубні водяні мережі.

Коли технологічне навантаження основне, а сезонне навантаження невелике, використовують парові системи. Але подача пари на потреби опалення і ГВП вимагає відбору пари більшого потенціалу, що зменшує комбіноване виробництво електроенергії на теплоелектроцентралях ТЕЦ (Thermal Electric Plant) та електростанціях ТЕС.

Таким чином, перевагами води є:

- 1) більше питоме виробництво електроенергії на ТЕЦ та ТЕС;
- 2) максимальне збереження конденсату в схемі станції;
- 3) більш високий ККД, пов'язаний з відсутністю втрат теплоносія (в парових мережах втрати і пари і конденсату);
- 4) більша акумулювальна здатність мережі;

Недоліки води:

- 1) більша витрата електроенергії на перекачування;
- 2) велика чутливість до аварій (Sensitiveness to the failures), оскільки витікання теплоносія в 20...40 разів більше, ніж з парових мереж.

В більшості випадків вода і пара рівноцінні, окрім деяких випадків підключення технологічного навантаження, коли потрібен теплоносій високого потенціалу. За енергетичними характеристиками закриті і відкриті системи рівноцінні. При далекому транспорті води доцільніші відкриті системи, але для відкритих систем економічно важлива наявність джерел м'якої води для підживлення мережі (upfeeding of network).

Контрольні питання

1. Поясніть особливості схеми підключення до водяної теплової мережі залежної системи опалення зі струминним насосом.
2. Поясніть особливості схеми підключення до теплової мережі залежної системи опалення з насосом на перемищі.
3. Поясніть особливості схеми підключення залежної системи опалення до парової теплової мережі.
4. Поясніть особливості незалежної схеми підключення системи опалення до водяної теплової мережі.
5. Поясніть особливості залежної схеми підключення гарячого водопостачання до водяної теплової мережі.
6. Поясніть залежну схему підключення гарячого водопостачання до парової мережі.
7. Поясніть переваги і недоліки води як теплоносія в теплових мережах.
8. Поясніть особливості незалежної схеми підключення системи опалення до парової теплової мережі.

Приклади задач з розв'язаннями

Приклад 2.1. Користувачу відпущена теплота $Q = 1$ ГДж у вигляді сухої насиченої пари з абсолютним тиском 0,5 МПа. Визначити масу відпущеної пари, якщо від користувача буде повністю повернено конденсат з температурою $t_k = 100^\circ\text{C}$. Визначити масу відпущеної пари, якщо від користувача буде повернено 50% конденсату. В розрахунках прийняти, що температура холодної води складе $t_x = 10^\circ\text{C}$.

Розв'язання.

За таблицями для водяної пари в стані насичення визначаємо, що ентальпія пари $h_n = 2748$ кДж/кг. Ентальпія води при температурі 10°C і 100°C складає 41,9 і 422 кДж/(кг·К), відповідно.

Маса відпущеної пари при повному поверненні конденсату, кг

$$G = \frac{Q}{h_n - h_k + (1 - \alpha_k) \cdot (h_k - h_{xb})} = \frac{10^6}{2748 - 422 + (1 - 1) \cdot (422 - 41,9)} = 430.$$

Маса відпущеної пари при поверненні 50 % конденсату, кг

$$G = \frac{Q}{h_n - h_k + (1 - \alpha_k) \cdot (h_k - h_{xb})} = \frac{10^6}{2748 - 422 + (1 - 0,5) \cdot (422 - 41,9)} = 397.$$

Приклад 2.2. Визначити витрату мережної води на підготовку гарячої води при підключенні ГВП за паралельною схемою до закритої теплової мережі та до відкритої мережі. Потужність системи ГВП 1 Гкал/год. Для обох варіантів температура води в подавальному трубопроводі $t_1 = 70^\circ\text{C}$. Для закритої тепломережі температура води після підігрівника гарячого водопостачання $t_2 = 30^\circ\text{C}$. Для відкритої мережі вода на гаряче водопостачання відбирається з подавального та зворотного трубопроводів, при цьому температура води після теплообмінника системи опалення $t_{02} = 41,7^\circ\text{C}$. Температура води, що надходить в систему гарячого водопостачання, складає $t_{\text{гв}} = 60^\circ\text{C}$, а температура холодної води – $t_{\text{х}} = 15^\circ\text{C}$.

Розв'язання

Теплоємність води в діапазоні температур, що розглядається, приймаємо $c_{\text{в}} = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Потужність підігрівника системи гарячого водопостачання, МВт

$$Q_{\text{ГВП}} = 1 \cdot \frac{4,19}{3600} \cdot 10^3 = 1,163.$$

Витрата мережної води в закритій тепломережі із паралельним підключенням підігрівника гарячого водопостачання, кг/с

$$G_{\text{ГВП}} = \frac{Q_{\text{ГВП}}}{c_{\text{в}} \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{1,163 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (70 - 30)} = 6,94.$$

Загальна витрата мережної води з подавального і зворотного трубопроводів для відкритої тепломережі, кг/с

$$G_{\text{гв}} = \frac{Q_{\text{ГВП}}}{c \cdot (t_{\text{гв}} - t_{\text{х}})} = \frac{1,163 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (60 - 5)} = 5,05.$$

Витрата мережної води із подавального $G_{\text{ГВП}}^{\text{п}}$ і зворотного $G_{\text{ГВП}}^{\text{зв}}$ трубопроводів з рівняння теплового і матеріального балансів змішувального теплообмінника, кг/с

$$G_{\text{ГВП}}^{\text{п}} = G_{\text{гв}} \frac{t_{\text{гв}} - t_{02}}{t_1 - t_{02}} = 5,05 \frac{60 - 41,7}{70 - 41,7} = 3,27,$$

$$G_{\text{ГВП}}^{\text{зв}} = G_{\text{гв}} - G_{\text{ГВП}}^{\text{п}} = 5,05 - 3,27 = 1,78.$$

Приклад 2.3. Визначити теплоту, акумульовану у воді з температурою $t = 150^\circ\text{C}$, що заповнює трубопровід з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 514 \text{ мм}$ і довжиною $l = 1 \text{ км}$, і порівняти її з теплотою, акумульова-

ною в сухій насичений парі з температурою насичення $t = 150^\circ\text{C}$, яка знаходиться в такому ж трубопроводі. Теплоу визначати відносно температури холодної водопровідної води $t_x = 10^\circ\text{C}$.

Розв'язання

За таблицями води і водяної пари визначаємо:

– густина та ентальпія води для температури 150°C складає $\rho_v = 917 \text{ кг/м}^3$, $h_v = 632 \text{ кДж/кг}$;

– густина та ентальпія пари для температури 150°C складає $\rho_n = 2,55 \text{ кг/м}^3$; $h_n = 2746 \text{ кДж/кг}$;

– ентальпія води при температурі 10°C складає $h_x = 42 \text{ кДж/кг}$.

Внутрішній об'єм трубопроводу, м^3

$$V = \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot l = \frac{3,14 \cdot 0,514^2}{4} \cdot 1000 = 207.$$

Маса води в трубопроводі, кг

$$G_v = V \cdot \rho_v = 207 \cdot 917 = 189819.$$

Маса пари в трубопроводі, кг

$$G_n = V \cdot \rho_n = 207 \cdot 2,55 = 528,9.$$

Теплота, акумульована у воді,

$$Q_v = G_v \cdot (h_v - h_{\text{хв}}) \cdot 10^{-6} = 189819 \cdot (632 - 42) \cdot 10^{-6} = 111,99 \text{ ГДж},$$

або $111,99/4,19 = 26,73 \text{ Гкал}$.

Теплота, акумульована в парі,

$$Q_n = G_n \cdot (h_n - h_x) \cdot 10^{-6} = 528,9 \cdot (2746 - 42) \cdot 10^{-6} = 1,43 \text{ ГДж},$$

або $1,43/4,19 = 0,341 \text{ Гкал}$.

Таким чином, теплота, акумульована у воді, в 78 разів більша, ніж теплота, акумульована в парі.

Завдання для самостійної роботи

Приклад 2.4. Користувачу гарячого водопостачання відпущено $Q_{\text{гвп}}$ теплоти. Температура гарячої води $t_{\text{гв}} = 60^\circ\text{C}$, а температура холодної води t_x . Яка кількість води була відпущена споживачу?

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{\text{гвп}}$, ГДж	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2	2,25	2,5	3,0
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t_x , $^\circ\text{C}$	20	18	16	14	12	10	8	6	4	3

Приклад 2.5. Визначити кількість теплоти, акумульованої (відносно температури 10°C) у воді з температурою t , яка заповнює транзитний теплопровід внутрішнім діаметром 1392 мм і довжиною 20 км. Визначити також можливу тривалість роботи теплопроводу за рахунок акумульованої у воді теплоти для теплопостачання споживача потужністю $Q_{\text{сп}}$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t, ^{\circ}\text{C}$	40	50	70	90	110	120	150	170	180	200
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{\text{сп}}, \text{МВт}$	15	25	40	50	70	80	90	100	125	150

Приклад 2.6. Висотна будівля висотою H має незалежно підключену систему опалення. Надлишковий тиск у верхній точці системи 0,02 МПа. Який надлишковий тиск сприймали б радіатори водяної системи опалення з середньою температурою води t , якщо немає розділення системи на технічні зони? Який тиск сприймали б радіатори при паровій системі опалення?

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$H, \text{м}$	45	55	60	65	70	80	90	100	110	120
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t, ^{\circ}\text{C}$	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95

Приклад 2.7. Визначити витрату води, що підсмоктується в елеватор зі зворотного трубопроводу, якщо потужність системи опалення Q_0 , температура мережної води в подавальному трубопроводі на вході в елеватор t_1 , після елеватора 95°C , а температура води в зворотному трубопроводі складає 70°C .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_0, \text{МВт}$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_1, ^{\circ}\text{C}$	150	145	140	135	130	125	120	115	110	105

3 РЕЖИМ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ. МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ

3.1 Методи регулювання

Із зміною температури зовнішнього повітря кількість теплоти для потреб опалення та вентиляції необхідно зменшувати або збільшувати. Потепління, тобто підвищення температури, викликає зменшення витрати теплоти, похолодання – збільшення. На технологічні потреби і гаряче водопостачання кількість теплоти змінюють протягом доби і по днях тижня. Для цього використовують методи регулювання (Methods of regulation).

Регулювання може бути центральним, місцевим і індивідуальним. Центральне (Central regulation) – це регулювання подачі теплоти на ТЕЦ, у районній чи виробничій котельні, тобто в центрі її приготування. Місьцеве регулювання (Local regulation) передбачають в тепловому пункті, а індивідуальне (Individual regulation) – біля кожного опалювального приладу. Оптимальні параметри температури повітря в приміщенні можна забезпечити тільки за рахунок індивідуального регулювання. Але виключно індивідуальним регулюванням неможливо ефективно підтримувати необхідну потужність.

Центральне регулювання застосовують всюди, місцеве – в основному в перехідному режимі для існуючих систем, використання індивідуального регулювання для нових систем опалення є обов'язковою умовою.

Теплова потужність, що надходить від джерела у водяну теплову мережу, кВт

$$Q = c_b \cdot G_b \cdot \Delta t_b \quad (3.1)$$

де c_b – питома теплоємність теплоносія, кДж/(кг·°С);

G_b – витрата теплоносія, кг/с;

Δt_b – різниця температур теплоносія у прямому і зворотному трубопроводі, °С.

Подачу теплоти можна регулювати, змінюючи витрату теплоносія або його температуру. При зміні температури регулювання буде якісним, а при зміні витрати – кількісним. При одночасній зміні витрати і температури – якісно-кількісним. Кожен вид регулювання має свої позитивні і негативні сторони.

При кількісному регулюванні (Quantitative regulation) можна заоща-

джувати електроенергію за рахунок зменшення її витрати при перекачуванні теплоносія. Але при такому регулюванні з'являється можливість розрегулювання теплової мережі (deregulation of network) і абонентів, зв'язане зі зміною витрати води в тепловій мережі.

У процесі якісного регулювання (Quality regulation) розрегулювання виключено, але неминуча перевитрата електроенергії.

Найбільше поширення одержало центральне якісне регулювання.

При розробці режиму центрального якісного регулювання будують графік температур теплоносія в залежності від температури зовнішнього повітря. На підставі такого графіка визначають розрахункові витрати теплоносія. Режим центрального регулювання розробляють, орієнтуючись на характерне (велике) теплове навантаження. Для інших споживачів з навантаженням, відмінним від характерного, здійснюють дорегулювання (за допомогою місцевого чи індивідуального регулювання).

Рівняння характеристики опалювальних установок Е. Я. Соколова

$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{t_B - t_3}{t_B - t_{3.0}} = \frac{t_1 - t_3}{t_{B.p} - t_{3.0} + \frac{\Delta t_0}{\left(\frac{Q'_0}{Q_0}\right)^{0.2}} + \frac{\Delta \tau_0 - 0,5 \cdot \Theta_0}{\frac{G'_0}{G_0}}}, \quad (3.2)$$

де індекс 0 біля температур теплоносія позначає розрахункові значення для розрахункової температури для опалення $t_{3.0}$;

t_1 – поточне значення температури мережної води в подавальному трубопроводі, °C;

$\Delta t_0 = (t_{10} + \tau_{20})/2 - t_B$ – температурний напір опалювального приладу в розрахунковому режимі, °C;

$\Delta \tau_0 = \tau_{10} - \tau_{20}$ – перепад температур (Difference of temperatures) мережної води для розрахункового режиму, °C;

$\Theta_0 = t_{10} - \tau_{20}$ – перепад температур води в опалювальній системі для розрахункового режиму, °C;

G'_0, G_0 – поточна та розрахункова витрата мережної води на опалення, кг/с.

Відносна витрата мережної води при кількісному регулюванні опалювальних систем і $\tau_1 = \tau_{10} = \text{const}$

$$\frac{G_0}{G'_0} = \frac{Q'_0/Q_0}{1 + \frac{\Delta t_0}{\Delta \tau_0 - 0,5 \cdot \Theta_0} \cdot \left(1 - \left(\frac{Q'_0}{Q_0}\right)^n\right)}, \quad (3.3)$$

де n – коефіцієнт, який для водяних систем опалення приймається $n = 0,8$, а для повітряних – $n = 1$.

У випадку використання елеватора із коефіцієнтом змішування u (Coefficient of mixing of elevator) (відношення витрати мережної води із зворотного трубопроводу системи опалення до витрати води із подавального трубопроводу мережі)

$$t_{10} = \frac{\tau_{10} + u \cdot \tau_{20}}{1 + u} \quad (3.4)$$

Центральне регулювання парових мереж полягає в автоматичній підтримці на постійному рівні тиску пари на виході з джерела.

3.2 Центральне якісне регулювання теплових мереж за опалювальним навантаженням

Кінцевим етапом при розробці центрального якісного регулювання є графік температур теплоносія. Чисто якісне регулювання припускає, що витрата теплоносія в тепловій мережі і системах опалення є постійною.

Графік температур теплоносія будують на підставі рівнянь теплового балансу

$$Q_0 = c_b \cdot G_b \cdot (\tau_1 - \tau_2) = c_b \cdot G_0 \cdot (t_1 - t_2) = k_{\text{пр}} \cdot F \cdot (\tau_{\text{пр}} - t_b) = q_0 \cdot V_0 \cdot (t_b - t_{3,0}), \quad (3.5)$$

де G_b , G_0 – витрата (Expense) теплоносія у тепловій мережі та системі опалення, кг/с;

τ_1 , τ_2 – температури у прямому і зворотному трубопроводі мережі, °С;

t_1 , t_2 – температура теплоносія у прямому і зворотному трубопроводі системи опалення, °С;

$k_{\text{пр}}$ – коефіцієнт теплопередачі опалювального приладу, Вт/(м²·К);

F – поверхня опалювального приладу, м².

Для водяних систем опалення коефіцієнт теплопередачі опалювальних приладів змінюється із зміною температури води. Поточні значення температури води для будь-якого регулювання водяних систем опалення при залежній схемі підключення до теплових мереж (рис. 2.1, а, б, в, г, д) визначаються за залежностями

$$\tau_1 = t_{b,p} + \Delta t_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right)^{0,8} + (\Delta \tau_0 - 0,5 \cdot \Theta_0) \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right) / \left(\frac{G'_0}{G_0} \right), \quad (3.6)$$

$$\tau_2 = t_{в.р} + \Delta t_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot \Theta_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right) / \left(\frac{G'_0}{G_0} \right), \quad (3.7)$$

$$t_1 = t_{в.р} + \Delta t_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot \Theta_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right) / \left(\frac{G'_0}{G_0} \right). \quad (3.8)$$

Для повітряних систем опалення поточні значення температур мережної води визначаються за формулами

$$\tau_1 = t_{в} + (\tau_{10} - t_{в}) \cdot \frac{t_{в} - t_3}{t_{в} - t_{3,0}}, \quad (3.9)$$

$$\tau_2 = t_{в} + (\tau_{20} - t_{в}) \cdot \frac{t_{в} - t_3}{t_{в} - t_{3,0}}. \quad (3.10)$$

Крім систем опалення до теплової мережі підключають навантаження гарячого водопостачання. Так, щоб нагріти воду для гарячого водопостачання до 60°C, у подавальному трубопроводі закритої теплової мережі температура теплоносія повинна бути не нижче 70°C. Для відкритих теплових мереж найменша температура теплоносія в подавальному трубопроводі складає 60°C. З урахуванням навантаження гарячого водопостачання температурний графік центрального якісного регулювання відкритої теплової мережі по опалювальному навантаженню має вигляд, поданий на рис. 3.1.

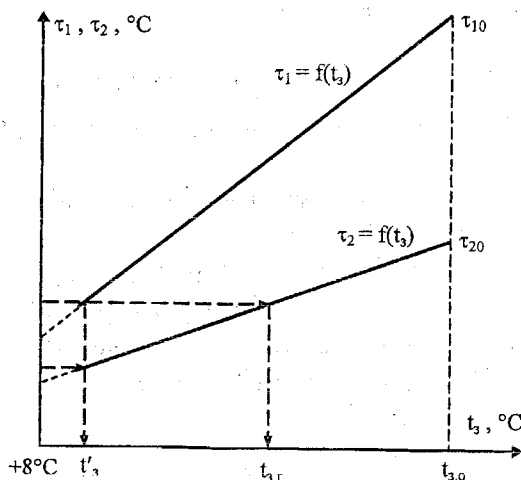


Рисунок 3.1 – Графік температур теплоносія при центральному якісному регулюванні відкритої теплової мережі за опалювальним навантаженням

При температурах зовнішнього повітря вище t'_3 центральне якісне регулювання застосувати не можна, тому що для опалення потрібно було б зменшити температуру теплоносія (пунктирна лінія), а для гарячого водопостачання її зменшувати не можна.

У діапазоні температур від $+8\text{ }^\circ\text{C}$ до t'_3 застосовують місцеве кількісне регулювання опалювального навантаження за рахунок зміни витрати теплоносія. Температура зовнішнього повітря t'_3 є характерною температурою, при якій режим місцевого кількісного регулювання опалювального навантаження замінюють центральним якісним.

Для відкритої теплової мережі (The opened thermal network) існує ще одна характерна температура зовнішнього повітря $t_{3,r}$. При температурі нижче $t_{3,r}$ воду на гаряче водопостачання беруть тільки зі зворотного трубопроводу. З прямого трубопроводу воду для цих потреб забирають при температурах зовнішнього повітря від $+8\text{ }^\circ\text{C}$ до t'_3 . У діапазоні температур від t'_3 до $t_{3,r}$ воду готують, змішуючи воду з подавального трубопроводу і зі зворотного.

3.3 Центральне якісне регулювання за спільним навантаженням опалення і гарячого водопостачання

Режим центрального регулювання по спільному навантаженню (Common loading) опалення і гарячого водопостачання розроблений з метою зниження розрахункової витрати мережної води в тепловій мережі. Для закритої теплової мережі його застосовують при співвідношенні теплових навантажень $Q_{\text{гвп}} < 0,6 \cdot Q_0$ при двоступінчастій послідовній схемі підключення теплообмінників ГВП (рис. 3.2). У цьому випадку теплоту подають на підставі підвищеного графіка, при якому різниця температур теплоносія в тепловій мережі трохи більша, ніж при опалювальному графіку. Це дозволяє зменшити загальну витрату мережної води.

Підвищений графік температур теплоносія будують на підставі опалювального, припускаючи, що загальна витрата мережної води в тепловій мережі дорівнює витраті води на потреби опалення G_0 . Для побудови підвищеного графіка розглянемо двоступінчасту схему включення підігрівників гарячого водопостачання.

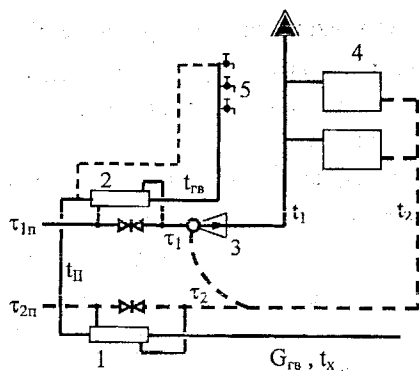


Рисунок 3.2 – Схема підключення різномірного навантаження до теплової мережі: 1 – перший ступінь підготовки гарячої води; 2 – другий ступінь підготовки гарячої води; 3 – елеватор; 4 – опалювальні прилади; 5 – водорозбірні крани

Рівняння теплового балансу для першого ступеня, кВт

$$c_v \cdot G_0 \cdot (\tau_2 - \tau_{2п}) = c_v \cdot G_{гвп} \cdot (t_{п} - t_x), \quad (3.11)$$

де $\tau_{1п}$, $\tau_{2п}$ – температури мережної води за підвищеним графіком, °С;
 $t_{п}$ – температура води для гарячого водопостачання після першого ступеня нагрівання, °С.

Витрата теплоносія в тепловій мережі при якісному регулюванні не змінюється, кг/с

$$G_0 = Q_0 / (c_v \cdot (\tau_1 - \tau_2)) \cdot \quad (3.12)$$

Витрата холодної води на гаряче водопостачання, кг/с

$$G_{гвп} = Q_{гвп} / (c_v \cdot (t_{гв} - t_x)) \cdot \quad (3.13)$$

Підставивши замість витрат теплоносія на опалення і гаряче водопостачання значення, виражені через параметри, одержимо, °С

$$\delta_1 = \tau_1 - \tau_{2п} = \frac{Q_{гвп}}{Q_0} \cdot \frac{(t_{п} - t_x)}{(t_{гв} - t_x)} \cdot (\tau_1 - \tau_2) \cdot \quad (3.14)$$

При обчисленні температуру $t_{п}$ приймають на 5...10 °С нижчою за температуру τ_2 .

Загальний перепад температур мережної води в обох ступенях визначається з балансу

$$Q_{гвп} = c_v \cdot G_0 \cdot (\tau_2 - \tau_{2п}) + c_v \cdot G_0 \cdot (\tau_{1п} - \tau_1), \quad (3.15)$$

$$\delta = (Q_{\text{гвп}} / Q_0) \cdot (\tau_1 - \tau_2). \quad (3.16)$$

Сумарний перепад температур мережної води не залежить від температури зовнішнього повітря. При відомому сумарному перепаді δ ступінь охолодження води в другому ступені підігріву $\delta_{\text{II}} = \delta - \delta_1$.

Тоді $\tau_{1\text{II}} = \tau_1 + \delta_{\text{II}}$, а $\tau_{2\text{II}} = \tau_2 - \delta_1$.

Ці рівняння описують графік температур при центральному якісному регулюванні за спільним навантаженням.

3.4 Визначення витрат теплоносія

Витрата теплоносія для окремих споживачів залежить від температури зовнішнього повітря і прийнятого режиму регулювання. За розрахунку витрату для опалення, вентиляції, гарячого водопостачання чи технології приймають найбільшу. Розрахункова витрата теплоносія для теплової мережі являє собою суму витрат для всіх споживачів.

Контрольні питання

1. Поясніть особливості центрального, місцевого і індивідуального регулювання теплової мережі.
2. Поясніть особливості якісного і кількісного регулювання теплової мережі.
3. Поясніть особливості центрального якісного регулювання теплової мережі за опалювальним навантаженням.
4. Поясніть чим відрізняються формули для якісного регулювання водяних і повітряних систем опалення.
5. Поясніть зміст центрального якісного регулювання за спільним навантаженням опалення та гарячого водопостачання.
6. Поясніть режими використання води з теплової мережі для підготовки гарячого водопостачання при регулюванні за опалювальним навантаженням.
7. Поясніть методи визначення витрати теплоносія в мережі.

Приклади задач з розв'язаннями

Приклад 3.1. При розрахунковій температурі навколишнього повітря для опалення $t_{3.0} = -32^\circ\text{C}$ температура води в подавальному трубопроводі опалювальної мережі $\tau_{10} = 150^\circ\text{C}$, а в зворотному $\tau_{20} = 70^\circ\text{C}$. Розрахункова внутрішня температура опалювальних приміщень $t_{в.р} = 18^\circ\text{C}$.

Визначити температуру води в подавальному і зворотному трубопроводах теплової мережі при $t_3 = -7^\circ\text{C}$, якщо ця мережа працює за графіком центрального якісного регулювання повітряних і водяних систем опалення. На опалювальних вводах встановлені елеватори із коефіцієнтом змішування 2,2.

Розв'язання

Відносне теплове навантаження при t_3

$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{t_{в.р} - t_3}{t_{в.р} - t_{3.0}} = \frac{18 + 7}{18 + 32} = 0,5.$$

Температури води в подавальному і зворотному трубопроводах при t_3 і підключенні повітряних систем опалення, $^\circ\text{C}$

$$\tau_1 = t_{в.р} + (\tau_{10} - t_{в.р}) \cdot \frac{Q'_0}{Q_0} = 18 + (150 - 18) \cdot 0,5 = 84,$$

$$\tau_2 = t_{в.р} + (\tau_{20} - t_{в.р}) \cdot \frac{Q'_0}{Q_0} = 18 + (70 - 18) \cdot 0,5 = 44.$$

Розрахункова температура в подавальному трубопроводі системи опалення, $^\circ\text{C}$

$$t_1 = \frac{\tau_{10} + u \cdot \tau_{20}}{1 + u} = \frac{150 + 2,2 \cdot 70}{1 + 2,2} = 95.$$

Температурний напір опалювального приладу в розрахунковому режимі, $^\circ\text{C}$

$$\Delta t_0 = \frac{\tau_{10} + \tau_{20}}{2} - t_{в.р.} = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5.$$

Перепад температур мережної води для розрахункового режиму, $^\circ\text{C}$

$$\Delta \tau_0 = \tau_{10} - \tau_{20} = 150 - 70 = 80.$$

Перепад температур води в опалювальній системі для розрахункового режиму, $^\circ\text{C}$

$$\Theta_0 = t_{10} - t_{20} = 95 - 70 = 25.$$

Температура води в подавальному і зворотному трубопроводах при t_3

і підключенні водяних систем опалення, °C

$$\tau_1 = t_b + \Delta t_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right)^{0,8} + (\Delta \tau_0 - 0,5 \cdot \Theta_0) \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right) = 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} + \\ + (80 - 0,5 \cdot 25) \cdot 0,5 = 88,8,$$

$$\tau_2 = t_b + \Delta t_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot \Theta_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right) = 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot 0,5 = 48,8,$$

$$t_1 = t_b + \Delta t_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot \Theta_0 \cdot \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right) = 18 + 64,5 \cdot 0,5^{0,8} + 0,5 \cdot 25 \cdot 0,5 = 61,3.$$

Таким чином, при $t_3 = -7^\circ\text{C}$ і та інших однакових умовах температура води в подавальному і зворотному трубопроводах мережі для водяних систем опалення повинна бути на $4,8^\circ\text{C}$ вища, ніж для повітряних систем опалення.

Приклад 3.2. Теплова мережа при низьких температурах навколишнього повітря працює за графіком якісного регулювання водяних систем опалення ($\tau_{10} = 150^\circ\text{C}$, $t_{10} = 95^\circ\text{C}$, $\tau_{20} = 70^\circ\text{C}$, $t_{b,p} = 18^\circ\text{C}$), а при високих температурах навколишнього повітря, після точки злому графіка $t_{3л}$ (коли $\tau_1 = 70^\circ\text{C}$) переходить на роботу з постійною температурою води в подавальному трубопроводі мережі $\tau_{10} = 70^\circ\text{C}$. Регулювання відпуску теплоти на опалення при $t_3 > t_{3л}$ проводиться зміною витрати води.

Прийняти, що температура точки злому графіка $t_{3л} = +2,8^\circ\text{C}$, при цьому $\tau_{10} = 70^\circ\text{C}$, $t_{10} = 50,5^\circ\text{C}$, $\tau_{20} = 41,7^\circ\text{C}$.

Визначити витрату води, а також температури води при $t_3 = 10^\circ\text{C}$. Зміною коефіцієнта змішування елеватора при зміні витрат знехтувати.

Розв'язання

Розрахунок проводимо для режиму кількісного регулювання, причому температура $t_{3,0}$ замінюється на $t_{3л}$.

Тоді відносне теплове навантаження при $t_3 = +10^\circ\text{C}$

$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{t_b - t_3}{t_{b,p} - t_{3л}} = \frac{18 - 10}{18 - 2,8} = 0,526.$$

Коефіцієнт змішування елеватора

$$u = \frac{\tau_{10} - t_{10}}{t_{10} - \tau_{20}} = \frac{70 - 50,5}{50,5 - 41,7} = 2,2.$$

Температурний напір опалювального приладу в розрахунковому режимі, °C

$$\Delta t_0 = \frac{t_{10} + \tau_{20}}{2} - t_{n,p} = \frac{50,5 + 41,7}{2} - 18 = 28,1.$$

Перепад температур мережної води для розрахункового режиму, °C

$$\Delta \tau_0 = \tau_{10} - \tau_{20} = 70 - 41,7 = 28,3.$$

Перепад температур води в опалювальній системі для розрахункового режиму, °C

$$\Theta_0 = t_{10} - \tau_{20} = 50,5 - 41,7 = 8,8.$$

Відносна витрата води при $t_3 = +10^\circ\text{C}$

$$\frac{G'_0}{G_0} = \frac{Q'_0/Q_0}{1 + \frac{\Delta t_0 \cdot (1 - (Q'_0/Q_0)^{0,8})}{\Delta \tau_0 - 0,5 \cdot \Theta_0}} = \frac{0,526}{1 + \frac{28,1 \cdot (1 - 0,526^{0,8})}{28,3 - 0,5 \cdot 8,8}} = 0,358.$$

Температури води при $t_3 = +10^\circ\text{C}$, °C

$$\tau_2 = t_b + \Delta t_0 \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right)^{0,8} - 0,5 \cdot \Theta_0 \frac{Q'_0/Q_0}{G'_0/G_0} = 18 + 28,1 \cdot 0,526^{0,8} - 0,5 \cdot 8,8 \frac{0,526}{0,358} = 28,3,$$

$$t_1 = t_b + \Delta t_0 \left(\frac{Q'_0}{Q_0} \right)^{0,8} + 0,5 \cdot \Theta_0 \frac{Q'_0/Q_0}{G'_0/G_0} = 18 + 28,1 \cdot 0,526^{0,8} + 0,5 \cdot 8,8 \frac{0,526}{0,358} = 41,3.$$

Приклад 3.3. Система опалення розрахована на роботу від теплової мережі з температурою води в подавальному трубопроводі мережі $t_{10} = 150^\circ\text{C}$, в подавальному трубопроводі системи опалення $t_{10} = 95^\circ\text{C}$, а в зворотному трубопроводі $\tau_{20} = 70^\circ\text{C}$ при температурі навколишнього повітря $t_{3,0} = -25^\circ\text{C}$ і розрахунковій температурі внутрішнього повітря $t_{b,p} = 18^\circ\text{C}$.

Визначити температуру внутрішнього повітря в приміщеннях і температуру води в зворотному трубопроводі, якщо:

а) при нормальній витраті води температура води в подавальному трубопроводі буде підтримуватись $t_1 = 140^\circ\text{C}$, тобто на 10°C нижчою нормальної;

б) при нормальній температурі води в подавальному трубопроводі витрата води складатиме 80% від нормальної.

Розв'язання

Температурний напір опалювального приладу в розрахунковому режимі, °C

$$\Delta t_0 = \frac{t_{10} + \tau_{20}}{2} - t_{в.р.} = \frac{95 + 70}{2} - 18 = 64,5.$$

Перспад температур мережної води для розрахункового режиму, °C

$$\Delta \tau_0 = \tau_{10} - \tau_{20} = 150 - 70 = 80.$$

Перепад температур води в опалювальній системі для розрахункового режиму, °C

$$\Theta_0 = t_{10} - \tau_{20} = 95 - 70 = 25.$$

а) для визначення відносного теплового навантаження ітераційним розрахунком попередньо задаємо цю величину рівною 0,938, тоді

$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{\tau_1 - t_3}{t_{в.р.} - t_{3,0} + \frac{\Delta t_0}{(Q'_0/Q_0)^{0,2}} + \frac{\Delta \tau_0 - 0,5 \cdot \Theta_0}{(G'_0/G_0)}} = \frac{140 + 25}{18 + 25 + \frac{64,5}{0,938^{0,2}} + \frac{80 - 0,5 \cdot 25}{1}} = 0,938.$$

Оскільки отримане значення збігається з попередньо прийнятим, подальшого уточнення не використовуємо.

Температура в приміщеннях, °C

$$t_{в.} = t_3 + (t_{в.р.} - t_{3,0}) \frac{Q'_0}{Q_0} = -25 + (18 + 25) \cdot 0,938 = 15,33.$$

Температура води в зворотному трубопроводі, °C

$$\tau_2 = \tau_1 - \Delta \tau_0 \cdot \frac{Q'_0/Q_0}{G'_0/G_0} = 140 - 80 \cdot \frac{0,938}{1} = 64,9.$$

Температура води в подавальному трубопроводі системи опалення, °C

$$t_1 = \tau_2 + \Theta_0 \cdot \frac{Q'_0/Q_0}{G'_0/G_0} = 64,9 + 25 \cdot \frac{0,938}{1} = 88,4.$$

Таким чином, при розрахунковій температурі зовнішнього повітря зниження температури води в подавальному трубопроводі мережі на 10°C приводить до зниження температури: в подавальному трубопроводі системи опалення на 6,6°C; в зворотному трубопроводі – на 5,1°C; в приміщенні – на 2,6°C.

б) аналогічно попередньому розрахунку задаємо в першому набли-

женні відносне теплове навантаження рівним 0,91

$$\frac{Q'_o}{Q_o} = \frac{\tau_1 - t_3}{t_{в,р} - t_{3,0} + \frac{\Delta t_0}{(Q'_o/Q_o)^{0,2}} + \frac{\Delta \tau_0 - 0,5 \cdot \Theta_0}{(G'_o/G_o)}} = \frac{150 + 25}{18 + 25 + \frac{64,5}{0,906^{0,2}} + \frac{80 - 0,5 \cdot 25}{0,8}} = 0,906.$$

Отримане значення близьке до попереднього прийнятого, тому уточнення не проводимо.

Температура в приміщеннях, °C

$$t_v = t_3 + (t_{в,р} - t_{3,0}) \cdot \frac{Q'_o}{Q_o} = -25 + (18 + 25) \cdot 0,906 = 14.$$

Температура води в зворотному трубопроводі, °C

$$\tau_2 = \tau_1 - \Delta \tau_0 \cdot \frac{Q'_o/Q_o}{G'_o/G_o} = 150 - 80 \cdot \frac{0,906}{0,8} = 59,4.$$

Температура води в подавальному трубопроводі системи опалення, °C

$$t_1 = \tau_2 + \Theta_0 \cdot \frac{Q'_o/Q_o}{G'_o/G_o} = 59,4 + 25 \cdot \frac{0,906}{0,8} = 87,7.$$

Таким чином, при розрахунковій температурі зовнішнього повітря зниження витрати води в мережі на 20% приводить до зниження температури: в подавальному трубопроводі системи опалення на 7,3°C; в зворотному трубопроводі – на 10,6°C; в приміщенні – на 4°C.

Приклад 3.4. При розрахунковій температурі навколишнього повітря для проектування вентиляції $t_{3,в} = -20^\circ\text{C}$ температура води в подавальному трубопроводі $\tau_{10} = 130^\circ\text{C}$, а після калориферів $\tau_{20} = 70^\circ\text{C}$. Температура внутрішнього повітря приміщень $t_{в,р} = 18^\circ\text{C}$. Регулювання якісне за вентиляційним навантаженням.

Визначити температури води в подавальному і зворотному трубопроводах при температурах навколишнього повітря $t_3 = +10^\circ\text{C}$ і $t_{3,0} = -32^\circ\text{C}$. Визначити також кратність обміну повітря при $t_{3,0} = -32^\circ\text{C}$ в частках від нормальної.

В межах постійної витрати теплоти вентиляція працює з рециркуляцією при постійній витраті повітря через калорифери і постійній температурі повітря перед калориферами.

Розв'язання

В розрахунках теплових мереж для постачання систем вентиляції за-

мість величини $t_{3,0}$ використовується розрахункова температура для систем вентиляції $t_{3,в}$, яка вища $t_{3,0}$ (наприклад, для кліматичних умов Вінниці $t_{3,0} = -21^\circ\text{C}$, а $t_{3,в} = -10^\circ\text{C}$). Центральне якісне регулювання використовується тільки до температури зовнішнього повітря $t_3 = t_{3,в}$. Для нижчих температур повітря використовується метод зменшення подавання свіжого повітря в приміщення, таким чином, щоб потужність системи вентиляції залишалася сталою.

Відносна витрата теплоти на вентиляцію при $t_3 = +10^\circ\text{C}$

$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{t_{в,р} - t_3}{t_{в,р} - t_{3,в}} = \frac{18 - 10}{18 + 20} = 0,21.$$

Температури води τ_1 і τ_2 при $t_3 = +10^\circ\text{C}$ складає, $^\circ\text{C}$

$$\tau_1 = t_3 + (\tau_{10} - t_{3,в}) \frac{Q'_0}{Q_0} = 10 + (130 + 20) \cdot 0,21 = 41,6,$$

$$\tau_2 = t_3 + (\tau_{20} - t_{3,в}) \frac{Q'_0}{Q_0} = 10 + (70 + 20) \cdot 0,21 = 28,9.$$

Оскільки потужність системи вентиляції для температур зовнішнього повітря нижчих $t_{3,в}$ не змінюється, можна записати

$$m_{3,0} \cdot V_v \cdot (t_{в,р} - t_{3,0}) = Q_v = m_{3,в} \cdot V_v \cdot (t_{в,р} - t_{3,в}),$$

де V_v – об'єм приміщень, що вентилюються, м^3 ;

m – кратність обміну повітря в приміщеннях, $1/\text{год}$.

Звідси можна визначити величину зменшення подавання свіжого повітря

$$\frac{m_{3,0}}{m_{3,в}} = \frac{(t_{в,р} - t_{3,в})}{(t_{в,р} - t_{3,0})} = \frac{18 + 20}{18 + 32} = 0,76.$$

Завдання для самостійної роботи

Приклад 3.5. Теплова мережа працює за графіком якісного регулювання для повітряного опалення. При розрахунковій температурі навколишнього повітря $t_{3,0} = -30^\circ\text{C}$, температури води в подавальному і зворотному трубопроводах складають $\tau_{10} = 130^\circ\text{C}$ і $\tau_{20} = 70^\circ\text{C}$. Визначити температуру води при t_3 , якщо температура внутрішнього повітря підтримується $t_{в,р} = 16^\circ\text{C}$.

Розв'язати задачу для випадку підключення до теплової мережі тільки водяних систем опалення при умові, що коефіцієнт змішування елеваторів на вводах u .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_3, ^\circ\text{C}$	-25	-20	-15	-10	-5	-2	0	1	3	5
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
u	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2

Приклад 3.6. Побудувати графік температур води τ_1, τ_2, t_1 при центральному якісному регулюванні. При розрахунковій температурі $t_{3,0}$, температури води в подавальному і зворотному трубопроводах складають $\tau_{10} = 130^\circ\text{C}$ і $\tau_{20} = 70^\circ\text{C}$, $t_1 = 95^\circ\text{C}$. Внутрішню температуру в приміщеннях прийняти t_b . Визначити температури для точки злому температурного графіка.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{3,0}, ^\circ\text{C}$	-25	-23	-21	-20	-19	-17	-16	-15	-13	-11
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_b, ^\circ\text{C}$	24	22	20	19	18	17	16	15	14	12

Приклад 3.7. Визначити відносну витрату мережної води на опалення, а також температури в подавальному та зворотному трубопроводах мережі і подавальному трубопроводі системи опалення для температури зовнішнього повітря $t_3 = +5^\circ\text{C}$, якщо параметри точки злому температурного графіка $t_{3л} = -4,7^\circ\text{C}$, $\tau_{10} = 70^\circ\text{C}$, $\tau_{20} = 46,4^\circ\text{C}$, коефіцієнт змішування елеватора 2,2. Внутрішня температура приміщень t_b .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_3, ^\circ\text{C}$	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_b, ^\circ\text{C}$	24	22	20	19	18	17	16	15	14	12

Приклад 3.8. Визначити температуру води після вентиляційних калориферів при температурі зовнішнього повітря $t_{3,1}$ і використанні якісного регулювання. При розрахунковій температурі навколишнього повітря для вентиляції $t_{3,в} = -15^{\circ}\text{C}$; температура води в подавальному та зворотному трубопроводах 110°C і 70°C .

Визначити кратність повітрообміну в приміщеннях при температурі навколишнього повітря $t_{3,2}$.

При температурах навколишнього повітря нижче $t_{3,в}$ постійна витрата теплоти на вентиляцію підтримується шляхом зміни витрати повітря в калориферах. Температуру внутрішнього повітря прийняти 18°C .

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{3,1}, ^{\circ}\text{C}$	-10	-9	-8	-7	-6	-4	-2	0	2	4
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_{3,2}, ^{\circ}\text{C}$	-30	-28	-26	-24	-22	-20	-19	-18	-17	-16

4 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

4.1 Задачі гідравлічного розрахунку

В задачі гідравлічного розрахунку (Hydraulic calculation) входять:

- визначення діаметра трубопроводів (Diameter of pipeline);
- визначення втрат тиску (напору) (Losses of pressure);
- визначення тиску (напору) в різних точках мережі;
- ув'язка всіх точок мережі при статичному і динамічному режимах з метою забезпечення допустимого тиску і необхідних напорів в мережі і абонентних системах.

За результатами гідравлічного розрахунку можна вирішити такі задачі.

1. Визначення капітальних витрат (Capital charges), витрати металу (труб) і основного об'єму робіт по прокладанню теплової мережі.
2. Визначення характеристик циркуляційних і підживлювальних насосів.
3. Визначення умов роботи теплової мережі і вибору схем приєднання абонентів.
4. Вибір автоматики для теплової мережі і абонентів.
5. Розробка режимів експлуатації.

4.2 Схеми і конфігурації теплових мереж

Схема теплової мережі визначається розміщенням джерел теплоти відносно району споживання, характером теплового навантаження і видом теплоносія.

Питома протяжність парових мереж на одиницю розрахункового теплового навантаження невелика, оскільки споживачі пари – як правило, промислові споживачі – знаходяться на невеликій відстані від джерела теплоти.

Складнішою задачею є вибір схеми водяних теплових мереж унаслідок великої протяжності, великої кількості абонентів. Водяні теплові мережі менш довговічні, ніж парові, внаслідок більшої корозії, більш чутливі до аварій через велику густину води.

Водяні мережі розділяють на магістральні (Main networks) і розподільні (Distributive networks). По магістральних мережах теплоносії подається від джерел теплоти в райони споживання. По розподільних мережах вода подається на головний тепловий пункт (ГТП), магістральний тепловий пункт (МТП) і до абонентів. Безпосередньо до магістральних мереж абоненти приєднуються дуже рідко. У вузлах приєднання розподільних мереж до магістральних встановлюються секційні камери (Sectional chambers) із засувками (Slide valve) (див. рис. 4.1) [8].

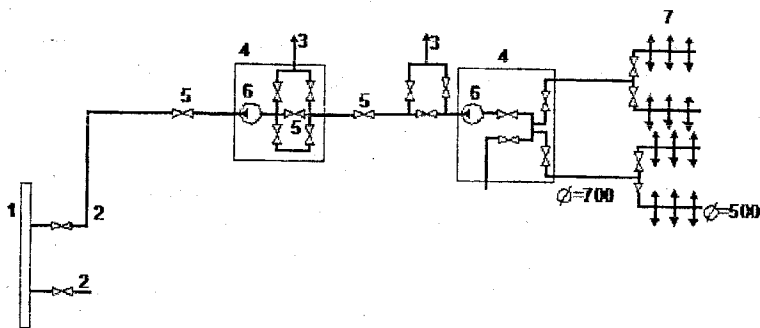


Рисунок 4.1 – Однолінійна комунікаційна мережа двотрубною тепловою мережею. 1 – колектор ТЕЦ; 2 – магістральна мережа $\varnothing 1200$ мм; 3 – розподільна мережа $\varnothing 1000$ мм; 4 – секційна камера; 5 – секційна засувка; 6 – насос; 7 – споживач

Секційні засувки на магістральних мережах звичайно встановлюються через 2-3 км. Завдяки установленню секційних засувок зменшуються втрати води при аваріях теплових мереж. Розподільні і магістральні тепломережі з діаметром менше 700 мм виконують зазвичай тупиковими. У разі аварій для більшої частини території країни допустима перерва в теплопо-

стачанні будівель складає до 24 годин.

Якщо ж перерва в теплопостачанні неприпустима, необхідно передбачати дублювання або закріплювання теплових мереж.

Основні схеми теплових мереж наведені на рис. 4.2.

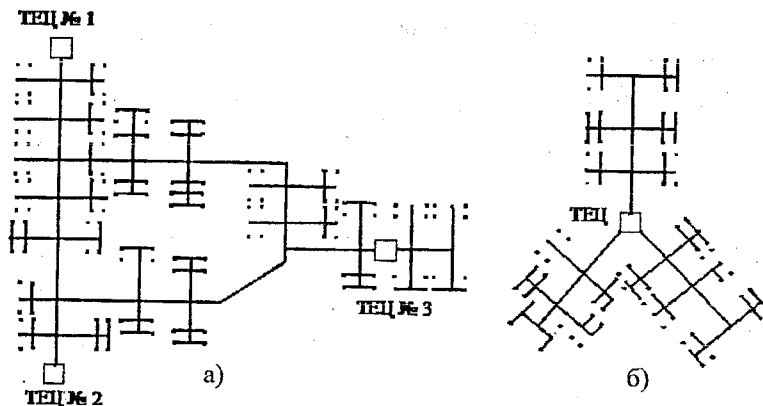


Рисунок 4.2 – Теплові мережі: а) – кільцева теплова мережа (Ring networks) від трьох ТЕЦ; б) – радіальна теплова мережа

При теплопостачанні великих міст від декількох ТЕЦ доцільно передбачити взаємне блокування ТЕЦ шляхом з'єднання їх магістралей блокувальними зв'язками. В цьому випадку виходить кільцева теплова мережа з декількома джерелами живлення (див. рис. 4.2, а). Подібна схема має більш високу надійність, забезпечує передачу резервних потоків води при аварії на будь-якій ділянці мережі. При діаметрах магістралей, що відходять від джерела теплоти 700 мм і менше, зазвичай застосовують радіальну схему теплової мережі (див. рис. 4.2, б) з поступовим зменшенням діаметра труби із віддаленням від джерела і зниженням присланого навантаження. Така мережа найдешевша, але при аварії теплопостачання абонентів припиняється.

4.3 Основні розрахункові залежності

Одновимірний сталий рух рідини описується рівнянням Бернуллі

$$Z_1 g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = Z_2 g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho}, \quad (4.1)$$

де Z_1, Z_2 – геометрична висота осі труби в перерізах 1 і 2, м;
 w_1, w_2 – швидкості (Speed) руху рідини в перерізах 1 і 2, м/с;

p_1, p_2 – тиск рідини на осі труби в перерізах 1 і 2, Па;

Δp – втрати тиску на відрізьку 1-2, Па;

ρ – густина теплоносія, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння.

Рівняння Бернуллі можна записати щодо напорів, розділивши обидві частини на g .

Швидкість рідини в трубопроводах невелика, тому кінетичною енергією потоку можна знехтувати. Вираз $H = p/(\rho \cdot g)$ називається п'єзометричним напором, а сума висоти Z і п'єзометричного напору називають повним напором, м

$$H_0 = Z + p/(\rho \cdot g) = Z + H. \quad (4.2)$$

Втрати тиску в трубі довжиною ℓ і діаметром d є сумою лінійних втрат тиску і втрат тиску на місцевих гідравлічних опорах, Па

$$\Delta p = \Delta p_{\text{л}} + \Delta p_{\text{м}} = \left(\lambda \frac{\ell}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho \cdot w^2}{2} = R_{\text{л}} \cdot \ell + R_{\text{л}} \cdot \ell_{\text{екв}} = R_{\text{л}} \cdot (1 + \alpha), \quad (4.3)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного опору, який залежить від режиму руху рідини і еквівалентної шорсткуватості (Equivalent roughness) стінок труби k_e ;

$\sum \xi$ – значення коефіцієнта місцевого гідравлічного опору, яке наводиться в довідниках та додатку Г;

$\ell_{\text{екв}} = \sum \xi \cdot d / \lambda$ – еквівалентна довжина місцевих опорів, м;

$R_{\text{л}}$ – питомі втрати тиску на одиниці довжини труби, Па/м;

$\alpha = \Delta p_{\text{м}} / \Delta p_{\text{л}}$ – частка місцевих втрат тиску.

В розрахунках можна приймати такі значення еквівалентної шорсткуватості стінок труби: для паропроводів $k_e = 0,2$ мм; у водяних мережах $k_e = 0,5$ мм; в конденсатопроводах і системах гарячого водопостачання $k_e = 1$ мм.

При ламінарній течії рідини в трубі (число Рейнольдса $Re < 2300$)

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (4.4)$$

Граничне число Рейнольдса та гранична швидкість

$$Re_{\text{м}} = 568 \frac{d}{k_e}, \quad w_{\text{м}} = 568 \frac{v}{k_e}, \quad (4.5)$$

де v – коефіцієнт кінематичної в'язкості теплоносія, м²/с.

В перехідній області $2300 < Re < Re_m$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (4.6)$$

При $Re > Re_m$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{k_e}{d} \right)^{0,25} \quad (4.7)$$

Зазвичай в теплових мережах $Re > Re_m$ та $w > w_m$. Для таких умов виведені залежності [4]:

$$R_{\lambda} = \frac{\Delta P_{\lambda}}{\ell} = \frac{0,0894 \cdot k_e^{0,25} \cdot G^2}{\rho \cdot d^{5,25}} \text{ [Па/м];} \quad (4.8)$$

$$d = \frac{0,63 \cdot k_e^{0,0475} \cdot G^{0,38}}{(\rho \cdot R_{\lambda})^{0,19}} \text{ [м];} \quad (4.9)$$

$$G = \frac{3,35}{k_e^{0,125}} \cdot (R_{\lambda} \cdot \rho)^{0,5} \cdot d^{2,625} \text{ [кг/с];} \quad (4.10)$$

$$\ell_{\text{екв}} = \frac{9,1}{k_e^{0,25}} \cdot \Sigma \xi \cdot d^{1,25} \text{ [м];} \quad (4.11)$$

$$\alpha = 1,15 \cdot \frac{5,1}{k_e^{0,19}} \cdot \frac{\Sigma \xi}{\ell} \cdot \frac{G^{0,5}}{(\Delta P \cdot \rho / \ell)^{0,25}} \quad (4.12)$$

Втрати тиску на місцевих опорах визначаються за формулою

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 0,812 \cdot \xi \cdot \frac{G^2}{\rho \cdot d^4} \quad (4.13)$$

4.4 Порядок гідравлічного розрахунку

Зазвичай при гідравлічному розрахунку задаються витратою теплоносія і сумарними втратами тиску на ділянці. Необхідно знайти діаметр трубопроводу. Розрахунок складається з двох етапів – попереднього і перевірного.

Попередній розрахунок

1. Задаються часткою місцевих втрат тиску $\alpha = 0,2 \dots 0,6$.

2. Оцінюють питомі втрати тиску $R_{\lambda} = \frac{\Delta p}{2 \cdot \ell \cdot (1 + \alpha)}$. Якщо втрати тиску

на ділянці невідомі, то задаються величиною $R_{\lambda} < 80 \text{ Па/м}$.

3. За (4.9) розраховують діаметр трубопроводу з умови роботи в турбулентному режимі. Для водяних теплових мереж середню густину приймають $\rho = 975 \text{ кг/м}^3$.

За знайденим значенням діаметра вибирають за ГОСТ трубу з найближчим внутрішнім діаметром. При виборі труби вказують або умовний діаметр d_y , або зовнішній та внутрішній діаметр труби.

Перевірний розрахунок

Для кінцевих ділянок слід перевірити режим руху. Якщо виявиться, що режим руху перехідний, то, якщо є можливість, потрібно зменшити діаметр труби. Якщо це неможливо, то потрібно вести розрахунок за формулами перехідного режиму.

1. Уточнюються значення R_d .

2. Уточнюються типи місцевих опорів і їх еквівалентні довжини. Засувки встановлюються на виході і вході з колектора, в місцях приєднання розподільних мереж до магістральних, відгалужень до споживача і у споживачів. Якщо довжина відгалуження менша 25 м, то допускається встановлювати засувку тільки у споживача. Секційні засувки встановлюються через 1...3 км. Окрім засувки можливі і інші місцеві опори – повороти, зміни діаметра, трійники, злиття і розгалуження потоку і т.д.

Для визначення кількості температурних компенсаторів довгі ділянки діляться на допустиму відстань між нерухомими опорами. Результат округляється до найближчого цілого числа. Якщо на ділянці є повороти, то вони можуть бути використані для самокомпенсації температурних подовжень. При цьому кількість компенсаторів зменшується на число поворотів.

3. Визначаються втрати тиску на ділянці. Для закритих систем $\Delta p = 2 \cdot R_d \cdot (\ell + \ell_{\text{екв}})$. Для відкритих систем попередній розрахунок ведеться за еквівалентною витратою

$$G_{\text{екв}} = \sqrt{G_{\text{о,в}}^2 + (G_{\text{гвл}}^{\text{пр}})^2} - 0,5 \cdot G_{\text{о,в}} \cdot G_{\text{гвл}}^{\text{пр}}. \quad (4.14)$$

При перевірному розрахунку питомі лінійні втрати тиску розраховуються окремо для прямого і зворотного трубопроводів для дійсних витрат.

Після закінчення гідравлічного розрахунку будується п'єзометричний графік (The piezometer graph).

На п'єзометричному графіку в масштабі нанесений рельєф місцевості, висота приєднаних будівель, напір в мережі. За цим графіком легко визначити напір в будь-якій точці мережі і в абонентних системах.

4.5 Особливості гідравлічного розрахунку паропроводів

Діаметр паропроводу розраховують, виходячи або з допустимих втрат тиску, або з допустимої швидкості пари. Заздалегідь задається густина пари на розрахунковій ділянці.

Можна використати два методи розрахунку.

1. Розрахунок за допустимими втратами тиску. Оцінюють $R_{\text{л}}$, за формулою (4.9) визначають діаметр трубопроводу.
2. Задаються швидкістю пари в трубі, із рівняння для витрати пари, через поперечний переріз труби, знаходять її діаметр.

За ГОСТом підбирається труба з найближчим більшим внутрішнім діаметром (див. додаток Г). Уточнюються питомі лінійні втрати і види місцевих опорів, розраховуються еквівалентні довжини. Визначається тиск на кінці трубопроводу. Розраховуються втрати теплоти на розрахунковій ділянці за нормованими втратами теплоти $Q_{\text{втр}} = q_l \cdot l$, де q_l – втрати теплоти на одиницю довжини при заданій різниці температур пари і навколишнього середовища з урахуванням втрат теплоти на опорах, засувках і т.п. Якщо q_l визначене без урахування втрат теплоти на опорах, засувках і т.п., то втрати теплоти

$$Q_{\text{втр}} = q_l \cdot (t_{\text{ср}} - t_0) \cdot (1 + b), \quad (4.15)$$

де $t_{\text{ср}}$ – середня температура пари на ділянці, °С;

t_0 – температура навколишнього середовища, що залежить від способу прокладання: при надземному прокладанні $t_0 = t_{\text{з.о}}$; при підземному безканальному – $t_0 = t_{\text{гр}}$ (температура ґрунту на глибині укладання); при прокладанні в прохідних і напівпрохідних каналах $t_0 = 40 \dots 50$ °С. При прокладанні в непрохідних каналах $t_0 = 5$ °С. За знайденими втратами теплоти визначається зміна ентальпії пари на ділянці і значення ентальпії пари в кінці ділянки, кДж/кг

$$\Delta h_{\text{діл}} = Q_{\text{втр}} / D, \quad h_{\text{к}} = h_{\text{поч}} - \Delta h_{\text{діл}}. \quad (4.16)$$

За знайденими значеннями тиску і ентальпії пари на початку і кінці

ділянки визначається нове значення середньої густини пари $\rho_{\text{ср}} = (\rho_{\text{поч}} + \rho_{\text{к}}) / 2$. Якщо нове значення густини відрізняється від раніше заданого більше ніж на 3 %, то перевірний розрахунок повторюють з уточненням одночасно і $R_{\text{л}}$.

4.6 Особливості розрахунку конденсатопроводів

При розрахунку конденсатопроводу необхідно враховувати можливе пароутворення при пониженні тиску нижче тиску насичення (вторинна пара), конденсацію пари за рахунок теплових втрат і пролітну пару після конденсатівідвідників. Кількість пролітної пари визначається за характеристиками конденсатівідвідника. Кількість пари, що сконденсувалася, визначається за втратами теплоти. Кількість вторинної пари визначається за середніми параметрами на розрахунковій ділянці.

Якщо конденсат близький до стану насичення, то розрахунок потрібно вести як для паропроводу. При транспортуванні переохолодженого конденсату (Supercooled condensate) розрахунок виконується так само, як і для водяних мереж.

4.7 Характеристики теплових мереж

В залежності від прийнятої схеми приєднання до тепломереж систем гарячого водопостачання розрізняють закриті і відкриті системи теплопостачання.

Закрита система

В закритих системах відпуск теплоти з мережі в систему гарячого водопостачання здійснюється за рахунок підігріву холодної водопровідної води в спеціальних водонагрівниках. Широко розповсюджені кільцеві і тупикові схеми підключення абонентів теплопостачання.

Кільцева схема

Кільцеву мережу можна розглядати як мережу з двома джерелами живлення з рівними напорами мережних насосів. Положення точки вододілу в подавальній і зворотній магістралях збігається, якщо опори подавальної і зворотньої ліній однакові і немає підживлювальних насосів. В іншому випадку положення точки вододілу в подавальній і зворотній лініях потрібно визначати окремо. Установлення підживлювального насоса приводить до зсуву точки вододілу тільки в тій лінії, на якій він встановлений.

Відкрита система

Дана схема використовується вкрай рідко. Основна особливість гідравлічного режиму відкритих систем теплопостачання полягає в тому, що за наявності водорозбору витрата води в зворотній лінії менша ніж в подавальній. Практично ця різниця рівна водорозбору. При однакових діаметрах подавальної і зворотньої ліній і відсутності водорозбору графіки напору в прямій і зворотній лініях симетричні.

Контрольні питання

1. Поясніть методи гідравлічного розрахунку тепломереж.
2. Поясніть порядок гідравлічного розрахунку тупикової розгалуженої теплової мережі.
3. Методи гідравлічного розрахунку тепломереж.
4. Визначення втрат в місцевих опорах.
5. Гідравлічний розрахунок парових мереж низького та високого тиску.
6. Гідравлічні розрахунки конденсатопроводів.

Приклади задач з розв'язаннями

Приклад 4.1. По трубопроводу з внутрішнім діаметром 514 мм і довжиною 1000 м подається вода в кількості 1260 м³/год з температурою 70°C і надлишковим тиском в початковій точці $p_1 = 0,8$ МПа. Відмітка осі трубопроводу в його кінцевій точці на 8 м вища за відмітку початкової точки. Сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma \xi = 10$.

Визначити повний напір (сума геометричного, п'єзометричного і динамічного напорів), а також тиск в кінцевій точці. В розрахунках еквівалентну шорсткуватість прийняти $k_e = 0,5$ мм.

Розв'язання

За таблицями теплофізичних властивостей для води з температурою 70°C визначаємо, що коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 0,415 \cdot 10^{-6}$ м²/с, а густина $\rho = 977,8$ кг/м³.

Масова витрата води, кг/с

$$G = V \cdot \rho = 1260/3600 \cdot 977,8 = 342,2.$$

Швидкість води в трубопроводі, м/с

$$w = \frac{4 \cdot V/3600}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1260/3600}{3,14 \cdot 0,514^2} = 1,69.$$

Гранична швидкість, м/с

$$w_m = 568 \frac{v}{k_e} = 568 \frac{0,415 \cdot 10^{-6}}{0,0005} = 0,471.$$

Оскільки $w > w_m$, то еквівалентна довжина місцевих опорів

$$\ell_{\text{екв}} = \frac{9,1}{k_e^{0,25}} \cdot \sum \xi \cdot d^{1,25} = \frac{9,1}{0,0005^{0,25}} \cdot 10 \cdot 0,514^{1,25} = 265.$$

Повна довжина трубопроводу, м

$$\ell_{\Pi} = \ell + \ell_{\text{екв}} = 1000 + 265 = 1265.$$

Лінійні втрати тиску по довжині трубопроводу, Па/м

$$R_{\Pi} = \frac{0,0894 \cdot k_e^{0,25} \cdot G^2}{\rho \cdot d^{5,25}} = \frac{0,0894 \cdot 0,0005^{0,25} \cdot 342,2^2}{977,8 \cdot 0,514^{5,25}} = 52,7.$$

Втрати тиску і втрати напору

$$\Delta P = R_{\Pi} \cdot \ell_{\Pi} = 52,7 \cdot 1265 = 66666 \text{ [Па]},$$

$$\Delta H = \frac{R_{\Pi} \cdot \ell_{\Pi}}{\rho \cdot g} = \frac{52,7 \cdot 1265}{977,8 \cdot 9,81} = 6,95 \text{ [м]}.$$

Відмітку початкової точки трубопроводу приймаємо рівною нулю ($z_1 = 0$). Тоді повний напір на початку і в кінці трубопроводу, м

$$H_1 = \frac{p_1}{(\rho \cdot g)} + z_1 + \frac{w_1^2}{(2 \cdot g)} = \frac{800000}{9570} + 0 + \frac{1,69^2}{2 \cdot 9,81} = 83,74;$$

$$H_2 = H_1 - \Delta H = 83,74 - 6,95 = 76,79.$$

Запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів приймаючи, що $\rho_1 = \rho_2 = \rho$

$$p_1 / (\rho \cdot g) + z_1 + w_1^2 / (2 \cdot g) = p_2 / (\rho \cdot g) + z_2 + w_2^2 / (2 \cdot g) + \Delta H$$

Звідки, враховуючи, що $w_1 = w_2$, визначасмо тиск в кінці трубопроводу, Па

$$p_2 = p_1 - \Delta P = \rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1) = 0,8 \cdot 10^6 - 6,95 \cdot 977,8 \cdot 9,81 - 977,8 \cdot 9,81 \cdot (8 - 0) = 0,657.$$

Гідрометричні напори на початку і в кінці трубопроводу, м

$$p_1 / (\rho \cdot g) = 0,8 \cdot 10^6 / (977,8 \cdot 9,81) = 83,4;$$

$$p_2 / (\rho \cdot g) = 0,657 \cdot 10^6 / (977,8 \cdot 9,81) = 68,5.$$

Динамічні напори на початку і в кінці трубопроводу, м

$$w_1^2 / 2g = w_2^2 / 2g = 1,69^2 / (2 \cdot 9,81) = 0,146.$$

Як видно з наведеного прикладу, швидкісний напір відіграє незначну роль і під час розрахунків ним зазвичай нехтують.

Приклад 4.2. Визначити пропускну спроможність теплопроводу діаметром 150 мм і довжиною 1000 м, по якому вода з температурою 90°C подається в бак з атмосферним тиском, що знаходиться на відмітці 18 м. Насос, що встановлений на відмітці 0 м, створює напір 30 м в. ст. Трубопровід має такі місцеві опори: засувки 4 шт., зворотних затворів поворотних 1 шт., лічильників 1 шт., гнутих колін 6 шт. з радіусом згинання $r = 3 \cdot d$, П-подібних компенсаторів 12 шт. з $r = 3 \cdot d$. В розрахунках еквівалентну шорсткуватість труби прийняти $k_e = 1$ мм.

Розв'язання

За таблицями теплофізичних властивостей для води з температурою 90°C визначаємо, що коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 0,326 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а густина $\rho = 965,3 \text{ кг/м}^3$. Місцеві опори вибираємо за додатком Г.

В першому наближенні приймаємо що $w > w_m$.

Еквівалентна довжина місцевих опорів, м

$$\ell_{\text{екв}} = \frac{9,1}{k_e^{0,25}} \cdot \sum \xi \cdot d^{1,25} = \frac{9,1}{0,001^{0,25}} \cdot (4 \cdot 0,5 + 1 \cdot 2,95 + 1 \cdot 3 + 6 \cdot 0,4 + 12 \cdot 1,9) \cdot 0,15^{1,25} = 158.$$

Приведена довжина трубопроводу, м

$$\ell_{\text{п}} = \ell + \ell_{\text{екв}} = 1000 + 158 = 1158.$$

Привіряємо повні напори в двох перерізах: на виході з насоса та на вході в бак і враховуючи, що $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, $w_1 = w_2$ і $H_2 = 0$ отримаємо втрати напору в трубопроводі, м

$$\Delta H = H_1 - (z_2 - z_1) = 30 - (18 - 0) = 12.$$

Питомі лінійні втрати тиску, Па/м

$$R_{\text{л}} = \frac{\Delta H \cdot \rho \cdot g}{\ell_{\text{п}}} = \frac{12 \cdot 965,3 \cdot 9,81}{1158} = 98.$$

Тоді пропускна спроможність трубопроводу, кг/с

$$G = \frac{3,35}{k_e^{0,125}} \cdot (R_{\text{л}} \cdot \rho)^{0,5} \cdot d^{2,625} = \frac{3,35}{0,001^{0,125}} \cdot (98 \cdot 965,3)^{0,5} \cdot 0,15^{2,625} = 16,8.$$

Дійсна та гранична швидкості води, м/с

$$w = \frac{G \cdot 4}{\rho \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{16,8 \cdot 4}{965,3 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2} = 0,985,$$

$$w_m = 568 \frac{v}{k_e} = 568 \frac{0,326 \cdot 10^{-6}}{0,001} = 0,185.$$

Таким чином, прийнятий в першому наближенні метод розрахунку правильний.

Приклад 4.3. Провести конструктивний розрахунок тупикової розгалуженої двотрубною теплової мережі, визначити дійсні втрати напору на ділянках та побудувати п'єзометричний графік.

Довжини ділянок мережі і потужності споживачів наведені на рис. 4.3. Температурний графік мережі 100/60 °С. Крім засувок, вказаних на схемі, на кожних 100 м трубопроводів мережі в середньому встановлено по одному сальниковому компенсатору і по зварному тришовному коліну. Втрати напору в мережних підігрівниках і комунікаціях котельні 12 м в.ст., а втрати напору в елеваторах на абонентських введеннях 15 м в.ст.

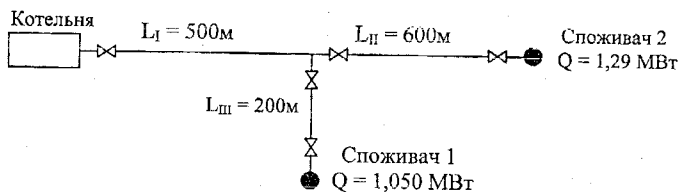


Рисунок 4.3 – Схема до прикладу 4.3

Питомі лінійні втрати тиску по довжині головної магістралі для попереднього розрахунку прийняти $R_{\text{л}} = 80$ Па/м. Напір в зворотному трубопроводі перед насосами котельні 20 м в. ст., висота будівель споживачів 20 м. Середній для мережі коефіцієнт місцевих втрат напору в попередніх розрахунках прийняти за формулою $\alpha = 0,019 \cdot G^{0,5}$. Коефіцієнт еквівалентної шорсткуватості прийняти 0,5 мм.

Розв'язання

Розрахунок розгалуженої мережі проводять таким чином.

Спочатку розраховують головну магістраль, задаючись оптимальними лінійними втратами тиску. Потім, використовуючи втрати тиску на ділянках магістралі визначаються діаметри відгалужень.

За головну магістраль приймають трубопровід або до найбільш віддаленого споживача, або до споживача із найбільшими втратами тиску.

Оскільки втрати тиску споживачів однакові, то головною магістраллю буде магістраль "котельня – споживач 2".

За таблицями теплофізичних властивостей для води з середньою температурою 80°C визначаємо, що коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 0,365 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, густина $\rho = 971,8 \text{ кг/м}^3$, теплоємність $c_v = 4,195 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$.

Приймаємо, що $w > w_m$.

Витрати мережної води, що надходять до споживачів, кг/с

$$G_1 = \frac{Q_1}{c_v \cdot (t_n - t_{зв})} = \frac{1050}{4,195 \cdot (100 - 60)} = 6,26,$$

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_v \cdot (t_n - t_{зв})} = \frac{1290}{4,195 \cdot (100 - 60)} = 7,69.$$

Сумарна витрата води на котельні, кг/с

$$G_I = G_1 + G_2 = 6,26 + 7,69 = 13,95.$$

Попередній діаметр труби для ділянки I, м

$$d_I = \frac{0,63 \cdot k_e^{0,0475} \cdot G_I^{0,38}}{(\rho \cdot R_{лI})^{0,19}} = \frac{0,63 \cdot 0,0005^{0,0475} \cdot 13,95^{0,38}}{(971,8 \cdot 80)^{0,19}} = 0,141.$$

Вибираємо стандартний трубопровід $\varnothing 159/150 \text{ мм}$.

Дійсні питомі втрати тиску на ділянці I, Па/м

$$R_{лI} = \frac{0,0894 \cdot k_e^{0,25} \cdot G_I^2}{\rho \cdot d_I^{5,25}} = \frac{0,0894 \cdot 0,0005^{0,25} \cdot 13,95^2}{971,8 \cdot 0,15^{5,25}} = 56,6.$$

Еквівалентна довжина місцевих опорів, м

$$\ell_{\text{еквI}} = \frac{9,1}{k_e^{0,25}} \cdot \sum \xi_i \cdot d_I^{1,25} = \frac{9,1}{0,0005^{0,25}} \cdot (1 \cdot 0,5 + 5 \cdot 0,3 + 5 \cdot 0,6) \cdot 0,15^{1,25} = 28,4.$$

Приведена довжина ділянки I, м

$$L_{\text{пI}} = L_I + L_{\text{еквI}} = 500 + 28,4 = 528,4$$

Дійсні втрати тиску на ділянці I (в одному напрямку), Па

$$\Delta p_I = R_{\text{лI}} \cdot \ell_{\text{пI}} = 56,6 \cdot 528,4 = 29907,$$

або
$$\Delta H_I = \frac{\Delta p_I}{\rho \cdot g} = \frac{29907}{971,8 \cdot 9,81} = 3,14 \text{ м в.ст.}$$

Аналогічно розраховуємо ділянку II головної магістралі і результати зводимо в табл. 4.1, де також приведена сумарна втрата напору від станції до кінця ділянок.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку розгалуженої теплової мережі

Ділянка	G, кг/с	L, м	Попередній розрахунок			Кінцевий розрахунок						
			ΔH , м	R, Па/м	d, мм	d, м	R, Па/м	$l_{\text{екв}}$, м	l_n , м	ΔP , кПа	ΔH , м	$\Sigma \Delta H$, м
Головна магістраль												
I	13,95	500	---	80	141	150	56,6	28,4	528,4	29,9	3,14	3,14
II	7,69	600	---	80	112	125	17,2	36,3	636,3	10,95	1,15	4,29
Відгалуження												
III	6,26	200	1,15	52,35	125	125	51,55	12,7	212,7	10,96	1,15	

Втрати напору на ділянці III визначаємо з умови рівності втрат напору від котельні до будь-якої кінцевої точки теплової мережі, м

$$\Delta H_{\text{III}} = \Sigma \Delta H - \Delta H_I = 4,29 - 3,14 = 1,15.$$

Середній коефіцієнт місцевих втрат напору на III ділянці

$$\alpha_I = 0,019 \cdot \sqrt{G_{\text{III}}} = 0,019 \cdot \sqrt{6,26} = 0,047.$$

Питомі лінійні втрати тиску для ділянки III, Па/м

$$R_{\text{лIII}} = \frac{\Delta H_{\text{III}} \cdot \rho \cdot g}{\ell \cdot (1 + \alpha_{\text{III}})} = \frac{1,15 \cdot 971,8 \cdot 9,81}{200 \cdot (1 + 0,047)} = 52,35.$$

Попередній діаметр труби для ділянки III, м

$$d_{\text{III}} = \frac{0,63 \cdot k_e^{0,0475} \cdot G_{\text{III}}^{0,38}}{(\rho \cdot R_{\text{лIII}})^{0,19}} = \frac{0,63 \cdot 0,0005^{0,0475} \cdot 6,26^{0,38}}{(971,8 \cdot 52,35)^{0,19}} = 0,112.$$

Вибираємо стандартний трубопровід $\varnothing 133/125$ мм.

Еквівалентна довжина місцевих опорів, м

$$\ell_{\text{еквIII}} = \frac{9,1}{k_e^{0,25}} \cdot \sum \xi_{\text{III}} \cdot d_{\text{III}}^{1,25} = \frac{9,1}{0,0005^{0,25}} \cdot (2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 0,3 + 2 \cdot 0,6) \cdot 0,125^{1,25} = 12,7.$$

Приведена довжина ділянки I, м

$$\ell_{\text{пIII}} = \ell_{\text{III}} + \ell_{\text{еквIII}} = 200 + 12,7 = 212,7.$$

Дійсні лінійні втрати тиску для ділянки III, Па/м

$$R_{\text{пIII}} = \frac{\Delta H_{\text{III}} \cdot \rho \cdot g}{\ell_{\text{пIII}}} = \frac{1,15 \cdot 971,8 \cdot 9,81}{212,7} = 51,55.$$

Дійсні втрати тиску на ділянці I (у одному напрямку), Па

$$\Delta p_{\text{III}} = R_{\text{пIII}} \cdot \ell_{\text{пIII}} = 51,55 \cdot 212,7 = 10963,$$

або
$$\Delta H_{\text{III}} = \frac{\Delta p_{\text{III}}}{\rho \cdot g} = \frac{10963}{971,8 \cdot 9,81} = 1,15 \text{ м в.ст.}$$

Сумарна втрата напору від станції до споживача I, м

$$\sum \Delta H = \Delta H_I + \Delta H_{\text{III}} = 3,14 + 1,15 = 4,29.$$

На основі отриманих результатів побудуємо п'езометричний графік (див. рис. 4.4).

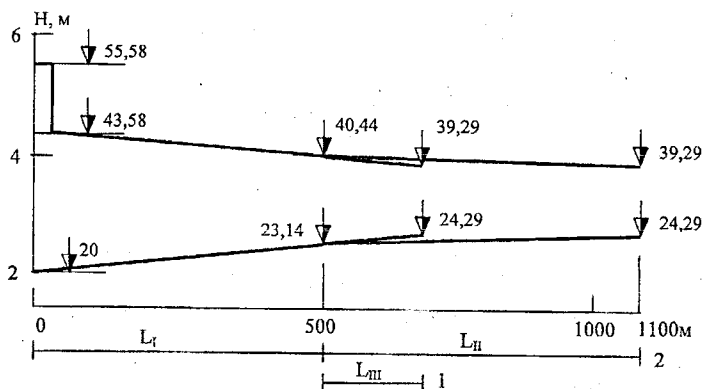


Рисунок 4.4 – П'езометричний графік теплової мережі до прикладу 4.3

Завдання для самостійної роботи

Приклад 4.4. Визначити втрати напору в трубопроводі для умов прикладу 4.1, якщо витрата теплоносія складає G .

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
G , м ³ /год	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700

Приклад 4.5. Визначити питомі лінійні втрати тиску для води з температурою 75°C, що проходить по трубопроводу діаметром 100 мм зі швидкістю w . Еквівалентна шорсткуватість трубопроводу 0,5 мм.

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
w , м/с	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1

Приклад 4.6. При випробуванні водяного двотрубного транзитного теплопроводу манометри, встановлені на подавальному і зворотному трубопроводах в початковій точці (на котельні), показували тиск відповідно P_1 і P_2 . У той же час манометри, встановлені на подавальному і зворотному трубопроводах в кінцевій точці, показували відповідно 0,39 і 0,29 МПа.

Визначити перевищення відмітки кінцевої точки теплопроводу над початковою, прийнявши втрати напору на тертя і в місцевих опорах однаковими в подавальному і зворотному трубопроводах. В розрахунку прийняти густину води 989 кг/м³.

Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_1 , МПа	0,9	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,72
P_2 , МПа	0,42	0,4	0,38	0,36	0,34	0,32	0,30	0,28	0,26	0,24

Приклад 4.7. По двотрубному теплопроводу діаметром d з довжиною траси 1100 м до споживача надходить вода в кількості 300 м³/год.

Визначити тиск води в подавальному і зворотному трубопроводах в тепловому пункті споживача, якщо в початковій точці теплопроводу тиск води по манометру в подавальному трубопроводі складає 0,7 МПа, а в зворотному 0,31 МПа.

Сума коефіцієнтів місцевих опорів для кожної труби теплопроводу

складає $\Sigma \xi$. Кінцева точка теплопроводу (тепловий пункт споживача) нижче початкової на 14 м. В розрахунках прийняти густину води 1000 кг/м^3 і еквівалентну шорсткуватість $0,5 \text{ мм}$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d, мм	150	184	207	259	309	359	408	414	466	514
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Sigma \xi$	20	18	16	14	12	10	8	6	4	2

Приклад 4.8. Під час випробування подавального трубопроводу діаметром 408 мм і довжиною 2000 м при витраті води $1000 \text{ м}^3/\text{год}$ (густина 1000 кг/м^3) манометр на початку трубопроводу показував тиск $p_1 = 0,883 \text{ МПа}$, а манометр в кінці трубопроводу p_2 .

В статичному стані (немає потоку води) дані вказаних манометрів відповідно складали $p_1 = 0,245 \text{ МПа}$ і $p_2 = 0,343 \text{ МПа}$.

Визначити, в скільки разів фактичні втрати тиску більші розрахункових при $k_e = 0,5 \text{ мм}$. Сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma \xi$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_2 , мм	0,63	0,64	0,65	0,66	0,67	0,69	0,70	0,72	0,74	0,76
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Sigma \xi$	30	28	26	24	22	20	18	16	14	12

5 ТЕПЛОВІ ПУНКТИ

5.1 Загальна характеристика теплових пунктів

Істотним елементом систем централізованого теплопостачання є установки, розміщені у вузлах приєднання до теплових мереж місцевих систем тепловикористання, а також на стиках мереж різних категорій. В таких установках здійснюються контроль роботи теплових мереж і систем тепловикористання і управління ними. Тут проводиться вимірювання параметрів теплоносія – тиску, температур, витрат – і регулювання відпуску теплоти на різних рівнях. Від роботи таких установок залежать значною

мірою надійності і економічності систем теплопостачання в цілому. Ці установки в нормативних документах називаються *тепловими пунктами*.

Всі теплові пункти (Thermal substation) відносяться або до центральних (ЦТП), або до індивідуальних (ІТП). До останніх відносяться тільки установки з вузлами приєднання до теплових мереж систем тепловикористання однієї будівлі або їх частини. Вся решта теплових пунктів незалежно від кількості обслуговуваних будівель відноситься до центральних.

Відповідно до прийнятої класифікації теплових мереж, а також різних ступенів регулювання відпуску теплоти застосовується така термінологія.

За розташуванням теплові пункти поділяються на:

- місцеві теплові пункти (МТП), що обслуговують системи тепловикористання окремих будівель;
- групові або мікрорайонні теплові пункти (ГТП), що обслуговують групу житлових будівель або всі будівлі в межах мікрорайону;
- районні теплові пункти (РТП), що обслуговують всі будівлі в межах житлового району.

За ступенями регулювання:

- центральне – тільки на тепłodжерелах;
- районне, групове або мікрорайонне – на відповідних теплових пунктах (РТП або ГТП);
- місцеве – на місцевих теплових пунктах окремих будівель (МТП);
- індивідуальне – на окремих приладах систем опалювання, вентиляції або гарячого водопостачання.

Рациональною формою теплового пункту для житлових комплексних мікрорайонів, великих виробничих об'єктів при теплопостачанні від ТЕЦ і великих котельень є груповий (ГТП) (рис. 5.1), для великих громадських – місцевий (МТП). Груповий тепловий пункт дозволяє зосередити все найдорожче устаткування, що потребує систематичного і кваліфікованого спостереження, в зручних для обслуговування будівлях, які окремо стоять, і завдяки цьому значно спростити подальші місцеві теплові пункти в будівлях.

На сьогоднішній день широко розповсюджені модульні і блочні теплові пункти. Схема модульного теплового пункту фірми «Danfoss» показана на рис. 5.2. Модульні теплові пункти є повним комплектом устаткування і приладів для приєднання окремих споживачів до теплових мереж. Поставка устаткування здійснюється збільшеними вузлами, які складаються

на місці монтажу в модуль.

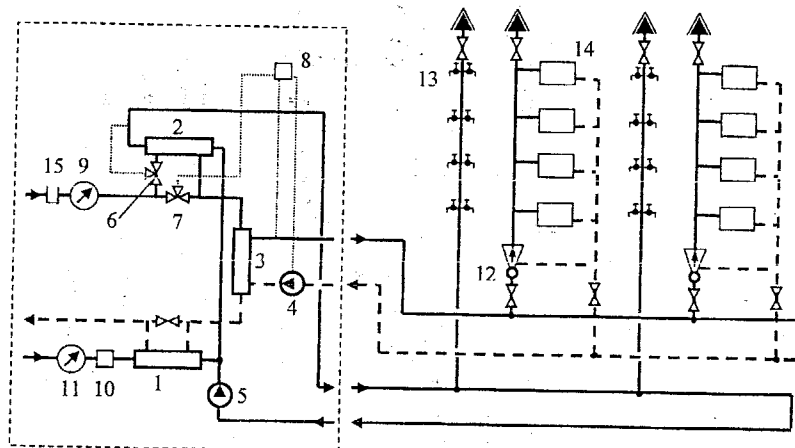


Рисунок 5.1 – Принципова схема теплового пункту: 1, 2 – підігрівники системи гарячого водопостачання першого та другого ступеня, відповідно; 3 - підігрівник системи опалення; 4, 5 – насоси системи опалення та гарячого водопостачання, відповідно; 6 – регулятор температури води в системі гарячого водопостачання; 7 – регулятор системи опалення; 8 – автоматичний регулятор; 9 – теплолічильник; 10 – система очистки сирій води; 11 – водолічильник; 12 – елеватор; 13 – водорозбірний кран; 14 - опалювальний прилад; 15 – фільтр-грязьовик

Для установлення модулів не потрібне влаштування спеціальних фундаментів. Монтаж проводиться на бетонній підлозі теплового пункту. В комплект поставки модульного теплового пункту входять: прилади обліку – теплолічильник (Heat measurer) та водолічильник (Water measurer), прилади регулювання, теплообмінники, циркуляційні насоси, запірно-регулювальна арматура, фільтри, трубопроводи, прилади КВІІА, засоби автоматизованого керування (Facilities of automation) роботою приладів і устаткування, комплект кабелів і дротів в межах МТП і комплект документації.

Переваги блочно-модульних теплових пунктів очевидні, до них варто віднести:

- системи «заводської готовності»;
- одна гарантія на все устаткування;
- компактний розмір;
- простота монтажу.

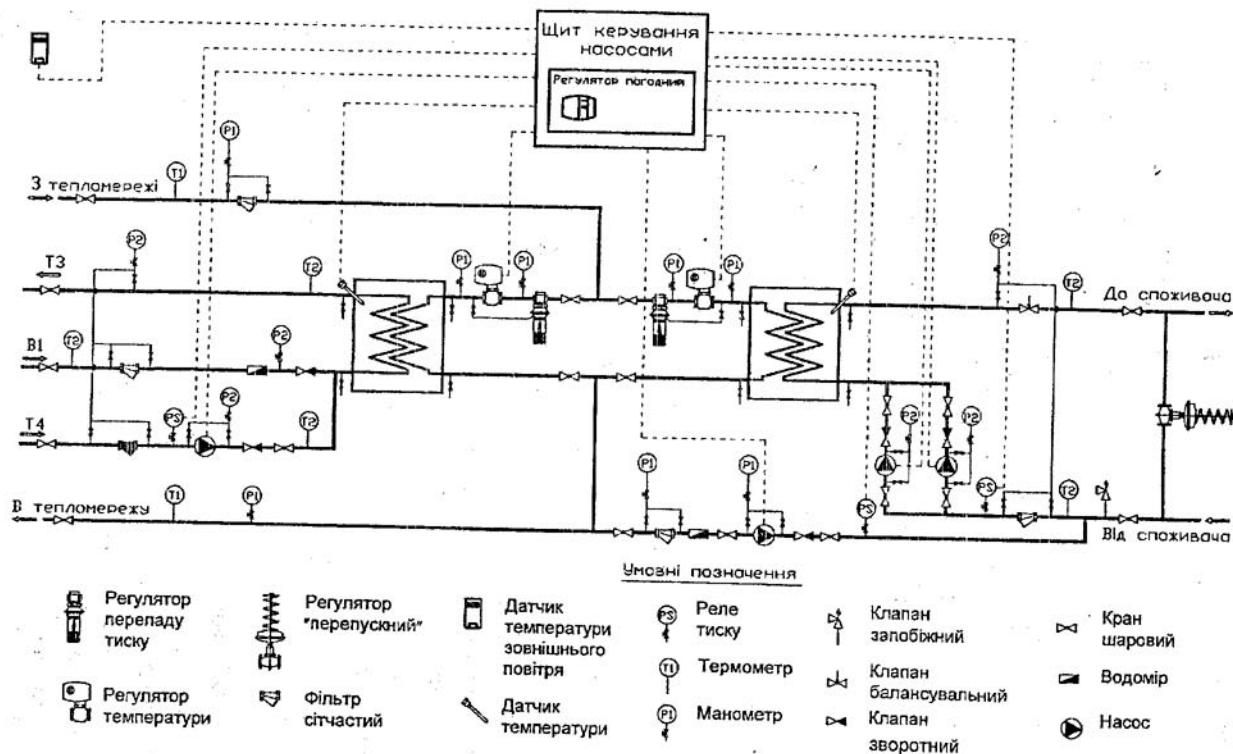


Рисунок 5.2 – Схема модульного теплового пункту

5.2 Основне устаткування теплових пунктів

До основного устаткування теплових пунктів відносяться відцентрові і водоструминні (елеватори) насоси, водо-водяні та пароводяні підігрівники (теплообмінники), грязьовики, баки-акумулятори, деаератори. Широке застосування в теплових пунктах мають прилади контролю і регулювання, арматура, а також труби і теплова ізоляція. До складу устаткування теплових пунктів парових мереж входять також конденсаторівідвідники.

5.2.1 Теплообмінники. В схемах теплових пунктів в більшості використовують дві конструкції теплообмінників: пластинчасті (Plate heat exchanger) (водо-водяні); кожухотрубчасті (Casing pipe heat exchanger) (водо-водяні і пароводяні). Одним із варіантів кожухотрубчастих підігрівників є теплообмінники із профільно-витих труб, в яких передача тепла відбувається через тонкі сталеві стінки із турбулізацією потоку, перевагою таких теплообмінників є компактність.

Пластинчасті теплообмінники (рис. 5.3) здійснюють передачу теплоти через тонкі (0,4...0,7 мм) гофровані пластини з нержавіючої сталі або інших спеціальних сплавів. В трубчастих теплообмінниках середовище, що нагрівається, проходить через трубки малого діаметра, що знаходяться в трубі великого діаметра з теплоносієм.

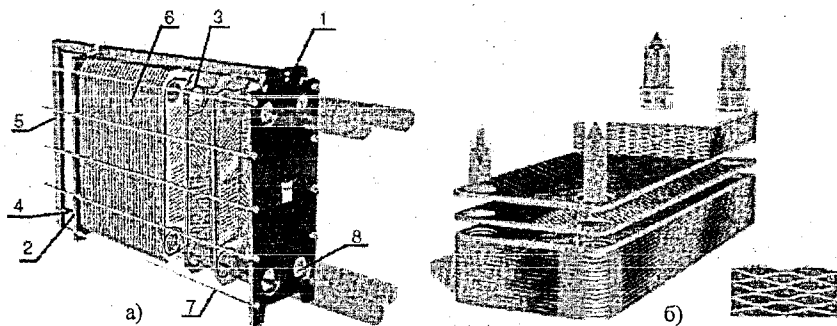


Рисунок 5.3 – Пластинчасті теплообмінники: а – розбірні; б – паяні; 1 – нерухома плита; 2 – рухома плита; 3 – несуча балка з роликовим механізмом відкочування рухомої плити (на моделях з Ду100 і більше); 4 – напрямна балка; 5 – кінцева опорна стійка; 6 – пакет пластин; 7 – стяжні шпильки; 8 – з'єднання з трубопроводом

Пластинчасті теплообмінники мають істотні переваги перед іншими теплообмінниками: по-перше, вони висококомпактні (розміри менші в 5...20 разів); по-друге, мають високий коефіцієнт теплопередачі; по-третє, низькі тепловтрати; по-четверте, мають низькі втрати тиску; по-п'яте, ни-

зкі витрати при виробництві монтажно-налагоджувальних, ізоляційних і ремонтних робіт. А також існує можливість розбирання теплообмінника для очищення, мають можливість нарощування потужності додаванням пластин.

Характеристики пластинчастих теплообмінників наведені на офіційних сайтах www.thermaks.com/ru/production, www.danfoss-msk.ru, www.prom-armatura21.ru, www.vodokomfort.ru, www.g-mar.ru, www.opeks.com.ua тощо.

В додатку Д наведені основні характеристики вітчизняних секційних кожухотрубчастих теплообмінників.

У таблиці Д1 опір трубного і міжтрубного перерізу підігрівників визначаються як

$$S_T = \frac{\Delta h_T}{V_T^2}, \quad (5.1)$$

$$S_{MT} = \frac{\Delta h_{MT}}{V_{MT}^2}, \quad (5.2)$$

де V_T , V_{MT} – об'ємні витрати води через трубний і міжтрубний простір, $\text{м}^3/\text{год}$;

Δh_T , Δh_{MT} – втрати напору в трубному і міжтрубному просторі секції підігрівників, м.

Підігрівники, що використовуються для опалення, повинні мати на корпусах лінзові компенсатори. Для гарячого водопостачання застосовуються підігрівники без компенсаторів.

5.2.2 Змішувальні вузли. Оскільки температура води в тепловій мережі, як правило, вище тієї, що потребується для систем опалення (у залежних системах), останні звичайно присднюються до теплової мережі через елеватори (змішувачі), що забезпечують певний коефіцієнт підмішування зворотної води після системи опалення до води, що поступає в місцеву систему опалення з теплової мережі.

Змішувальні вузли (Mixer join) створюють також напір, необхідний для циркуляції в системі опалення розрахункової витрати води. Як змішувачі найбільше розповсюдження отримали *водоструминні елеватори*. Застосовуються також відцентрові насоси.

Елеватори завдяки простоті конструкції і обслуговування отримали широке застосування у водяних мережах для присднання систем опалення. Елеватор (рис. 5.4) складається з корпусу і змінного сопла. Для запобігання перетіканню мережної води крім сопла передбачається спеціальний

фланець фасону, який надійно затискає сопло елеватора.

Основними розмірами, що визначають характеристику елеватора, є діаметр камери змішування і діаметр сопла. Для зменшення витрати кольорового металу змінні сопла виконуються складовими, що дає можливість при зміні діаметра вихідного перерізу сопла замінювати тільки його вихідну, найлегшу частину.

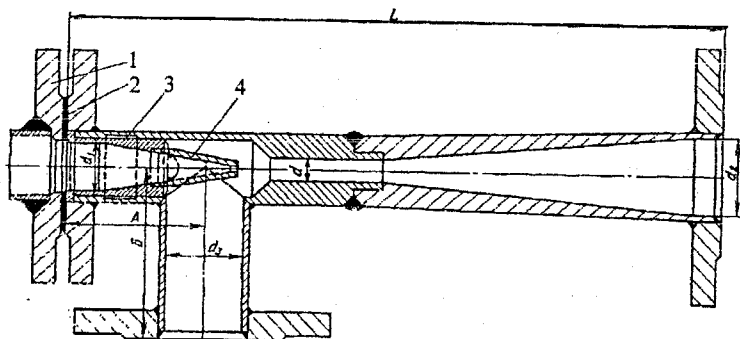


Рисунок 5.4 – Сталевий елеватор: 1 – фланець фасонний; 2 – ущільнювач; 3 – сопло; 4 – змінна частина сопла

При проектуванні елеваторних введень, як правило, доводиться зустрічатися з такими задачами: визначення основних розмірів (діаметра камери змішування і сопла) елеватора і перепаду тиску в соплі за заданим коефіцієнтом змішування і опором опалювальної системи або визначення тих же основних розмірів елеватора і його коефіцієнта змішування за заданим перепадом тиску в соплі і опором опалювальної системи.

При розв'язанні першої задачі заданими величинами є: теплове навантаження опалювальної системи Q_o^p , розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалювання $t_{z.o}^p$; температура мережної води в прямому трубопроводі t_1 , підмішаної води t_1 і води після системи опалювання t_2 , втрати тиску в системі опалення в даному режимі ΔP_{co} .

Розрахунок елеватора виконують в порядку, наведеному нижче.

Витрати мережної G_{mb} і змішаної G_{co} води, кг/с:

$$G_{mb} = \frac{Q_o^p}{c \cdot (t_1 - t_2)}, \quad (5.3)$$

$$G_{co} = \frac{Q_o^p}{c \cdot (t_1 - t_2)}. \quad (5.4)$$

Витрата води, що інжектується, кг/с

$$G_i = G_{\text{мв}} - G_{\text{со}}. \quad (5.5)$$

Коефіцієнт змішування елеватора

$$u = \frac{G_i}{G_{\text{мв}}} = \frac{\tau_1 - t_1}{t_1 - t_2}. \quad (5.6)$$

Опір системи опалення, $\text{Па} \cdot \text{с}^2 / \text{кг}^2$

$$S_{\text{со}} = \frac{\Delta P_{\text{со}}}{G_{\text{со}}^2}. \quad (5.7)$$

Оптимальний діаметр камери змішування, м

$$d_3 = 0,16 / \sqrt[4]{S_{\text{со}}}. \quad (5.8)$$

За знайденим значенням d_3 підбирають найближчий розмір діаметра камери змішення з серійних елеваторів.

Вираз для визначення діаметра вихідного перерізу сопла d_1 знаходиться за формулою

$$\frac{\Delta P_{\text{со}}}{\Delta P_{\text{н}}} = \varphi_1^2 \cdot \frac{f_1}{f_3} \cdot \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \cdot \frac{f_1}{f_{\text{н2}}} \cdot u^2 - \left(2 - \varphi_3^2 \right) \cdot \frac{f_1}{f_3} \cdot (1+u)^2 \right], \quad (5.9)$$

де $\Delta P_{\text{н}} = P_{\text{р}} - P_{\text{н}}$ – наявний перепад тиску перед соплом елеватора, Па;

$\Delta P_{\text{со}} = P_3 - P_{\text{н}}$ – перепад тиску, що створюється елеватором, Па;

P_3 – тиск змішаної води на виході із дифузора, Па;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – коефіцієнти швидкості сопла, циліндричної камери змішування, дифузора, вхідної ділянки камери змішування;

f_1, f_3 – площі вихідного перерізу сопла і перерізу циліндричної камери змішування, м^2 .

Необхідність заміни сопла усувається при застосуванні елеваторів з регульованим вихідним перерізом сопла. Зміна вихідного перерізу сопла досягається введенням в сопло конічної голки. Така конструкція дає можливість точного установлення необхідного коефіцієнта змішування і дозволяє в теплий період опалювального сезону знижувати подачу води з теплової мережі в опалювальні установки без істотного зниження витрати води, циркулюючої в системі опалення, за рахунок збільшення коефіцієнта змішування.

5.2.3 Насоси. В теплових пунктах найчастіше застосовуються консольні насоси.

льні насоси типу К вітчизняного виробництва (параметри вказаних насосів наведені в додатку Е) або сучасні насоси закордонного виробництва, характеристики яких наведені в каталогах або на сайтах виробників, наприклад, www.grundnasos.ru, www.wilo.ua.

Споживана електродвигуном насоса потужність при номінальній подачі N_n складає, кВт

$$N_n = \frac{g \cdot G_n \cdot H_n}{1000 \cdot \eta_n \cdot \eta_{e.d.}}, \quad (5.10)$$

де G_n – номінальна подача води насосом, кг/с ;

H_n – напір насоса при номінальній подачі, м;

η_n – ККД насоса при номінальній подачі;

$\eta_{e.d.}$ – ККД електродвигуна.

5.3 Акумуляція теплоти

Для зниження початкових витрат на спорудження системи теплопостачання і спрощення експлуатації застосовують різні методи вирівнювання різко змінного теплового навантаження абонентів шляхом акумуляції теплоти. При цьому використовується як природна акумулювальна здатність будівель і окремих елементів системи теплопостачання (будівельні конструкції опалювальних будівель, трубопроводи теплових мереж), так і спеціальні теплові акумулятори, встановлювані біля абонентів або в окремих вузлах системи теплопостачання.

Теплоакумулювальна здатність будівель. Використання теплоакумулювальної здатності будівель дозволяє проводити регулювання відпуску теплоти на опалення не за поточною температурою зовнішнього повітря, а за середньою зовнішньою температурою за деякий період з відповідним зсувом часу. Це дозволяє зменшити піки теплоспоживання і тепловиділення в будівлях. Наприклад, в денний час конструкції будівлі акумулюють теплоту сонячної радіації і тепловиділення, а в нічний час, остигаючи, знижують необхідну потужність систем опалення.

Акумулятори гарячої води. Система гарячого водопостачання відрізняється значною нерівномірністю споживання з ранішнім і вечірнім піками. Розрахункову ємність акумуляторів для вирівнювання графіка теплового навантаження можна визначати графічним методом. Так на підставі добового графіка витрати теплоносія (рис. 5.4, а) будується інтегральний

графік витрати (рис. 5.4, б). Кожна ордината інтегрального графіка витрати рівна сумарній витраті теплоносія від початку доби до моменту, відповідного вказаній ординаті. Інтегральним графіком подачі при добовому вирівнюванні витрати теплоносія є пряма 2, що сполучає початок координат з кінцевою ординатою добового інтегрального графіка витрати.

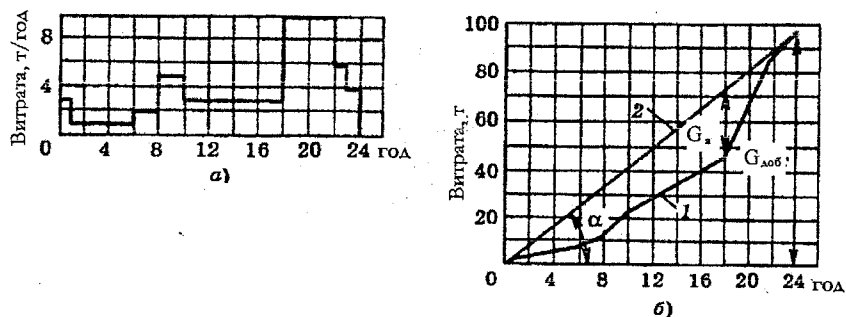


Рисунок 5.4 – Графічний розрахунок місткості акумулятора: а) – добовий графік; б) – інтегральний графік; 1 – інтегральний графік витрати; 2 – інтегральний графік подачі

Кутовий коефіцієнт інтегрального графіка подачі рівний середньодобовій подачі теплоносія

$$\operatorname{tg} \alpha = G_{\text{доб}} / 24, \quad (5.11)$$

де $G_{\text{доб}}$ – добова витрата теплоносія, т/добу.

Ємність акумулятора (Capacity of accumulator) G_a , потрібна для вказаного вирівнювання навантаження, рівна максимальній різниці ординат інтегральних графіків подачі і витрати.

Акумулявальна здатність акумуляторів гарячої води, кДж

$$Q_a = G_a \cdot c_v \cdot (t_{\text{гв}} - t_{\text{х}}) \quad (5.12)$$

де G_a – масова місткість акумулятора, т;

$t_{\text{гв}}$, $t_{\text{х}}$ – температури гарячої води, що надходить з акумулятора в установку гарячого водопостачання, і холодної водопровідної води, °С.

На рис. 5.5, а показана принципова схема абонентської установки гарячого водопостачання з акумулятором при закритій системі тепlopостачання, а на рис. 5.5, б показані в Н, V-діаграмі режими роботи цієї установки.

Запропонована схема потребує мінімальної кількості авторегуляторів. На установці є тільки два регулятори: регулятор тиску (напору) «після себе» 1, що підтримує постійний напір H_i на лінії всмоктування насоса, і ре-

гулятор температури 2, що підтримує постійну температуру води t_r на виході з підігрівника ГВП 4. Циркуляційний насос 5 працює безперервно.

За відсутності споживання води, коли всі крани 6 закриті, холодна водопровідна вода в систему не поступає. Насос 5 створює циркуляцію води в системі. Вода проходить через водоводяний підігрівник 4 і потім розгалужується на два потоки. Один потік надходить зверху в акумулятор 3 і витісняє з його нижньої частини холодну воду, яка надходить у всмоктувальний патрубок насоса 5. В цей час відбувається і зарядка акумулятора гарячою водою. Інший потік води надходить по трубопроводу ГВП у рушникосушарки (towel dryer) 7 (нагрівальні прилади, встановлені у ванних кімнатах) і витісняє з них охолоджену воду, яка по циркуляційному трубопроводу системи ГВП через відкритий клапан 8 надходить у всмоктувальний патрубок циркуляційного насоса.

Цей режим роботи установки характеризується на рис. 5.5, б точкою I перетину приведеної характеристики насосної установки Н з характеристикою системи Б'. Крива Н – приведена характеристика насоса 5 і підігрівника 4. Від напору, що розвивається насосом 5, відняли втрати напору в підігрівнику 4. Крива Б' – сумарна характеристика акумулятора А і системи гарячого водопостачання С', включених паралельно.

При цьому режимі подача насоса 5 рівна V' з цієї витрати V'_a поступає в акумулятор, а V'_c в систему. При цьому режимі напір на виході з акумулятора $H'_2 > H_1$. Наявний напір в акумуляторі $\Delta H_a = H'_2 - H_1$. Зворотний клапан 8 відкритий.

При частковому споживанні води, коли відкривається деяка кількість водорозбірних кранів 6, в систему надходить холодна вода з водопроводу, що компенсує водоспоживання. Ця вода змішується з водою, що надходить з акумулятора і з циркуляційної системи ГВП, проходить через насос 5 та підігрівник 4 і подається в систему гарячого водопостачання.

Цей режим характеризується на рис. 5.5, б точкою II перетину характеристики насосної установки Н з характеристикою системи Б".

Крива Б" – сумарна характеристика акумулятора А і системи гарячого водопостачання С", включених паралельно. Крива С" має більш пологий характер в порівнянні з кривою С', оскільки знизився гідравлічний опір системи ГВП унаслідок відкриття водорозбірних кранів.

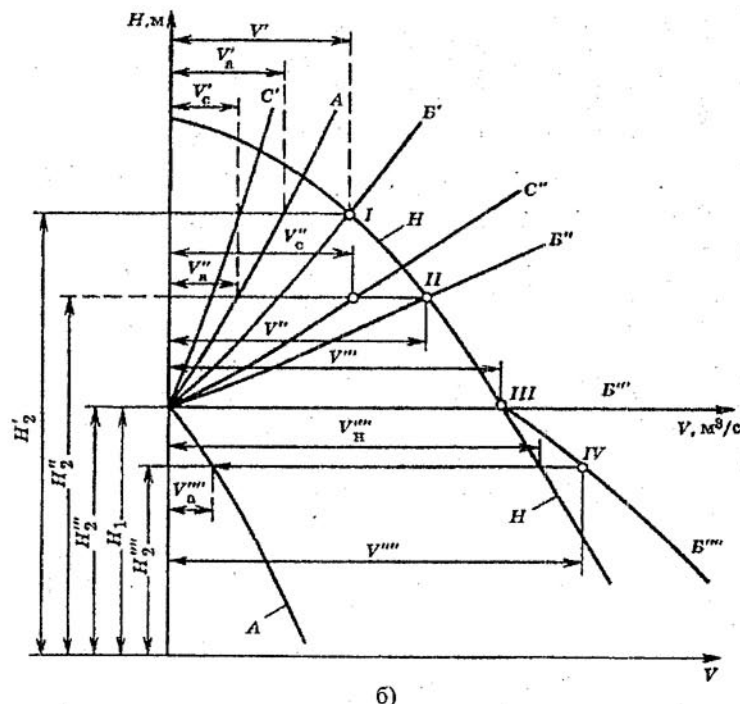
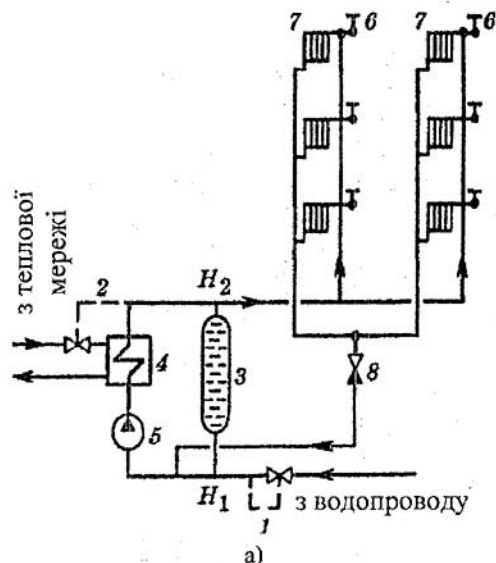


Рисунок 5.5 – Принципова схема абонентської установки ГВП з акумулятором (а) і процес його роботи на H - V -діаграмі (б): 1 – регулятор тиску «після себе»; 2 – регулятор температури; 3 – акумулятор; 4 – водоводяний теплообмінник; 5 – насос; 6 – водорозбірний кран; 7 – рушникосушарка; 8 – зворотний клапан; H – приведена характеристика насосної установки; A – характеристика акумулятора; C' , C'' – характеристики установки ГВП; B' , B'' , B''' – сумарні характеристики акумулятора і установки ГВП; B'''' – сумарна характеристика насосної установки і акумулятора

В даному режимі подача насоса 5 рівна $V'' > V'$, надходження води в систему ГВП $V''_c > V'_c$, а надходження гарячої води на зарядження акумулятора знизилося $V''_a < V'_a$. Напір на виході з насоса $H''_2 > H_1$, проте $H''_2 < H'_2$. Наявний напір в акумуляторі знизився $(H''_2 - H_1) < (H'_2 - H_1)$.

Із збільшенням водоспоживання знижується наявний напір в акумуляторі і циркуляційній системі ГВП, унаслідок чого зменшується подача гарячої води на зарядку акумулятора і спадає витрата води через рушникосушарки і циркуляційну лінію. При деякому водоспоживанні наявний напір в акумуляторі стає рівним нулю і зарядження акумулятора припиняється. Одночасно або дещо раніше припиняється циркуляція води через рушникосушарки, оскільки різниця наявних напорів в циркуляційній лінії стає рівною нулю. Зворотний клапан 8 закривається.

Цей режим роботи системи характеризується на рис. 5.5, б точкою III. Витрата води, що надходить через насос 5 в систему гарячого водопостачання, $V''' > V'' > V'$. В акумулятор гаряча вода не надходить. При подальшому збільшенні водоспоживання наявний напір в акумуляторі змінює знак і акумулятор починає розряджатися.

В цьому режимі холодна водопровідна вода, що надходить в систему, розгалужується після регулятора 1 на два потоки. Один потік води проходить через насос 5 і підігрівник 4. Інший потік надходить знизу в акумулятор 3 і витісняє з нього гарячу воду. Гаряча вода з підігрівника і акумулятора зміншується і надходить в систему ГВП. В рушникосушарки гаряча вода в цьому режимі не надходить, оскільки наявний напір в циркуляційній лінії змінив свій знак і зворотний клапан 8 закритий.

Баки-акумулятори для гарячої води ГВП дозволяють обмежувати розмноження бактерій у внутрішньобудинкових системах. При місткості від 300 до 3000 літрів, вони можуть бути зроблені з різноманітних матеріалів: з покриттям мідною фольгою, з емальованою поверхнею або з нержавіючої сталі. Баки можуть використовуватися у складі модулів гарячого водопостачання з покриттям пікових водорозбирань.

Парові акумулятори. В деяких випадках в системах централізованого теплопостачання і для технологічних споживачів застосовують пароводяні акумулятори для вирівнювання парового навантаження. Пароводяні акумулятори є циліндричними посудинами, нижня частина яких заповнена водою, а верхня парою.

В період заряджання надлишкова пара системи подається через спеціальні сопла у водяний простір. За рахунок теплоти конденсації відбува-

ється підвищення температури та тиску води і пари в акумуляторі. В період піків теплового навантаження пара відводиться з акумулятора в теплову мережу, а температура і тиск в акумуляторі знижуються.

Якщо масу води в пароводяному акумуляторі перед його розрядженням позначити G_1 , а після розрядження G_2 , то кількість пари, що виділилася, кг/с

$$G_{\text{п}} = G_1 - G_2. \quad (5.13)$$

З теплового балансу акумулятора виходить

$$Q_{\text{п}} = Q_1 - Q_2, \quad (5.14)$$

де $Q_1 = G_1 \cdot h_1$ – теплота води в акумуляторі перед розрядженням;

$Q_2 = G_2 \cdot h_2$ – теплота води в акумуляторі після розрядження;

$Q_{\text{п}} = G_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}}$ – теплота, відведена з акумулятора з виділеною парою;

$h_1, h_2, h_{\text{п}}$ – ентальпія води в акумуляторі до і після розрядження та ентальпія відведеної пари, кДж/кг.

Із сумісного розв’язання рівнянь (5.13) і (5.14) виводиться масова місткість акумулятора, якщо задана необхідна кількість пари і ентальпії води і пари, кг

$$G_1 = G_{\text{п}} \cdot (h_1 - h_2) / (h_{\text{п}} - h_2). \quad (5.15)$$

5.4 Засоби автоматизації теплових пунктів, арматура

Найдоцільнішим методом регулювання відпуску теплоти в системах централізованого теплопостачання міст з різпорідним тепловим навантаженням (опалення, гаряче водопостачання, вентиляція) є поєднання центрального якісного регулювання за опалювальним навантаженням або за сумарним навантаженням опалювання і гарячого водопостачання з груповим або місцевим кількісним регулюванням окремих видів навантаження.

Вибір основного імпульсу для місцевого регулювання залежить від типу і режиму роботи установки [5].

В установках гарячого водопостачання таким імпульсом є температура води після підігрівника в закритих системах або після змішувального теплообмінника у відкритих системах. У вентиляційних установках основним імпульсом є температура повітря після калориферів.

Вибір імпульсу для регулювання опалювального навантаження є складною задачею, оскільки температури в окремих приміщеннях опалю-

ваних будівель можуть істотно відрізнятись і залежать не тільки від кількості теплоти, поданої в будівлю, але і від якості роботи опалювальної установки будівлі, умов експлуатації окремих приміщень, побутових тепловиділень, а також сонячної інсоляції і інфільтрації, які, у свою чергу, залежать від розміщення окремих приміщень будівлі відносно сторін світу і рози вітрів. Тому для економічного забезпечення опалювального навантаження необхідно на додаток до групового і (або) місцевого регулювання здійснювати індивідуальне регулювання окремих опалювальних приладів.

Для групового або місцевого регулювання опалювального навантаження використовуються зазвичай такі роздільні імпульси:

- внутрішня температура обраного приміщення або середня внутрішня температура декількох приміщень;
- температура зовнішнього повітря.

Це дозволяє без порушення якості теплопостачання використовувати акумулювальну здатність будівель для балансування подачі теплоти на опалення за певний період часу (наприклад, за 12 год або 1 добу) при нерівномірному тепловому навантаженні системи в окремі час доби.

З використанням імпульсу «зовнішня температура» регулювання опалювального навантаження здійснюється за розрахунковою програмою, в якій закладені режими теплоспоживання, характеристики устаткування, теплотехнічні характеристики захисних конструкцій і акумулювальна здатність будівлі.

Програмою задається витрата мережної води при різних зовнішніх температурах. При цьому виходять з умов постійної відповідності температури води в подавальному трубопроводі теплової мережі температурі зовнішнього повітря.

На рис. 5.1 показана принципова схема теплового пункту при закритій системі теплопостачання і незалежному присіднанні опалювальних установок до теплової мережі. Регулювання опалювального навантаження здійснюється за імпульсом, одержуваним від автоматичного регулятора.

На рис. 5.2 показана схема сучасного блочного теплового пункту з незалежним присіднанням навантаження опалювання і одноступеневою послідовною схемою присіднання навантаження гарячого водопостачання, де контури опалення і ГВП приєднані паралельно.

Підживлення схеми в даному випадку виконано з використанням підживлювального насоса і реле тиску.

Перепускний регулятор забезпечує циркуляцію теплоносія по малому циркуляційному кільцю (через себе) за умови закритих терморегуляторів системи опалення. Крім того, цей клапан стабілізує тиск теплоносія, частково покращуючи роботу терморегуляторів.

Якщо тиск в тепловій мережі вищий за тиск в контурі системи опалення, замість підживлювального насоса може бути використаний соленоїдний клапан.

В схемах теплопунктів використовують системи автоматизованого регулювання із дво- та триходовими регулювальними клапанами, регуляторами перепаду тиску, регуляторами перепуску тощо.

Пропускна здатність (Capacity) повністю відкритого регулювального клапана, $\text{м}^3/\text{год}$

$$K_{vs} = \frac{G \cdot 3,6}{\sqrt{\Delta p_{\text{кл}}}}, \quad (5.16)$$

де $\Delta p_{\text{кл}}$ – перепад тиску на клапані, бар, оптимальним вважається значення $\Delta p = 0,03 \dots 0,15$ бар.

Пропускна здатність повністю відкритого регулятора перепаду тиску, $\text{м}^3/\text{год}$

$$K_v = \frac{G_{\text{max}} \cdot 3,6}{\sqrt{\Delta p_{\text{рег}}}}, \quad (5.17)$$

де $\Delta p_{\text{рег}}$ – перепад тиску на регуляторі, бар.

Перепад тиску на регуляторі тиску визначається, бар

$$\Delta p_{\text{рег}} = \Delta p_{\text{мережі}} - \Delta p_{\text{кл}} - \Sigma \Delta p_{\text{обл}}, \quad (5.18)$$

де $\Delta p_{\text{обл}}$ – втрати тиску на іншому обладнанні в номінальному режимі, в тому числі теплообмінниках, арматурі, трубопроводах тощо.

Пропускна здатність повністю відкритого перепускного клапана, $\text{м}^3/\text{год}$

$$K_v = \frac{G_{\text{max}}}{\sqrt{\Delta p_{\text{п.кл}}}}, \quad (5.19)$$

де $\Delta p_{\text{п.кл}}$ – перепад тиску на перепускному клапані, бар.

В більшості випадків такий клапан встановлюється на байпасній лінії циркуляційного насоса, тому перепад тиску на ньому в максимальному режимі дорівнює напору насоса.

Грязьовики застосовуються в теплових пунктах на прямих трубопроводах для захисту місцевих установок і систем від сторонніх предметів, що потрапляють в зовнішні трубопроводи при їх монтажі, на зворотних трубопроводах – перед водомірами.

Захищаючи від занесення сторонніми предметами, грязьовик (dirtfilter) разом з тим не повинен створювати великих додаткових втрат тиску.

Конденсатовідвідники призначені для відведення конденсату від пароводяних теплообмінників і запобігання потраплянню пари у конденсатороводи. За принципом роботи конденсатовідвідники поділяються на такі типи: з гідравлічним затвором, з гідравлічним опором та з механічним затвором. Найбільше розповсюдження останнім часом набули конденсатовідвідники з механічним затвором.

Найбільшого розповсюдження набули поплавкові, термостатичні та термодинамічні конденсатовідвідники. Для теплообмінників періодичної дії рекомендується встановлювати поплавкові конденсатовідвідники. Більш детальну інформацію про конденсатовідвідники одного із відомих сучасних виробників арматури для пари і води можна проглянути за адресою www.opeks.com.ua.

Контрольні питання

1. Що входить до устаткування теплових пунктів парових мереж?
2. Що входить до устаткування теплових пунктів водяних мереж?
3. Наведіть схему теплового пункту.
4. Поясніть необхідність та особливості застосування конденсатовідвідників?
5. Поясніть відомі конструкції водо-водяних підігрівників, переваги і недоліки їх застосування?
6. Поясніть в чому полягає принцип роботи і особливості розрахунку змішувальних вузлів?
7. Поясніть принцип роботи теплової схеми з водяним акумулятором.
8. Поясніть принцип роботи парового акумулятора.
9. Поясніть принцип автоматичного регулювання температури води на гаряче водопостачання в схемі теплового пункту.
10. Поясніть принцип регулювання теплового режиму споживача з врахуванням температури зовнішнього повітря.

Приклад 5.1. Скласти теплову схему та визначити склад обладнання теплопункту, в якому до водяної теплової мережі підключені система опалення потужністю 400 кВт з погодним регулюванням (за незалежною схемою) та система гарячого водопостачання потужністю 150 кВт (за незалежною схемою).

Розрахунковий температурний графік тепломережі 90/70°C. Надлишковий тиск в подавальному та зворотному трубопроводах мережі в розрахунковому режимі 3,6 та 2,2 бар. Гідравлічний опір системи опалення 5 м в. ст., а циркуляційної системи гарячого водопостачання – 2 м в. ст.

Подачу циркуляційного насоса в системі гарячого водопостачання прийняти рівною 50% розрахункової підготовки гарячої води.

Надлишковий тиск в зворотному трубопроводі системи опалення перед циркуляційними насосами 2,3 бар.

Температурний графік системи опалення 60/80°C.

Розв'язання

Складаємо розгорнуту теплову схему теплопункту. Для заданих умов схема теплопункту відповідає схемі, показаній на рис. 5.2.

Оскільки схеми підключення обох споживачів – незалежні, то встановлюємо два пластинчастих теплообмінники.

Перед подаванням теплоносія на теплообмінники на усіх лініях встановлені сітчасті фільтри для виключення попадання механічних домішок у вузькі міжпластинні канали теплообмінника.

Подача теплоти на теплообмінники споживачів регулюється клапанами з електроприводами.

Для нормальної роботи регулювального клапана необхідно забезпечити певний перепад тиску на клапані. Для цього встановлюємо регулятор перепаду тиску.

Для підвищення надійності роботи системи опалення встановлюємо два циркуляційні насоси на зворотному трубопроводі перед теплообмінниками. Встановлення нагнітачів на зворотному трубопроводі, по-перше, дозволяє працювати з водою меншої температури; по-друге, зменшує можливість кавітації в насосі.

Контур системи опалення обладнаний перепускним клапаном. В нормальному режимі роботи цей клапан закритий. Наприклад, із збільшенням зовнішньої температури зменшується необхідна потужність системи опалення. При цьому автоматичний терморегулятор збільшує опір радіатора. Якщо всі радіатори відключаються, припиниться циркуляція води і це призведе до поломки насоса. Тому із збільшенням опору системи і зростанням тиску в подавальному трубопроводі спрацює датчик перепускного клапана і клапан відкривається. Завдяки цьому підтримується циркуляція води в системі.

Для захисту від надмірного підвищення тиску в системі опалення на

зворотному трубопроводі встановлений запобіжний клапан.

Для підтримання певного тиску в системі опалення застосована підживлювальна лінія. Підживлення відбувається хімічищеною, деаерованою водою із зворотного трубопроводу теплової мережі. Ця лінія має шарові крани для відключення, лічильник води, зворотний клапан та сітчастий фільтр. Оскільки тиск в зворотному трубопроводі системи опалення вищий тиску в зворотному трубопроводі тепломережі, то встановлюємо підживлювальний насос.

Контур води ГВП складається із подавального трубопроводу гарячої води «Т3», циркуляційного трубопроводу гарячої води «Т4» і лінії холодної води «В1».

Циркуляційний трубопровід ГВП обладнаний шаровими кранами, циркуляційним насосом та зворотним клапаном.

Лінія холодної води має лічильник води і зворотний клапан.

Теплова схема обладнана вимірювальними приладами – термометрами та манометрами у всіх характерних точках.

Автоматизація роботи тепlopункту запланована на основі контролера з погодною компенсацією, який може виконувати такі функції:

- регулювання подачі теплоти в систему опалення за допомогою регулювального клапана з електроприводом за сигналом термодатчика температури в подавальному трубопроводі системи опалення та датчика зовнішньої температури;

- регулювання подачі теплоти в систему ГВП за допомогою регулювального клапана з електроприводом за сигналом термодатчика температури в подавальному трубопроводі системи ГВП;

- автоматичне підживлення системи опалення за сигналом реле тиску в зворотному трубопроводі системи опалення;

- відключення насосів системи опалення (захист від сухого ходу) за сигналом реле тиску на зворотному трубопроводі системи опалення;

- відключення насоса системи ГВП (захист від сухого ходу) за сигналом реле тиску на циркуляційному трубопроводі системи ГВП;

Підбір обладнання починаємо з вибору розбірних пластинчастих теплообмінників. Така конструкція теплообмінника вибрана через його компактність та експлуатаційну зручність.

З каталогу, наведеного на www.thermaks.com/ru/production, обираємо теплообмінники Thermaks з пластинами із нержавіючої сталі. Максимальна температура 160 °С, максимальний тиск 16 бар. Вибираємо паралельну схему під'єднання теплоносіїв.

Теплообмінник системи опалення

За заданими параметрами (теплова потужність 400 кВт, температурні графіки мережної води 90/70°С, води системи опалення 60/80°С) із запасом 12% вибираємо модель РТА-16-Р-0192. Діаметри присьднувальних фланців du50, гідравлічні опори грійного і нагрівного потоків 53 та 49 кПа, відповідно. Орієнтовна ціна 2800€. (Ціна тут і далі наведена в євро

станом на 01.01.2008р. згідно з даними офіційних сайтів виробників).

Теплообмінник системи гарячого водопостачання

За заданими параметрами (теплова потужність 150 кВт, температурні графіки мережної води 90/70°C, води системи ГВП 5/60°C) із запасом 6,6% вибираємо модель **РТА-13-Р-0478**. Діаметри приєднувальних фланців $\text{du}50$, гідравлічні опори грійного і нагрівного потоків 37 та 11 кПа, відповідно. Орієнтовна ціна 2100€.

Діаметри трубопроводів для розрахункового режиму

1. Подавальний і зворотний трубопроводи тепломережі до розгалуження:

- середня температура води $t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{90 + 70}{2} = 80^\circ\text{C}$;
- теплоємність при середній температурі $c = 4,195 \text{ кДж/кг}$;
- густина при середній температурі $\rho = 971,8 \text{ кг/м}^3$;
- витрата мережної води $G = \frac{Q}{c \cdot \Delta t} = \frac{400 + 150}{4,195 \cdot (90 - 70)} = 6,56 \text{ кг/с}$;
- діаметр теплопроводу $d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,56}{3,14 \cdot 971,8 \cdot 1,0}} = 0,0927 \text{ м}$;
- підбираємо за ГОСТ 10704-91 стандартну сталеву електрозварну трубу діаметром 108×4,0 мм.

2. Подавальний і зворотний трубопроводи тепломережі до теплообмінника системи опалення:

- середня температура води $t_{\text{ср}} = 80^\circ\text{C}$; $c = 4,195 \text{ кДж/кг}$; $\rho = 971,8 \text{ кг/м}^3$;
- $G = \frac{Q}{c \cdot \Delta t} = \frac{400}{4,195 \cdot (90 - 70)} = 4,77 \text{ кг/с}$;
- $d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,77}{3,14 \cdot 971,8 \cdot 1,0}} = 0,079 \text{ м}$;
- підбираємо за ГОСТ 10704-91 стандартну сталеву електрозварну трубу діаметром 89×3,5 мм.

3. Подавальний і зворотний трубопроводи тепломережі до теплообмінника системи ГВП:

- $t_{\text{ср}} = 80^\circ\text{C}$; $c = 4,195 \text{ кДж/кг}$; $\rho = 971,8 \text{ кг/м}^3$;
- $G = \frac{Q}{c \cdot \Delta t} = \frac{150}{4,195 \cdot (90 - 70)} = 1,79 \text{ кг/с}$;

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,79}{3,14 \cdot 971,8 \cdot 1,0}} = 0,0484 \text{ м};$$

- підбираємо за ГОСТ 10704-91 стандартну сталеву електрозварну трубу діаметром 57×3 мм.

4. Подавальний і зворотний трубопроводи системи опалення:

$$- t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{80 + 60}{2} = 70^\circ\text{C}; \quad c = 4,187 \text{ кДж/кг}; \quad \rho = 977,8 \text{ кг/м}^3;$$

$$- G = \frac{Q}{c \cdot \Delta t} = \frac{400}{4,187 \cdot (80 - 60)} = 4,78 \text{ кг/с або } 17,2 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$- d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,78}{3,14 \cdot 977,8 \cdot 1,0}} = 0,079 \text{ м};$$

підбираємо за ГОСТ 10704-91 стандартну сталеву електрозварну трубу діаметром 89×3,5 мм.

5. Подавальний трубопроводи системи ГВП і трубопровід холодної води:

$$- t_{гв} = 60^\circ\text{C}, \quad t_x = 5^\circ\text{C}; \quad c_{cp} = 4,177 \text{ кДж/кг}; \quad \rho_{гв} = 983,1 \text{ кг/м}^3; \quad \rho_{хв} = 999,8 \text{ кг/м}^3;$$

$$- G = \frac{Q}{c \cdot \Delta t} = \frac{150}{4,174 \cdot (60 - 5)} = 0,653 \text{ кг/с або } 2,35 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$- d_{гв} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_{гв} \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,653}{3,14 \cdot 983,1 \cdot 1,0}} = 0,029 \text{ м};$$

$$- d_x = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_x \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,653}{3,14 \cdot 999,8 \cdot 1,0}} = 0,0289 \text{ м};$$

- підбираємо за ГОСТ 3262-75 стандартні сталеві водогазопровідні труби умовним діаметром d_{y32} .

6. Циркуляційний трубопровід системи ГВП:

$$- t = 50^\circ\text{C}; \quad \rho_v = 988,1 \text{ кг/м}^3;$$

$$- \text{згідно з умовою } G = 0,5 \cdot G_{гв} = 0,5 \cdot 0,653 = 0,327 \text{ кг/с або } 1,18 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_{гв} \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,327}{3,14 \cdot 988,1 \cdot 1,0}} = 0,0205 \text{ м};$$

- підбираємо за ГОСТ 3262-75 стандартну сталеву водогазопровідну трубу умовним діаметром d_{y20} .

7. Підживлювальний трубопровід:

$$- t = 70^\circ\text{C}; \quad \rho_v = 977,8 \text{ кг/м}^3; \quad \text{задаємося, що максимальна витрата підживлювальної води складає 10 \% від витрати води в системі опалення, тоді}$$

$$- G = 0,1 \cdot G_{оп} = 0,1 \cdot 4,78 = 0,478 \text{ кг/с або } 1,72 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$- d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_{\text{ст}} \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,478}{3,14 \cdot 977,8 \cdot 1,0}} = 0,0249 \text{ м};$$

– підбираємо за ГОСТ 3262-75 стандартну сталеву водогазопровідну трубу умовним діаметром $dy25$.

Орієнтовні довжини трубопроводів: $108 \times 4 - 8 \text{ м}$; $89 \times 3,5 - 11 \text{ м}$; $57 \times 3 - 7 \text{ м}$; $dy32 - 6 \text{ м}$; $dy25 - 3 \text{ м}$; $dy20 - 3 \text{ м}$; $dy15 - 1 \text{ м}$. Орієнтовна маса із відводами, переходами діаметра – 250 кг. Орієнтовна ціна 1290 грн або 175€.

Підбір систем автоматизації

За каталогом Danfoss для даної теплової схеми вибираємо автоматичний регулятор ECL comfort 300 із старт-картою C66. Такий регулятор керує насосом і прохідним регулювальним клапаном системи опалення, а також насосом і прохідним регулювальним клапаном системи ГВП. Ціна 646 € (480 + 166 картка).

Робота насосів може припинятись за сигналом реле тиску PS (на схемі) для захисту насоса від сухого ходу. При зменшенні тиску в зворотному трубопроводі системи опалення нижче норми реле тиску на підживлювальній лінії дає сигнал про необхідність включення підживлювального насоса. Реле тиску Danfoss «КРІ-35» – 3 шт., ціна 147 €.

Для регулювання роботи теплопункту встановлені: занурені термометри опору ESMU – 2 шт., 192€; датчик зовнішньої температури з термометром опору – 1 шт., 59€.

Підбір насосів

1. Циркуляційні насоси системи опалення

Напір насосів, м в. ст.

$$H = H_{\text{сист.опал}} + \frac{\Delta p_{\text{то}}}{\rho \cdot g} = 5 + \frac{49000}{977,8 \cdot 9,81} = 10,1.$$

За вищенаведеною витратою води $17,2 \text{ м}^3/\text{год.}$, і напором 10,1 м в.ст. за каталогом «Wilo» обираємо два насоси із подачею по 50 % марки **Wilo-Stratos 40/1-12**. Максимальна електрична потужність 0,45 кВт, 1Ф, 220В, 14 кг, 1025 €.

Насоси є енергоощадними мають функцію автоматичного зменшення потужності, захист двигуна, якісну теплоізоляцію та можливість диспетчеризації роботи.

2. Циркуляційний насос системи ГВП

Напір насоса, м в. ст.

$$H = H_{\text{сист.ГВП}} + \frac{\Delta p_{\text{то}}}{\rho \cdot g} = 2 + \frac{11000}{988,1 \cdot 9,81} = 3,13.$$

За витратою води $1,18 \text{ м}^3/\text{год.}$, і напором 3,13 м в. ст. за каталогом «Wilo» обираємо насос марки **Wilo-Star-Z 20/5**. Максимальна електрична потужність 0,093 кВт, 1Ф, 220В, 2,5 кг, 195 €. Насос є енергоощадним, має латунний корпус для зменшення корозії.

3. Підживлювальний насос

Напір насоса, м в. ст.

$$H = \frac{P_{\text{зв. сист. опал}} - P_{\text{зв. мережі}}}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta p_{\text{обл}}}{\rho \cdot g} = \frac{2,3 \cdot 10^5 - 2,2 \cdot 10^5}{977,8 \cdot 9,81} + \frac{5000}{977,8 \cdot 9,81} = 1,56.$$

За витратою води $1,72 \text{ м}^3/\text{год.}$, і напором $1,56 \text{ м в. ст.}$ за каталогом «Wilo» обираємо насос марки **Wilo-Star-RS 30/4**. Максимальна електрична потужність $0,068 \text{ кВт}$, 1Φ , 220В , $2,2 \text{ кг}$, 90 € . Насос є енергоощадним, має латунний корпус для зменшення корозії і регулятор на 3 швидкості.

Підбір регулювальних клапанів з електроприводами

1. Регулювання подачі теплоти на опалення

Приймаємо допустимі втрати тиску в клапані $\Delta p_{\text{кл}} = 15 \text{ кПа}$. Витрата мережної води через клапан $G = 4,77 \text{ кг/с}$ або $17,2 \text{ м}^3/\text{год}$, тоді пропускна спроможність клапана, $\text{м}^3/\text{год}$

$$K_{vs} = \frac{G}{\sqrt{\Delta p_{\text{кл}}}} \frac{17,2}{\sqrt{0,15}} = 44,4.$$

За каталогом Danfoss вибираємо фланцевий клапан **VB2 dy50** з максимальним тиском 25 бар і температурою 150°C . Маса $10,91 \text{ кг}$, ціна 500€ .

Електропривод для клапана вибираємо за каталогом Danfoss марки **AMV20** з імпульсним сигналом і напругою живлення 220 В , $1,42 \text{ кг}$, 467 € .

2. Регулювання подачі теплоти на ГВП

Приймаємо допустимі втрати тиску в клапані $\Delta p_{\text{кл}} = 15 \text{ кПа}$. Витрата мережної води через клапан $G = 1,79 \text{ кг/с}$ або $6,44 \text{ м}^3/\text{год}$, тоді пропускна здатність клапана, $\text{м}^3/\text{год}$

$$K_{vs} = \frac{G}{\sqrt{\Delta p_{\text{кл}}}} \frac{6,44}{\sqrt{0,15}} = 16,6.$$

За каталогом Danfoss вибираємо фланцевий клапан **VB2 dy32** з максимальним тиском до 25 бар і температурою до 150°C . Маса $8,4 \text{ кг}$, 332€ .

Електропривод для клапана вибираємо за каталогом Danfoss марки **AMV20** з імпульсним сигналом і напругою живлення 220 В , $1,42 \text{ кг}$, 467€ .

Підбір теплолічильника

Теплолічильник встановлюємо на вході мережних трубопроводів в теплопункт. За номінальною витратою мережної води $6,56 \text{ кг/с}$ або $23,616 \text{ м}^3/\text{год}$ вибираємо фланцевий ультразвуковий теплолічильник фірми Danfoss марки «Sonocal2000» **dy65**. Маса $10,6 + 0,4 \text{ кг}$, ціна 1950 € .

Підбір регуляторів перепаду тиску

1. Регулювання перепаду тиску на регуляторі подачі теплоти на опалення

Втрати тиску мережної води, бар

$$\Delta p_{\text{мережі}} = p_1 - p_2 = 3,6 - 2,2 = 1,4.$$

Приймаємо втрати тиску в трубопроводах, арматурі $\Sigma \Delta p_{\text{обл}} = 10 \text{ кПа}$.

Перепад тиску на регуляторі тиску, бар

$$\Delta p_{\text{рег}} = \Delta p_{\text{мережі}} - \Delta p_{\text{кл}} - \Sigma \Delta p_{\text{обл}} - \Delta p_{\text{л}} = 1,4 - 0,15 - 0,10 - 0,1 = 1,05.$$

Пропускна здатність регулятора перепаду тиску, м³/год

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta p_{\text{рег}}}} \frac{17,2}{\sqrt{1,05}} = 16,78.$$

Оскільки $\Delta p_{\text{рег}}=1,05$ бар приймемо діапазон регулювання тиску 0,3...2 бар. За номограмою з каталога Danfoss вибираємо фланцевий регулятор перепаду тиску **AIP dy50** з максимальними тиском до 25бар і температурою до 150°C. Пропорційний діапазон регулювання $X_p=0,275$. Тобто, тиск, при якому регулятор максимально закриється, складає $1,05 + 0,275 = 1,325$ бар. Маса 11,8 кг, ціна 1571€.

2. Регулювання перепаду тиску на регуляторі подачі теплоти на ГВП

Втрати тиску мережної води $\Delta p_{\text{мережі}}=1,3$ бар, $\Sigma \Delta p_{\text{обл}} = 10$ кПа, $\Delta p_{\text{рег}}=1,05$ бар, тоді пропускна спроможність регулятора, м³/год

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta p_{\text{рег}}}} \frac{6,44}{\sqrt{1,05}} = 6,28.$$

Оскільки $\Delta p_{\text{рег}}=1,05$ бар приймемо діапазон регулювання тиску 0,3...2 бар. За номограмою з каталога Danfoss вибираємо фланцевий регулятор перепаду тиску **AIP dy25** з максимальними тиском до 25бар і температурою до 150°C. Пропорційний діапазон регулювання $X_p=0,225$. Тобто, тиск, при якому регулятор максимально закриється, складає $1,05+0,225=1,275$ бар. Маса 6,7кг, ціна 699 €.

Підбір перепускного клапана

Перепад тиску на клапані приймаємо рівним напору циркуляційних насосів, бар $H = 10,1$ м в. ст., або 0,97 бар.

Пропускна здатність перепускного клапана, м³/год

$$K_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta p_{\text{н.кл}}}} \frac{17,2}{\sqrt{0,97}} = 17,46.$$

За номограмою з каталога Danfoss вибираємо фланцевий регулятор тиску «до себе» (перепускний регулятор) **AIA dy50** з максимальними тиском до 25бар і температурою до 150°C. Маса 14,2 кг, ціна 1696€.

Інша арматура

Підбираємо іншу арматуру за позначеннями на тепловій схемі:

- шарові крани: dy100 – 2шт. по 55€; dy80 – 4шт. по 28€; dy50 – 6шт. по 9,5€; dy32 – 2шт. по 4,5€; dy25 – 3 шт. по 3,5€; dy20 – 2 шт. по 2,5€;
- сітчасті фільтри: dy100 – 1шт. по 93€; dy80 – 1шт. по 68€; dy32 – 1шт. по 4,5€; dy25 – 1 шт. по 3,5€; dy20 – 1шт. по 2,5€;
- зворотні клапани: dy50 – 2шт. по 12€; dy32 – 1шт. по 7€; dy25 – 1 шт. по 5€; dy20 – 1шт. по 3€;
- спускні крани dy15 – 4 шт. по 2€;
- манометри "по місцю" із підключенням – 14 шт. по 12€;
- термометри "по місцю" із підключенням – 7 шт. по 11€;
- запобіжний клапан на 6,0 бар, dy20 – 1 шт., по 6€;

– лічильник води «ВК-1,5» – 1 шт., 13 €; «ВК-2,5» – 1 шт., 26€.

Таким чином, сумарна вартість обладнання теплопункту складає 15 919€ або 117 800 грн.

Завдання для самостійної роботи

Приклад 5.2. Скласти теплову схему та визначити склад обладнання теплопункту, в якому до водяної теплової мережі підключена за залежною схемою система опалення потужністю Q_{co} з погодним регулюванням.

Розрахунковий температурний графік тепломережі 130/70°C. Надлишковий тиск в подавальному та зворотному трубопроводах мережі в розрахунковому режимі 3,3 та 2,3 бар. Гідравлічний опір системи опалення ΔH_{co} . Температурний графік системи опалення 60/80°C. Підживлювальну лінію розрахувати на 5 % від подачі циркуляційної води.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q_{co} , кВт	150	200	250	300	350	400	450	500	550	650
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ΔH_{co} , м в.ст.	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23

Приклад 5.3. Скласти теплову схему та визначити склад обладнання теплопункту, в якому до водяної теплової мережі підключена система гарячого водопостачання потужністю $Q_{гвп}$ (за незалежною схемою).

Розрахунковий температурний графік тепломережі в неопалювальному режимі 70/30°C. Надлишковий тиск в подавальному та зворотному трубопроводах мережі в розрахунковому режимі 4,2 та 2,8 бар. Гідравлічний опір системи гарячого водопостачання – 4 м в. ст. Подачу циркуляційного насоса в системі гарячого водопостачання прийняти – α % розрахункової підготовки гарячої води.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$Q_{гвп}$, кВт	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α , %	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65

Приклад 5.4. Скласти теплову схему та визначити склад обладнання теплопункту, в якому до водяної теплової мережі підключена за незалежною схемою система опалення потужністю Q_{co} з погодним регулюванням.

Розрахунковий температурний графік тепломережі 110/70°C. Надлишковий тиск в подавальному та зворотному трубопроводах мережі в розрахунковому режимі 2,9 та 2,1 бар. Гідравлічний опір системи опалення ΔH_{co} . Температурний графік системи опалення 95/70°C. Підживлювальну лінію розрахувати на 15 % від подачі циркуляційної води.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q_{co} , кВт	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ΔH_{co} , м в.ст.	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5

Приклад 5.5. Скласти теплову схему та визначити склад обладнання теплопункту, в якому до водяної теплової мережі підключена за незалежною схемою система теплопостачання калориферів вентиляційних установок потужністю Q_b .

Розрахунковий температурний графік тепломережі 130/70°C. Надлишковий тиск в подавальному та зворотному трубопроводах мережі в розрахунковому режимі 3,3 та 2,3 бар. Гідравлічний опір системи теплопостачання 5,5 м в. ст. Надлишковий тиск в зворотному трубопроводі системи перед циркуляційними насосами 2,1 бар. Температурний графік системи теплопостачання калориферів незмінний і складає 95/70°C. Підживлювальну лінію розрахувати на α % від подачі циркуляційної води.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Q_b , кВт	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
α , %	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21

6 ПРОКЛАДАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

6.1 Конструкційні вимоги до теплопроводів

Теплові мережі за способом прокладання поділяються на підземні і надземні (повітряні). Підземне прокладання (Underground laying) трубопроводів теплових мереж виконується: в каналах непрохідного і напівпрохідного поперечного перерізу, в тунелях (прохідних каналах) заввишки 2 м і більше, в загальних колекторах для спільного прокладання трубопроводів і кабелів різного призначення, у внутрішньоквартальних колекторах і технічних підпіллях і коридорах, безканально.

При виборі способів і конструкцій прокладання теплових мереж повинні враховуватися діаметри теплопроводів, вимоги до надійності теплопостачання та економічності спорудження і експлуатації.

6.2 Надземне прокладання

Спосіб надземного (повітряного) прокладання (Overground laying) теплових мереж має обмежене застосування в умовах забудови міста через архітектурно-планувальні вимоги, що висуваються до споруд такого виду.

Зараз знаходять застосування такі типи надземного прокладання [6]:

- на окремо стоячих щоглах (Mast) і опорах (див. рис. 6.1);
- на естакадах з суцільною пролітною будовою у вигляді ферм або балок;
- на тягах, прикріплених до верхівок щогл (вантова конструкція);
- на кронштейнах (Bracket) (див. рис. 6.2) та підвісних опорах (The suspended support) (див. рис. 6.3);
- на спеціальних спорудах (мостові переходи, підводні переходи, тунельні переходи).



Рисунок 6.1 – Прокладання теплотраси на окремих щоглах

Надземне прокладання трубопроводів широко застосовується на території промислових зон і окремих підприємств. Крім того, надземний спосіб прокладання використовують на територіях з високим рівнем стояння ґрунтових вод, на просадних ґрунтах і в районах вічної мерзлоти.

При повітряному прокладанні теплова ізоляція і власне трубопровід не піддаються руйнуючій дії ґрунтової вологи, а тому істотно підвищується їх довговічність і знижуються теплові втрати. Повітряне прокладання трубопроводів середніх діаметрів економічніше підземного прокладання в каналах на 20...30%, а для великих діаметрів – на 30...40%.

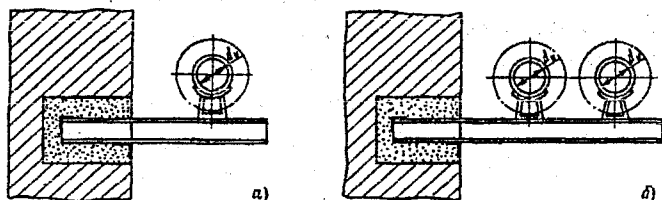


Рисунок 6.2 – Прокладання теплотраси на кронштейнах: а) – для одної труби; б) – для двох труб

Одним з найпоширеніших видів повітряного прокладання трубопроводів є прокладання на кронштейнах, укріплених в стінах будівель. Застосування цього способу може бути рекомендовано при прокладанні теплових мереж на території промислових підприємств.

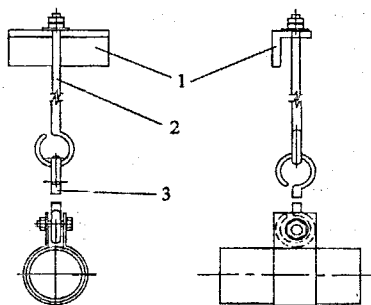


Рисунок 6.3 – Прокладання на підвісних опорах. 1 – кронштейн; 2 – підвісний болт; 3 – тяга

Найважливішим є забезпечення надійного закріплення кронштейнів в стінах існуючих будівель. Трубопроводи укладаються на кронштейни з привареними корпусами ковзальних опор.

На рис. 6.2 наведена типова конструкція кронштейнів для прокладання одного або двох трубопроводів діаметром від 50 до 300 мм.

6.3 Підземне прокладання

При розміщенні траси теплових мереж в міських районах звичайно приймається підземне прокладання трубопроводів. Частіше використовується прокладання трубопроводів в непрохідних і напівпрохідних каналах.

Канальна конструкція має ряд позитивних властивостей, що відповідають специфічним умовам роботи гарячих трубопроводів. Канали є будівельною конструкцією, що захищає трубопроводи і теплову ізоляцію від безпосереднього механічного і електрохімічного контакту з ґрунтом.

Прокладання в каналах забезпечує вільне температурне переміщення трубопроводів як в поздовжньому (осьовому), так і в поперечному напрямі, що дозволяє використовувати їх самокомпенсувальну здатність на куткових ділянках траси теплової мережі.

Однією з позитивних властивостей каналного прокладання є можливість застосування легких теплоізоляційних матеріалів (мінеральна вата, скловолокно тощо) з малим коефіцієнтом теплопровідності, що дозволяє знизити теплові втрати в мережах.

Напівпрохідні канали (semigangway channels) застосовуються головним чином при прокладанні трубопроводів великих діаметрів або на окремих ділянках теплових мереж при проходженні траси по території, що не допускає проведення земляних робіт, а також при великій глибині закладання каналів, коли засипка над перекриттям перевищує 2,5 м.

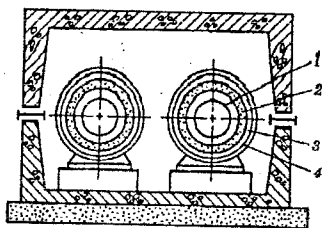


Рисунок 6.4 – Теплопровід в непрохідному каналі з повітряним зазором. 1 – трубопровід; 2 – антикорозійне покриття; 3 – теплоізоляційний шар; 4 – захисне механічне покриття

Основним конструктивним матеріалом, що використовується при спорудженні каналів, служить збірний залізобетон, що є достатньо надійним і довговічним при експлуатації в умовах підвищеної температури і вологості середовища.

Широке застосування в будівництві двотрубних водяних теплових сітей знайшли збірні канали для теплопроводів діаметром 50...1400 мм (див. рис. 6.4).

Елементи каналу є уніфікованими виробами, виготовляються з бетону з армуванням зварними сітками.

Як показує досвід експлуатації, трубопроводи великих діаметрів, прокладені в непрохідних каналах, недоступних для огляду і поточного ремонту, найбільш схильні до аварійних пошкоджень внаслідок зовнішньої корозії. Ці пошкодження призводять до тривалого припинення теплопостачання цілих житлових районів і промислових підприємств.

Безканальні теплопроводи. Безканальні теплопроводи за надійністю і довговічністю не поступаються теплопроводам в непрохідних каналах і навіть перевершують їх за початковою вартістю і трудовитратами на спорудження і експлуатацію. Вимоги до ізоляційних конструкцій безканальних теплопроводів такі ж, як і до ізоляційної конструкції теплопроводів в каналах, а саме, високий і стійкий в експлуатаційних умовах тепло-, воло-

го-, повітро- і електроопір.

Всі конструкції безканалних теплопроводів можна розділити на три групи: *в монолітних оболонках; засипні; литі*. На практиці найбільше застосування на даний час отримали теплопроводи в монолітних оболонках.

Застосування безканалних теплопроводів в монолітних оболонках – один з основних шляхів індустріалізації будівництва теплових мереж [7].

В цих теплопроводах на сталевий трубопровід накладена в заводських умовах оболонка, що поєднує тепло- і гідроізоляційні конструкції. Ланки таких елементів теплопроводу завдовжки до 12 м доставляються на місце будівництва, де виконується їх укладання в підготовлену траншею, стикове зварювання окремих ланок між собою і накладання ізоляційних шарів на стикове з'єднання. В принципі теплопроводи з монолітною ізоляцією можуть застосовуватися не тільки безканално, але і в каналах.

Сучасним вимогам до надійності і довговічності достатньо відповідають найбільш розповсюджені попередньо ізольовані теплопроводи (Preliminary isolated pipes) з монолітною теплоізоляцією з комірчастого полімерного матеріалу типу пінополіуретана із замкнутими порами і інтегральною структурою, виконаною методом формування на сталевій трубі в поліетиленовій оболонці (типу «труба в трубі») (ряд типорозмірів дивись у додатку Ж).

Застосування полімерного матеріалу дозволяє створювати ізоляційну конструкцію з наперед заданими властивостями.

Особливість інтегральної структури теплогідроізоляційної конструкції полягає в тому, що окремі шари матеріалу розподілені по густині відповідно до їх функціонального призначення.

Периферійні шари ізоляційного матеріалу, прилеглі до зовнішньої поверхні сталеві труби і до внутрішньої поверхні поліетиленової оболонки, мають більш високу густину і міцність, а середній шар, що виконує основні функції теплоізоляції, має меншу густину, але і низьку теплопровідність.

Завдяки високій адгезії периферійних шарів ізоляції до поверхні контакту, тобто до зовнішньої поверхні сталеві труби і внутрішньої поверхні поліетиленової оболонки, істотно підвищується довготривала міцність ізоляційної конструкції, оскільки при тепловій деформації сталевий трубопровід переміщається в ґрунті разом з ізоляційною конструкцією і не виникає торцевих зазорів між трубою і ізоляцією, через які волога може проникнути до поверхні сталеві труби.

Середня теплопровідність пінополіуретанової теплоізоляції складає

залежно від густини матеріалу $0,03 \dots 0,05 \text{ Вт/(м·К)}$, що втричі нижче теплопровідності більшості теплоізоляцій, що використовуються для теплових мереж (мінеральна вата, армопінобетон, бітумоперліт тощо).

Завдяки високому тепло- і електроопору і низьким повітропроникності і вологопоглинанню зовнішньої поліетиленової оболонки, що створює додатковий гідроізоляційний захист, теплогідроізоляційна конструкція захищає теплопровід не тільки від теплових втрат, але й від зовнішньої корозії. Тому при застосуванні цієї конструкції ізоляції відпадає необхідність в спеціальному антикорозійному захисті поверхні сталевих трубопроводів.

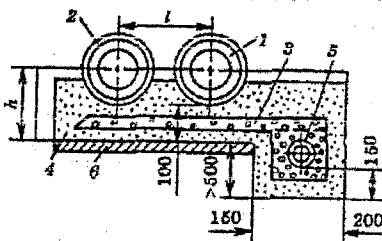


Рисунок 6.5 – Загальний вигляд двотрубного безканалного теплопроводу в монолітних оболонках. 1, 2 – подавальний і зворотний теплопровід; 3 – гравієвий фільтр; 4 – піщаний фільтр; 5 – дренажна труба; 6 – бетонна основа (для слабких ґрунтів)

На рис. 6.5 показаний розріз двотрубного безканалного теплопроводу в монолітних оболонках.

На рис. 6.5 показаний розріз двотрубного безканалного теплопроводу в монолітних оболонках.

Тунелі і колектори. Найбільше застосування в будівництві тунелів і колекторів отримали конструкції збірних залізобетонних колекторів. Конструкції є уніфікованими виробами і призначені для спорудження міських і внутрішньоквартальних колекторів відкритим способом.

Разом з конструкцією лінійних частин колекторів в типовому проекті розроблені конструктивні рішення кутів повороту колекторів, камер для обслуговування двосторонніх сальникових компенсаторів, водопровідних камер, камер для розводки кабелів. Габарити камер визначені на підставі аналізу технологічних схем, що часто зустрічаються, і можуть коректуватися при конкретному проектуванні.

Конструкції тунелів і колекторів повинні бути захищені від проникання в них поверхневих і ґрунтових вод. Перекриття та стіни тунелів і колекторів, що розташовуються вище за рівень ґрунтових вод, слід захищати гідроізоляцією. В тунелях і колекторах необхідно передбачати повздовжній ухил не менше $0,002$.

Для прокладання трубопроводів теплових мереж в тунелях і колекторах передбачається встановлення рухомих і нерухомих опор, а також камер для розміщення сальникових і гнутих компенсаторів, засувки і іншого устаткування. Місце розташування опорних конструкцій і камер приймається за проектом теплових мереж. Габарити камер повинні встанов-

люватися з урахуванням забезпечення проходів для нормального обслуговування устаткування в період експлуатації відповідно до вимог [1].

В перекриттях камер повинні передбачатися люки діаметром 0,63 м з подвійною кришкою і замковим пристроєм в кількості не менше двох. В місцях розміщення устаткування і великогабаритної арматури слід додатково влаштовувати монтажні отвори завдовжки не менше 4 м і шириною не менше найбільшого діаметра труби, що прокладається, плюс 0,1 м, але не менше 0,7 м. Нерухомі опори слід, як правило, виконувати з монолітного або збірного залізобетону. Ковзальні опори трубопроводів, що розташовуються у верхніх ярусах, проскуються з металоконструкцій, приварюваних до закладних деталей в елементах стін і дна колектора.

Внутрішні габарити проєктованих колекторів слід встановлювати з урахуванням таких вимог: ширина проходу не менше 800 мм, висота – 2000 мм (в світлі); відстань (в світлі) від поверхні ізоляції трубопроводів діаметром 500...700 мм до стінки і підлоги колектора 200 мм, для трубопроводів діаметром 800...900 мм – 220 мм і до перекриття колектора відповідно 120 і 150 мм; відстань між поверхнями ізоляції теплопроводів по вертикалі 200 мм для трубопроводів діаметром 500...900 мм; відстань від поверхні труб водопроводу, напірної каналізації і повітропроводів до будівельних конструкцій колектора і до кабелів не менше 200 мм; вертикальна відстань між консолями для укладання силових кабелів 200 мм, для укладання контрольних кабелів і кабелів зв'язку 150 мм, горизонтальна відстань (в світлі) між силовими кабелями 35 мм, але не менше діаметра кабелю. Силові кабелі розташовуються над кабелями зв'язку, кожний горизонтальний ряд силових кабелів відділяється від інших рядів і від кабелів зв'язку прокладкою з негорючих азбестоцементних листів. Над трубопроводами допускається прокладати тільки кабелі зв'язку.

Приклад технологічного перерізу міського колектора показаний на рис. 6.6. Нормальна і безпечна експлуатація міських колекторів можлива тільки за умови їх спеціального устаткування, в комплекс якого входять вентиляція, електроосвітлення, золовидалення і інші пристрої. В газифікованих містах загальні колектори повинні обладнуватись сигналізацією за газуваності.

Колектори необхідно обладнувати природною і механічною вентиляцією для забезпечення внутрішньої температури в межах 5...30°C і не менше трикратного обміну повітря за 1 год. Спосіб вентиляції повинен прийматися відповідно до санітарних правил, залежно від призначення ко-

лктора.

Проектом вентиляції визначаються місця установки датчиків системи сигналізації про загазованість. Датчики необхідно встановлювати в підвищених точках профілю

колектора, а також в місцях можливого проникнення газу в колектор.

Для видалення ґрунтових і випадкових вод і води з колектора при аварії, а також при спорожненні трубопроводів необхідно передбачати аварійні насосні станції. Продуктивність станції визначається з умови: спуск води з одного трубопроводу найбільшого діаметра протягом 2 год.

Для експлуатації колекторів слід передба-

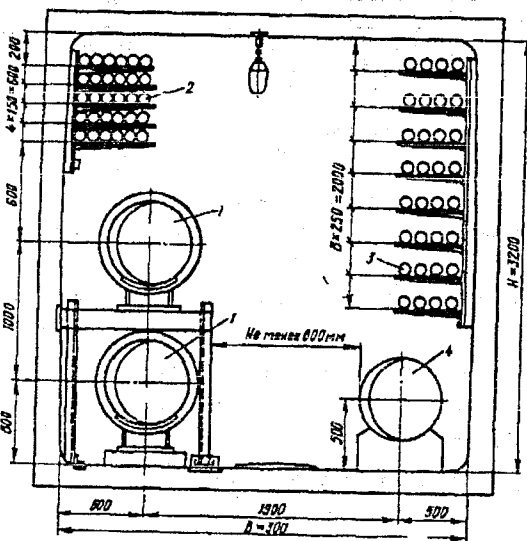


Рисунок 6.6 – Технологічний переріз колектора. 1 – трубопроводи Ду 600 мм; 2 – кабелі зв'язку; 3 – силові кабелі; 4 – водопровід Ду 500 мм

чати диспетчерські пункти. Розміщувати диспетчерські пункти по трасі колектора виходить з розрахунку один пункт не більше ніж на 5 км протяжності тунелю з рівною зоною обслуговування в кожную сторону. Диспетчерський пункт, як правило, розташовується в будівлях, що примикають до колектора, або поблизу від нього. Вхід в колектор, повинен, як правило, здійснюватися через диспетчерський пункт.

6.4 Опори трубопроводів

Опори поділяють на вільні і нерухомі. Вільні опори сприймають вагу трубопроводу з тепловою ізоляцією, теплоносієм і дозволяють трубопроводу вільно переміщатися.

Нерухомі опори сприймають зусилля внутрішнього тиску, реакцію компенсаторів і вільних опор. Вони фіксують положення трубопроводів. Відстань між вільними (рухомими) опорами визначається або за допустимими напруженнями на вигин, або за допустимою стрілою прогинання.

Вільні опори (див. рис. 6.7) можуть бути ковзальними, роликовими і катковими.

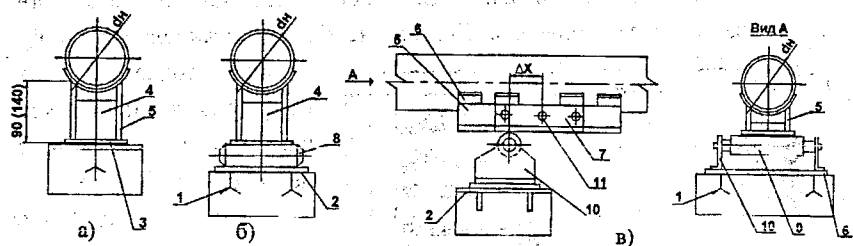


Рисунок 6.7 – Вільні опори: а) – ковзальна; б) – каткова; в) – роликова. 1 – лапа; 2 – опорна плита; 3 – основа; 4 – ребро; 5 – ребро бокове; 6 – подушка; 7 – монтажне положення опори; 8 – каток; 9 – ролик; 10 – кронштейн; 11 – отвір

Ковзальні опори (slide support) застосовуються для трубопроводів з діаметром меншим 400 мм.

Горизонтальна реакція на роликовій опорі (Roller support) розраховується з умови рівності силових моментів. Роликові опори застосовуються на трубопроводах середнього діаметра.

Каткові опори (drive support) застосовуються на трубопроводах великого діаметра. Зі всіх вільних опор

найменше значення горизонтальної реакції мають роликові опори.

У ряді випадків застосовуються також підвісні опори (рис. 6.3).

Нерухомі опори сприймають реакцію внутрішнього тиску, вільних опор і компенсатора (рис. 6.8).

Схема 1. З обох сторін нерухомої опори В розташовані сальникові компенсатори. Торцеві перерізи ділянок трубопроводу з обох боків опори В відкриті. Осьове зусилля внутрішнього тиску не передається ($a=0$).

Схема 2. З обох сторін опори В розташовані ділянки з природною компенсацією. Торцеві перерізи ділянки закриті відведеннями з обох сторін опори В. Зусилля внутрішнього тиску передаються, але вони протилежні і рівні ($a=0$).

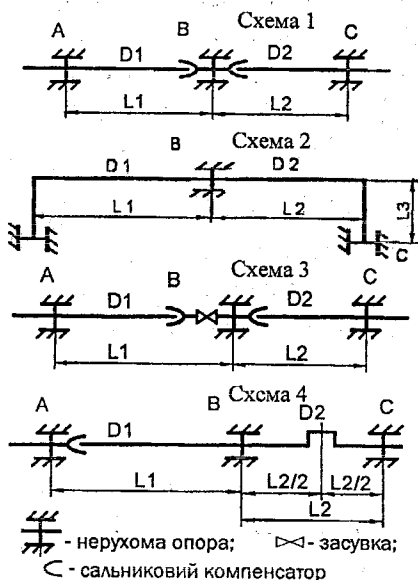


Рисунок 6.8 – Схеми розташування опор

Схема 3. На трубопроводі встановлена засувка. При її закритті з обох боків може встановитися різний тиск. З'явиться осьове зусилля ($a=1$).

Схема 4. З одного боку – сальниковий компенсатор, з іншої – гнучий (пружний) компенсатор. Осьове зусилля внутрішнього тиску направлено від нерухомої опори у бік пружного компенсатора

6.5 Компенсація температурних деформацій

Компенсація температурних деформацій (Temperature deformation) сталевих трубопроводів має виключно важливе значення при транспорті теплоносія. При нагріві в стінці труби виникають великі руйнівні напруги. Якщо відсутня компенсація температурних напруг, то це може привести до руйнування трубопроводу.

Подовження труби при підвищенні температури на Δt можна розрахувати з формули, м

$$\Delta \ell = \alpha \cdot \ell \cdot (\tau - t_m), \quad (6.1)$$

де ℓ – відстань між нерухомими опорами;

t_m – температура під час монтажу;

α – коефіцієнт лінійного подовження матеріалу трубопроводу, для вуглецевої сталі $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}$ 1/град.

Напруга, що виникає під час температурної деформації, Па

$$\sigma = \frac{\Delta \ell}{\ell} E = \alpha \cdot \Delta t \cdot E. \quad (6.2)$$

Зусилля стиснення, що виникає у випадку нагріву в прямолінійному трубопроводі без компенсації, Н

$$P = \sigma \cdot f = \alpha \cdot \Delta t \cdot E \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot \delta. \quad (6.3)$$

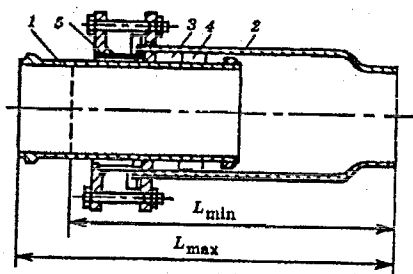


Рисунок 6.9 – Сальниковий одnobічний компенсатор. 1 – стакан; 2 – корпус; 3 – уцілювання; 4 – упорне кільце; 5 – грундбука

Для компенсації температурних деформацій використовують різні пластичні вставки (компенсатори). За принципом дії компенсатори (Compensator) поділяються на радіальні і осьові. Осьові компенсатори поділяють на сальникові (рис. 6.9) і ліззові (сильфонні) (рис. 6.10). Осьові компенсатори допускають

переміщення трубопроводу тільки по напрямку осі. Їх не можна встановлювати близько до поворотів.

Сальникові компенсатори (див. рис. 6.9) мають малі габарити та низький гідравлічний опір, внаслідок чого широко використовуються у випадку підземного прокладання.

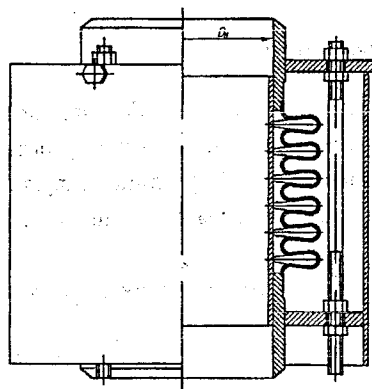


Рисунок 6.10 – Осьовий нерозвантажений сильфонний компенсатор

З іншого боку вони потребують вивірення осової лінії трубопроводу і компенсатора і для їх обслуговування необхідне влаштування теплофікаційної камери.

Лінійні компенсатори (рис. 6.10) встановлюються на трубопроводах низького тиску – до 0,5 МПа. Вони не потребують обслуговування і дозволяють невеликі перекося у співвідношенні трубопроводу і компенсатора. Широко використовуються з попередньо ізолюваними теплопроводами.

Найбільше розповсюдження отримали гнуті компенсатори П-подібної, Г-подібної, Z-подібної форми.

Радіальні компенсатори дозволяють переміщення трубопроводу і в осевому, і в радіальному напрямках. При радіальній компенсації термічна деформація трубопроводу сприймається за рахунок вигину еластичних вставок або окремих ділянок самого трубопроводу.

Розрахунок радіальної компенсації полягає у знаходженні зусиль і напруг, що виникають у трубопроводі під дією пружних деформацій, виборі довжин плечей, що взаємодіють та у визначенні поперечного переміщення ділянок трубопроводу при компенсації. У П-подібних компенсаторах (рис. 6.11) максимальна напруга на вигин виникає у так званій спинці компенсатора.

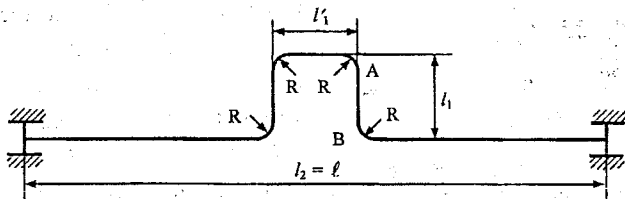


Рисунок 6.11 – Схема П-подібного компенсатора

Напруга, що виникає від теплових подовжень у трубопроводі зі звичайними колінами при $R = 0$ і затисненні його кінців

$$\sigma = C \cdot \frac{\Delta \ell \cdot E \cdot d_n}{l_1^2}, \quad (6.4)$$

де l_1 – виліт компенсатора, м;

C – коефіцієнт, що залежить від конфігурації трубопроводу

$$C_A = \frac{1,5}{2 \cdot n_1 + 2 - \frac{n_1 + 1}{n_2 - n_1 + 1}}, \quad (6.5)$$

$$C_B = \frac{1,5}{\frac{(3 \cdot n_1 + 2) \cdot (n_2 - n_1 + 1)}{n_1 + 1} - 1}, \quad (6.6)$$

де $n_1 = l_1' / l_1$; $n_2 = l_2 / l_1$.

При $n_2 > 2 \cdot n_1 - \sigma_A > \sigma_B$. Коли $R \neq 0$, необхідно проводити перевірний розрахунок з врахуванням радіуса згину трубопроводу [4].

Компенсація напруг за рахунок вигину окремих ділянок самого трубопроводу називається природною компенсацією. Переваги – простота встановлення, надійність, розвантаженість нерухомих опор від зусиль внутрішнього тиску. Недолік – поперечне переміщення ділянок, що деформуються. Це потребує збільшення перерізу непрохідних каналів і ускладнює застосування засипних ізоляцій і безканального прокладання.

6.6 Експлуатація теплових мереж

Обов'язковими умовами нормальної експлуатації теплової мережі є додержання двох основних вимог: надійність та якість теплопостачання [9].

Під час експлуатації існують дві основні причини порушень роботи теплових мереж:

- пошкодження теплопроводів;
- раптова втрата значної потужності джерел теплоти.

Підвищення надійності теплопостачання. Устаткування систем централізованого теплопостачання і їх схеми повинні вибиратися з умов забезпечення безперебійного теплопостачання споживачів.

Під надійністю теплових мереж розуміється їх здатність забезпечувати споживачів необхідною кількістю теплоносія при заданій його якості, залишаючись протягом заданого терміну (25...30 років) в повністю

роботоздатному стані при збереженні заданих на стадії проектування техніко-економічних показників (значень абсолютних і питомих втрат теплоти, питомої пропускної спроможності, витрати електроенергії на перекачування тощо).

Надійність теплопостачання (Reliability of heat supply) є складною властивістю, що складається з більш простих властивостей, таких як безвідмовність (Faultless), довговічність (Longevity), ремонтпридатність (Repair suitability), збережність (conservation).

1. **Безвідмовність.** Під безвідмовністю теплових мережі розуміється їх здатність зберігати робочий стан протягом заданого нормативного терміну служби. Кількісним показником виконання цієї властивості може служити параметр потоку відмов, визначуваний як число відмов за рік, віднесене до одиниці (1 км) протяжності теплопроводів.

2. **Довговічність.** Під довговічністю ділянок теплових мережі розуміється властивість зберігати роботоздатність до настання граничного стану, коли подальше їх використання неприпустимо або економічно недоцільно. Економічно доцільний термін дії теплопроводу з урахуванням чинника надійності може бути знайдений з умови, що річні розрахункові витрати при споруді нового теплопроводу рівні або менші щорічних витрат на ліквідацію відмов діючого теплопроводу.

3. **Ремонтпридатність.** Під ремонтпридатністю розуміється здатність до підтримки і відновлення роботоздатного стану ділянок теплових мережі шляхом забезпечення їх ремонту з подальшим введенням в експлуатацію після ремонту. Як основний параметр, що характеризує ремонтпридатність теплопроводу, можна прийняти час, необхідний для ліквідації пошкодження.

4. **Збережність.** Під збережністю теплових мережі розуміється їх здатність зберігати безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність протягом терміну консервації.

Якість теплопостачання. На відміну від систем електропостачання, де якість електричної енергії нормована і закріплена відповідним ГОСТом, державного стандарту на якість теплової енергії в системах теплопостачання немає.

Теплова енергія є товаром, що має специфічні властивості: енергію неможливо складувати, її споживання відбувається практично у момент виробництва (з деяким транспортним запізнюванням) і т.п. Тому в договорі теплопостачання в обов'язковому порядку повинна бути вказана не

тільки кількість теплової енергії, але і її якість (Quality of heat supply).

Під якістю теплової енергії розуміється відповідність термодинамічних параметрів теплоносія (температури пари і мережної води в подавальному трубопроводі і їх тиску), а також допустимі значення їх відхилення від договірних умов роботи теплотехнологічних установок споживача.

Методи виявлення і ліквідації пошкоджень в системах теплопостачання. Витоки води з мережі заповнюються зм'якшеною, деаерованою водою, а це потребує спорудження дорогих водопідготовчих установок на ТЕЦ або в котельнях і додаткових витрат матеріалів і енергії в процесі експлуатації. Забезпечення високої щільності системи і зменшення витрати підживлювальної води є постійними і найважливішими задачами експлуатаційного персоналу.

Одне з можливих місць витоків мережної води (flow out of water) – водо-водяні кожухотрубчасті підігрівники гарячого водопостачання, встановлювані на ГТП або МТП в закритих системах теплопостачання, а також опалювальні водо-водяні підігрівники при незалежній схемі приєднання опалювальних установок.

Мережна вода часто незаконно відбирається в системах споживачів для різних господарських потреб. Для виявлення витоків і незаконних відборів мережної води доцільно проводити епізодичні випробування щільності системи за допомогою добавки до підживлювальної води флюоресцеїна, який зафарблює її в зелений колір, чим полегшує виявлення місць витоків в мережа і відбору мережної води в абонентних установках.

Виникнення розривів і нещільності – одна з найчастіших причин відмов і аварій в теплових мережах. Ознакою розриву або нещільності водяної теплової мережі є спад тиску в точці регульованого тиску або в нейтральній точці системи теплопостачання, викликане сильним витоком води з системи. Для підтримки заданого тиску доводиться збільшувати підживлення системи теплопостачання понад номінальне значення.

Випробування теплових мереж. Під час приймання в експлуатацію новоспоруджених теплових мереж, а також для перевірки стану діючих мереж проводяться їх випробування (Test of networks).

Основні види випробувань:

- 1) **гідравлічні:** на міцність і герметичність (щільність), на гідравлічний опір (втрати тиску) окремих елементів системи;
- 2) **теплові:** на максимальну температуру теплоносія і на теплові втрати.

При випробуваннях на міцність і герметичність ділянок повозмонтажних трубопроводів разом з арматурою створюється пробний тиск, що

перевищує робочий на 25 %. Пробний тиск підтримується протягом короткого періоду часу (звичайно 15 хв.), а потім знижується до робочого. Результати випробування визнаються задовільними, якщо після встановлення робочого тиску його зниження не перевищує 10% за 2 год.

Випробувальний тиск для відбракування ослаблених корозією труб, вибраний з умови руйнування товщини стінки труби, що збереглася, МПа

$$P_{\text{випр}} = p_p + 2 \cdot \delta'_k \cdot \sigma_b / d_b, \quad (6.7)$$

де p_p – робочий тиск, МПа;

δ'_k – мінімальна допустима товщина стінки трубопроводу, м;

σ_b – тимчасовий опір стінки труби розриву, МПа;

d_b – внутрішній діаметр трубопроводу, м.

Часовий витік води з трубопроводу, за даними випробування, якщо 1-й режим – підвищення тиску за рахунок підкачування води, 2-й режим – зниження тиску до початкового за рахунок випуску води в мірний бак, л/год

$$V_{\text{вит}} = \frac{60 \cdot (W_{\text{підк}} - W_{\text{вип}})}{z_1 + z_2}, \quad (6.8)$$

де $W_{\text{підк}}$ – об'єм підкачаної води, л;

$W_{\text{вип}}$ – об'єм випущеної води, л;

z_1, z_2 – тривалість першого і другого режиму, хв.

Часовий витік води з трубопроводу за даними випробування при двох режимах з однаковою зміною тиску води в тому ж інтервалі тиску, (1-й режим – природне зниження тиску води; 2-й режим – зниження тиску за рахунок випуску води в мірний бак), л/год [8]

$$V_{\text{вит}} = \frac{60 \cdot W_{\text{вип}}}{z_1 - z_2}. \quad (6.9)$$

У випадку аварійної ситуації і припинення циркуляції води в теплопроводах за від'ємних значень температур навколишнього повітря можливе замерзання води в трубах.

Час початку появи льоду в водяному трубопроводі, прокладеному на відкритому повітрі, після припинення циркуляції води в ньому, с

$$z = R \cdot G \cdot c \cdot \ln \frac{\tau_{\text{поч}} - t_{\text{зов}}}{\tau_{\text{кін}} - t_{\text{зов}}}, \quad (6.10)$$

де R – термічний опір 1 м довжини трубопроводу, (м·К)/Вт;

c – теплоємність води, Дж/(кг·К);

G – маса води в 1 м довжини трубопроводу, кг/м;

$t_{\text{поч}}$, $t_{\text{кін}}$ – початкова і кінцева температура води в трубопроводі, °С.

Для захисту від блукаючих струмів використовують:

- катодний захист (в ґрунт закладають електроди і подають напругу);
- електричне секціонування трубопроводів (в цьому випадку елементи трубопроводів з'єднуються з використанням фланців між якими закладають електроізоляційний матеріал);
- збільшення електроопору ґрунту (спеціальні добавки в ґрунт);
- застосування електроізоляційних покривних матеріалів, прокладання методом "труба в трубі".

Контрольні питання

1. Які вимоги висуваються до конструкцій теплопроводів?
2. Поясніть методи захисту теплопроводів від внутрішньої та зовнішньої корозії.
3. Поясніть переваги та недоліки різних способів прокладання теплопроводів.
4. Дайте характеристику попередньо ізольованих теплопроводів з монолітними оболонками.
5. Поясніть основні особливості проектування колекторів для прокладання теплопроводів.
6. Які види опор і в яких випадках використовують?
7. Поясніть особливості встановлення компенсаторів.
8. Назвіть основні шляхи підвищення надійності водяних систем тепlopостачання.
9. Вкажіть основні показники якості тепlopостачання.

Приклади задач з розв'язаннями

Приклад 6.1. Під час приймального випробування трубопроводу з арматурою (сальникові компенсатори і засувки) діаметром 207 мм і довжиною 900 м надлишковий тиск води в ньому був піднятий з 0,8 до 1 МПа за рахунок підкачування 70 л води протягом 4 хв. Після припинення підкачування тиск води почав спадати. Час спадання тиску з 1 до 0,8 МПа склав 16 хв., причому в цей же проміжок часу через дренажний вентиль було випущено 20 л води для прискорення зниження тиску.

Визначити годинне витікання води з трубопроводу, годинне витікан-

ня води, віднесене до одиниці ємкості трубопроводу, і годинне витікання води, віднесене до одиниці матеріальної характеристики ($M = d \cdot l$).

Визначити об'єм повітря в трубопроводі при абсолютному тиску 0,1 МПа. В розрахунках впливом стиснення води знехтувати.

Розв'язання

Годинне витікання води, л/год.

$$V_{\text{вит}} = \frac{60 \cdot (W_{\text{підк}} - W_{\text{вип}})}{z_1 + z_2} = \frac{60 \cdot (70 - 20)}{16 + 4} = 150.$$

Об'єм трубопроводу, м³

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L = \frac{3,14 \cdot 0,207^2}{4} \cdot 900 = 30,3.$$

Витікання води, віднесене до об'єму трубопроводу, л/(м³·год.)

$$V_{\text{вит}} / V = 150 / 30,3 = 4,95.$$

Витікання води, віднесене до одиниці матеріальної характеристики трубопроводу, л/(м²·год.)

$$\frac{V_{\text{вит}}}{d \cdot L} = \frac{150}{0,207 \cdot 900} = 0,805.$$

Абсолютні тиски на початку та на кінці підкачування, МПа

$$p_{\text{п}} = 0,8 + 0,1 = 0,9, \quad p_{\text{к}} = 1,0 + 0,1 = 1,1.$$

Об'єм повітря $V_{\text{к}}$ в кінці підкачування рівний об'єму повітря $V_{\text{п}}$ для початкового абсолютного тиску, доданому до об'єму, що звільнився внаслідок витікання води $V_{\text{вит}} \cdot z_1 / 60$, за вирахуванням об'єму підкачаної води $W_{\text{підк}}$

$$V_{\text{к}} = V_{\text{п}} + V_{\text{вит}} \cdot \frac{z_1}{60} - W_{\text{підк}} = V_{\text{п}} + 150 \cdot \frac{4}{60} - 70 = V_{\text{п}} - 60.$$

За законом Бойля – Маріотта

$$p_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}} = p_{\text{к}} \cdot (V_{\text{п}} - 60),$$

звідки

$$V_{\text{п}} = \frac{60 \cdot p_{\text{к}}}{p_{\text{к}} - p_{\text{п}}} = \frac{60 \cdot 1,1}{1,1 - 0,9} = 330 \text{ л.}$$

Об'єм повітря для абсолютного тиску 0,1 МПа, л

$$V_0 = \frac{V_{\text{п}} \cdot p_{\text{п}}}{p_0} = \frac{330 \cdot 0,9}{0,1} = 2970, \text{ або } 2,97 \text{ м}^3.$$

Об'єм повітря, виражений у відсотках від ємності трубопроводу, %

$$\frac{2,97 \cdot 100}{30,3} = 9,8.$$

Приклад 6.2. Визначити час спустошення від води трубопроводу внутрішнім діаметром 259 мм і довжиною 400 м, прокладеного з ухилом 0,012. Спусковий клапан діаметром 50 мм розташований в нижній точці трубопроводу. Коефіцієнт витрати випускного клапана $\mu = 0,6$. В розрахунках прийняти, що трубопровід є похилим циліндром з горизонтальною основою і усічений у верхній точці паралельно основі. При розрахунку також прийняти, що діаметр повітровідвідника у верхній точці трубопроводу достатньо великий, тому тиск повітря над рівнем води в трубопроводі можна з допустимою точністю вважати рівним атмосферному.

Розв'язання

Площа живого перерізу випускного клапана, м^2

$$F_{\text{вип}} = \pi \cdot d_{\text{вип}}^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,05^2 / 4 = 0,00196.$$

Площа живого горизонтального перерізу похилого трубопроводу, м^2

$$F = \pi \cdot d_{\text{в}}^2 / (4 \cdot i) = 3,14 \cdot 0,259^2 / (4 \cdot 0,012) = 4,388.$$

Висота рівня над випускним клапаном на початку витікання, м

$$h = L \cdot i = 400 \cdot 0,012 = 4,8.$$

Тоді за нескінченно малий відрізок часу dz при висоті рівня над випускним клапаном у нескінченно малий об'єм води, який витікає через нього, буде рівним нескінченно малому об'єму трубопроводу, що звільнився від води

$$\mu \cdot F_{\text{вип}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot y} \, dz = -F \, dy.$$

З цього рівняння знаходимо

$$dz = - \frac{F \, dy}{\mu \cdot F_{\text{вип}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot y}}.$$

Інтегруючи в межах від $y = h$ до $y = 0$, отримаємо

$$z = \frac{2 \cdot F \cdot \sqrt{h}}{\mu \cdot F_{\text{вип}} \cdot \sqrt{2 \cdot g}}.$$

Підставляючи в останню формулу числові значення величин, знаходимо час спустошення трубопроводу

$$z = \frac{2 \cdot 4,388 \cdot \sqrt{4,8}}{0,6 \cdot 0,00196 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81}} = 3687 \text{ с} \quad \text{або} \quad 1,024 \text{ год.}$$

Приклад 6.3. У двотрубного сталевого водяного теплопроводу із діаметром 108/100 мм, прокладеного на відкритому повітрі, на значній довжині зворотного трубопроводу була повністю зруйнована теплова ізоляція. Визначити, через який час почнеться утворення льоду у вказаній діля-

нці після аварійного виключення циркуляції води при температурі зовнішнього повітря -25°C . Температура води в зворотному трубопроводі перед виключенням циркуляції води була 70°C .

В розрахунках прийняти коефіцієнт тепловіддачі па внутрішній стінці трубопроводу $200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, а на зовнішній стінці $- 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

Розв'язання

Прийmemo коефіцієнт теплопровідності сталі $58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$.

За таблицями теплофізичних властивостей води при температурі 70°C густина і теплоємність складають $\rho = 977,8 \text{ кг}/\text{м}^3$, $c = 4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

Термічний опір трубопроводу (див. розділ 7), $(\text{м} \cdot \text{K})/\text{Вт}$

$$R = \frac{1}{\pi d_B \alpha_B} + \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{тр}}} \ln \frac{d_{\text{зов}}}{d_B} + \frac{1}{\pi d_{\text{зов}} \alpha_{\text{зов}}} =$$

$$= \frac{1}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 200} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 58} \ln \frac{0,108}{0,1} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,108 \cdot 20} = 0,164.$$

Маса води в трубопроводі довжиною 1 м, $\text{кг}/\text{м}$

$$G = \frac{\pi \cdot d_B^2 \cdot 1 \cdot \rho}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 1 \cdot 977,8}{4} = 7,68.$$

Час початку утворення льоду,

$$z = R \cdot G \cdot c \cdot \ln \frac{\tau_{\text{п}} - t_{\text{зов}}}{\tau_{\text{к}} - t_{\text{зов}}} = 0,164 \cdot 7,68 \cdot 4187 \cdot \ln \frac{70 + 25}{0 + 25} = 7018 \text{ с або } 1,95 \text{ год.}$$

Приклад 6.4. Визначити виліт П-подібного компенсатора для трубопроводу $d_s = 325 \text{ мм}$, що має прямолінійну ділянку $\ell = 80 \text{ м}$. П-подібний компенсатор та частини прямолінійної ділянки, що примикають до нього, прокладені у непрохідному каналі, а інша частина прямолінійної ділянки –

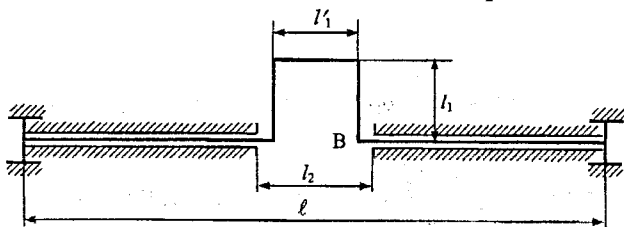


Рисунок 6.12 – До прикладу 6.4

безканално, причому $l'_1 = l_1$; $l_2 = 3 \cdot l_1$ (рис. 6.12).

Перевищення температури теплоносія над температурою повітря при монтажі $(\tau - t_{\text{м}}) = 150^{\circ}\text{C}$. Попереднє розтягування компенсатора складає 50 % від повного лінійного подовження. При розрахунку прийняти

умовно, що компенсатор виконаний зі зварними колінами і з радіусом згину колін $R = 0$, що дозволяє прийняти допустиму напругу $\sigma^d = 80$ МПа.

Розв'язання

Повне $\Delta \ell$ і розрахункове $\Delta \ell^p$ (з урахуванням попереднього розтягування) подовження ділянки трубопроводу, м

$$\Delta \ell = \alpha \cdot \ell \cdot (\tau - t_m) = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 80 \cdot 150 = 0,144 ,$$

$$\Delta \ell^p = 0,5 \cdot \Delta \ell = 0,5 \cdot 0,144 = 0,072 .$$

Відношення довжин ділянок компенсатора до вильоту $n_1 = l'_1/l_1 = 1$; $n_2 = l_2/l_1 = 3$. Оскільки $n_2 > 2 \cdot n_1$, тому максимальна напруга буде у точці А, для якої визначаємо коефіцієнт C_A за (6.5)

$$C_A = \frac{1,5}{2 \cdot n_1 + 2 - \frac{n_1 + 1}{n_2 - n_1 + 1}} = \frac{1,5}{2 + 2 - \frac{1 + 1}{3 - 1 + 1}} = 0,45 .$$

Виліт компенсатора з формули (6.4)

$$l_1 = \sqrt{C_A \cdot \frac{\Delta \ell^p \cdot E \cdot d_3}{\sigma^d}} = \sqrt{0,45 \cdot \frac{0,072 \cdot 19,62 \cdot 10^{10} \cdot 0,325}{80 \cdot 10^6}} = 5,08 \text{ м} .$$

Завдання для самостійної роботи

Приклад 6.5. Визначити випробувальний тиск для відбракування ослаблених корозією труб діаметром d . Розрахункову товщину стінки, що має зруйнуватися, прийняти δ . Тимчасовий опір розриву для матеріалу труби прийняти 380 МПа. Робочий тиск складає 1,5 МПа.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d , мм	51	70	82	100	150	309	412	513	612	700
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
δ , мм	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2,8

Приклад 6.6. При випробуванні герметичності опалювальної системи ємністю V природне спадання тиску води в ній за манометром від 0,6 до 0,58 МПа тривало 17,5 хв. Після цього тиск в системі був знов піднятий до 0,6 МПа і шляхом випуску води в мірну посудину в кількості $W_{\text{вип}}$ понижено до 0,58 МПа за 1,3 хв.

Визначити годинний і питомий годинний, віднесений до одиниці ємності, витік води.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$W_{\text{вип}}, \text{ мм}$	6	5,8	5,6	5,4	5,2	5	4,8	4,6	4,4	4,2
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V, \text{ м}^3$	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55

Приклад 6.7. Визначити час зниження середнього тиску води в мережі за манометром від 1,1 до 0,5 МПа після гідравлічного випробування, якщо ємність системи V , витік складає $V_{\text{вит}}$, а об'єм повітря в трубопроводах мережі при атмосферному тиску складає 8% від ємності системи.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V, \text{ м}^3$	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	9500
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$V_{\text{вит}}, \text{ л/хв.}$	80	120	160	200	240	280	320	360	400	440

Приклад 6.8. Ділянка теплопроводу має умовний діаметр $d_{\text{тр}}$, довжину 800 м і уклон 0,02. Визначити час спустошення цієї ділянки через клапан з умовним діаметром $d_{\text{кл}}$. Коефіцієнт витрати спускного клапану 0,65.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d_{\text{тр}}, \text{ мм}$	100	125	150	200	250	300	400	500	600	700
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d_{\text{кл}}, \text{ мм}$	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125

Приклад 6.9. Провести розрахунок часу, за який почнеться замерзання теплоносія в трубопроводі діаметром 1020/996 мм, якщо зовнішня температура t_3 , початкова температура води 50°C, товщина теплоізоляції $\delta_{\text{із}}$, її коефіцієнт теплопровідності 0,05 Вт/(м·К). Коефіцієнти тепловіддачі від води до стінки труби прийняти 300 Вт/(м²·К), а від теплоізоляції до зовнішнього повітря – 20 Вт/(м²·К).

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\delta_{\text{із}}, \text{ мм}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_3, ^\circ\text{C}$	-5	-10	-15	-20	-22	-25	-27	-30	-32	-35

Приклад 6.10. Визначити компенсувальну здатність П-подібного компенсатора Δl , виконаного з труби умовним діаметром d_y з вильотом l_1 і середньою частиною l_1' . При розрахунку прийняти умовно, що компенсатор виконаний зі зварними колінами і з радіусом згибу колін $R = 0$. Попереднє розтягування компенсатора складає половину його компенсувальної здатності. В розрахунку допустиму напругу від термічних деформацій прийняти σ^d . Впливом затискання трубопроводу в нерухомих опорах нехтувати.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
l_1 , м	4,8	5,2	4,5	5,1	4,8	5,3	4,6	5,4	4,9	4,6
l_1' , м	4,1	5	4,4	4,9	4,8	5,0	4,1	5,4	4,2	4,6
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
d_y , мм	200	500	300	600	100	150	250	700	400	125
σ^d , МПа	70	82	75	62	80	72	85	76	65	78

7 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ

7.1 Вибір матеріалу та товщини теплоізоляції

Матеріал ізоляції вибирається, виходячи з критичної товщини теплової ізоляції, діапазону робочих температур, технологічних і експлуатаційних міркувань (див. додаток И).

Товщина ізоляційного шару вибирається, виходячи з технічних, техніко-економічних і екологічних міркувань.

Технічні вимоги, що висуваються до теплоізоляції (Heat isolation):

- необхідно забезпечити задану температуру теплоносія в окремих точках теплової мережі (звичайно ця умова висувається до паропроводу);
- забезпечення нормованих тепловтрат [10] (додаток К);
- неперевищення заданої температури поверхні ізоляції з умов безпечної експлуатації (при прокладанні теплопроводу в робочих приміщеннях температура поверхні ізоляції не повинна перевищувати 40...50 °С)

На підставі технічних вимог визначається гранична мінімальна товщина ізоляції.

7.2 Задача теплового розрахунку

В задачу теплового розрахунку трубопроводів входить:

- 1) розрахунок товщини ізоляції;
- 2) розрахунок зниження температури теплоносія;
- 3) розрахунок температурного поля навколо теплопроводів;
- 4) розрахунок втрат теплоти.

Теплота, що проходить через ланцюг послідовно сполучених термічних опорів в одиницю часу з одного метра трубопроводу

$$q = \frac{\tau - t_0}{\sum R}, \quad (7.1)$$

де q – лінійна густина теплового потоку, Вт/м;

R – лінійний термічний опір, (м·К)/Вт;

τ – температура теплоносія, °С;

t_0 – температура навколишнього середовища, °С.

Повні тепловтрати складаються з втрат теплоти ділянок трубопроводу без арматури і фасонних частин – лінійних теплових втрат і тепловтрат фасонних частин, арматури, опор, фланців тощо – місцевих втрат теплоти. Місцеві втрати враховуються коефіцієнтом β_r , що в попередніх розрахунках приймається $\beta_r = 0,1 \dots 0,2$.

Тоді тепловтрати трубопроводу

$$Q = q \cdot l \cdot (1 + \beta_r). \quad (7.2)$$

Порядок теплового розрахунку теплопроводу залежить від способу прокладання теплопроводу: наземне, підземне безканальне, підземне канальне.

7.3 Тепловтрати при наземному прокладанні трубопроводу

Для наземного прокладання термічний опір (Thermal resistance) ізолюваного трубопроводу визначається (див. рис. 7.1), (м·К)/Вт

$$\sum R = R_{\text{вн}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{із}} + R_{\text{г із}} + R_{\text{зов}}. \quad (7.3)$$

Термічний опір з боку теплоносія, (м·К)/Вт

$$R_{\text{вн}} = 1/(\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \alpha_{\text{тн}}), \quad (7.4)$$

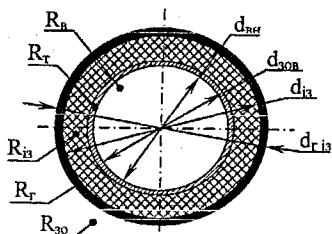


Рисунок 7.1 – До теплового розрахунку теплопроводу

де $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр трубопроводу, м;

$\alpha_{\text{тн}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінки труби, Вт/(м²·К).

Термічний опір стінки трубопроводу, (м·К)/Вт

$$R_{\text{ст}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{ст}}} \ln \frac{d_{\text{зов}}}{d_{\text{вн}}}, \quad (7.5)$$

де $d_{\text{зов}}$ – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

$\lambda_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки труби, Вт/(м·К).

Термічний опір ізоляції трубопроводу, (м·К)/Вт

$$R_{\text{із}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{із}}} \ln \frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{зов}}}, \quad (7.6)$$

де $d_{\text{із}}$ – зовнішній діаметр ізолизованого трубопроводу, м;

$\lambda_{\text{із}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції труби, Вт/(м·К).

Термічний опір гідроізоляції, (м·К)/Вт

$$R_{\text{гіз}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{гіз}}} \ln \frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{гіз}}}, \quad (7.7)$$

де $d_{\text{гіз}}$ – зовнішній діаметр трубопроводу з гідроізоляцією, м;

$\lambda_{\text{гіз}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу гідроізоляції труби, Вт/(м·К).

Як гідроізоляція для трубопроводів надземного прокладання може використовуватись оцинкована сталь чи інший матеріал.

Термічний опір з боку зовнішнього повітря, (м·К)/Вт

$$R_{\text{зов}} = 1 / (\pi \cdot d_{\text{гіз}} \cdot \alpha_{\text{зов}}), \quad (7.8)$$

де $\alpha_{\text{зов}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінки до зовнішнього повітря, Вт/(м²·К).

При наземному прокладанні вплив сусідніх труб не враховується.

Оскільки термічні опори $R_{\text{вн}}$ та $R_{\text{ст}}$ набагато менші інших опорів та в інженерних розрахунках ними можна знехтувати. Якщо гідроізоляція виконана із матеріалу із високою теплопровідністю, то цим опором також можна знехтувати і з рівняння теплового балансу можна визначити температуру зовнішньої поверхні ізолизованого теплопроводу, °С

$$t_{\text{пов}} = \frac{\tau/R_{\text{із}} + t_0/R_{\text{зов}}}{1/R_{\text{із}} + 1/R_{\text{зов}}} \quad (7.9)$$

7.4 Тепловтрати при підземному безканальному прокладанні трубопроводу

При безканальному прокладанні термічний опір ізольованого трубопроводу складається з таких опорів

$$R = R_{\text{вн}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{із}} + R_{\text{г із}} + R_{\text{гр}}, \quad (7.10)$$

де $R_{\text{гр}}$ – термічний опір ґрунту, (м·К)/Вт.

Методика розрахунку тепловтрат визначається в залежності від глибини закладання трубопроводу.

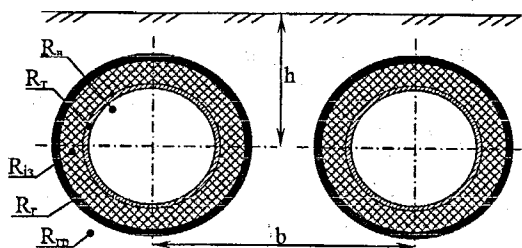


Рисунок 7.2 – До теплового розрахунку теплопроводу підземного безканального прокладання

Якщо відстань h від поверхні до осі ізольованого трубопроводу діаметром d (див. рис. 7.2) задовольняє умову $h/d < 2$, то це – трубопровід мілкового закладання. Для таких трубопроводів враховується вплив тепловіддачі від зовнішнього повітря до поверхні ґрунту і в залежності (7.1) t_0 – температура зовнішнього повітря.

Визначають фіктивну глибину закладання, м

$$h_{\text{ф}} = \lambda_{\text{гр}} / \alpha_0, \quad (7.11)$$

де α_0 – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ґрунту до зовнішнього повітря, яка згідно з [7] приймається $\alpha_0 = 2 \dots 3$ Вт/(м²·К);

$\lambda_{\text{гр}}$ – коефіцієнт теплопровідності ґрунту, Вт/(м·К).

Коефіцієнт теплопровідності ґрунту залежить від виду і вологості ґрунту. В орієнтовних розрахунках можна приймати [7]:

- для сухих ґрунтів $\lambda_{\text{гр}} = 0,55$ Вт/(м·К);
- для маловологих ґрунтів $\lambda_{\text{гр}} = 1,1$ Вт/(м·К);
- для ґрунтів середньої вологості $\lambda_{\text{гр}} = 1,7$ Вт/(м·К);
- для дуже вологих ґрунтів $\lambda_{\text{гр}} = 2,3$ Вт/(м·К).

Приведена глибина закладання трубопроводу, м

$$h_{\pi} = h + h_{\phi}. \quad (7.12)$$

Термічний опір ґрунту визначається за формулою, (м·К)/Вт

$$R_{rp} = \frac{1}{2\pi\lambda_{rp}} \ln \left[2 \frac{h_{\pi}}{d} + \sqrt{\frac{4h_{\pi}^2}{d^2} - 1} \right], \quad (7.13)$$

Якщо $h/d > 2$, то розрахунок проводиться за методикою для глибокого закладання. В цьому випадку в залежності (7.1) t_0 – температура ґрунту на глибині закладання. Термічний опір ґрунту, (м·К)/Вт

$$R_{rp} = \frac{\ln(4h/d)}{2\pi\lambda_{rp}}. \quad (7.14)$$

Взаємний вплив сусідніх труб враховується умовним додатковим опором R_0 , який визначається за формулою, (м·К)/Вт

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{rp}} \cdot \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot h}{b} \right)^2}, \quad (7.15)$$

де b – відстань між осями сусідніх труб, (див. рис. 7.2), м.

Тоді тепловтрати двох трубопроводів, Вт/м

$$\begin{aligned} q_1 &= \frac{(\tau_1 - t_0) \cdot R_2 - (\tau_2 - t_0) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2}, \\ q_2 &= \frac{(\tau_2 - t_0) \cdot R_1 - (\tau_1 - t_0) \cdot R_0}{R_1 \cdot R_2 - R_0^2}. \end{aligned} \quad (7.16)$$

Температурне поле в ґрунті навколо однотрубного безканального теплопроводу, якщо віддалення даної точки від вертикальної осі труби на відстань x і від поверхні ґрунту на відстань y , визначається за формулою

$$t = t_0 + (\tau_1 - t_0) \frac{\frac{1}{2\pi\lambda_{rp}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}}}{R_{iz} + R_{rp}}. \quad (7.17)$$

Температурне поле в ґрунті навколо двотрубного безканального теплопроводу, якщо віддалення даної точки від вертикальної осі труби з більшою температурою на відстань x і від поверхні ґрунту на відстань y , визначається за формулою

$$t = t_0 + \frac{q_1}{2\pi\lambda_{\text{гp}}} \ln \sqrt{\frac{x^2 + (y+h)^2}{x^2 + (y-h)^2}} + \frac{q_2}{2\pi\lambda_{\text{гp}}} \ln \sqrt{\frac{(x-b)^2 + (y+h)^2}{(x-b)^2 + (y-h)^2}}. \quad (7.18)$$

7.5 Тепловтрати при підземному прокладанні трубопроводу в непрохідному каналі

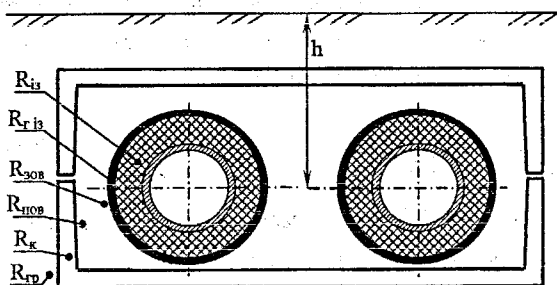


Рисунок 7.3 – До теплового розрахунку теплопроводу підземного прокладання в непрохідному каналі

Для випадку прокладання теплопроводів у непрохідних лотках загальний термічний опір складається з набору термічних опорів, показаних на рис. 7.3.

Термічний опір від стінки ізолизованого трубопроводу до повітря в каналі, (м·К)/Вт

$$R_{\text{зов}} = 1/(\pi \cdot d_{\text{г_із}} \cdot \alpha_{\text{зов}}), \quad (7.19)$$

де $\alpha_{\text{зов}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до повітря, Вт/(м²·К).

Термічний опір від повітря до стінки каналу, (м·К)/Вт

$$R_{\text{пов}} = 1/(\pi \cdot d_{\text{к1}} \cdot \alpha_{\text{пов.к}}), \quad (7.20)$$

де $\alpha_{\text{пов.к}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до стінки каналу, Вт/(м²·К);

$d_{\text{к1}}$ – еквівалентний діаметр внутрішньої поверхні каналу, м.

Термічний опір стінки каналу, (м·К)/Вт

$$R_{\text{к}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{ст.к}}} \ln \frac{d_{\text{к2}}}{d_{\text{к1}}}, \quad (7.21)$$

де $d_{\text{к2}}$ – еквівалентний діаметр зовнішньої поверхні каналу, м;

$\lambda_{\text{ст.к}}$ – коефіцієнт теплопровідності стінки каналу, Вт/(м·К).

У випадку каналної прокладки двотрубного теплопроводу спостерігається взаємний вплив трубопроводів. Для розрахунку тепловтрат визначають температуру повітря в каналі, °С

$$t_{\text{кан}} = \frac{\tau_1/R_1 + \tau_2/R_2 + t_0/R_3}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3}, \quad (7.22)$$

де $R_1 = R_{\text{из1}} + R_{\text{г из1}} + R_{\text{зов1}}$, $R_2 = R_{\text{из2}} + R_{\text{г из2}} + R_{\text{зов2}}$ – термічні опори теплопроводів, (м·К)/Вт;

$R_3 = R_{\text{пов}} + R_{\text{к}} + R_{\text{гр}}$ – термічний опір каналу, (м·К)/Вт.

Тоді теплові втрати теплопроводів визначаються за формулою, Вт/м

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_{\text{кан}}) \cdot (1 + \beta_{\tau})}{R_1}, \quad q_2 = \frac{(\tau_2 - t_{\text{кан}}) \cdot (1 + \beta_{\tau})}{R_2}, \quad (7.23)$$

7.6 Охолодження теплоносія

Зміну ентальпії теплоносія внаслідок теплових втрат можна визначити з рівняння балансу

$$G \cdot (h_{\text{поч}} - h_{\text{к}}) = q \cdot \ell \cdot (1 + \beta_{\tau}) \quad (7.24)$$

При транспортуванні насиченої пари внаслідок зниження ентальпії випадає конденсат. Для коротких трубопроводів, коли очікуване зниження температури не перевищує 3...4 % величини температури на початку ділянки, розрахунок можна проводити із припущення сталості питомих теплових втрат. Для довгих або слабоізольованих ділянок трубопроводу потрібно враховувати зміну питомих теплових втрат по довжині труби. Рівняння балансу теплоти для ділянки $d\ell$ труби

$$\frac{\tau - t_0}{R} \cdot (1 + \beta_{\tau}) d\ell = -G \cdot c_p \cdot d\tau. \quad (7.25)$$

Після інтеграції в межах від $\tau_{\text{поч}}$ до $\tau_{\text{к}}$ і від 0 до ℓ отримаємо

$$\tau_{\text{к}} = t_0 + \frac{\tau_{\text{поч}} - t_0}{\exp\left(\frac{\ell(1 + \beta_{\tau})}{R \cdot G \cdot c_p}\right)}. \quad (7.26)$$

Дана формула справедлива для ізобарної течії. Дійсну кінцеву температуру при зниженні тиску можна визначити за формулою

$$\tau_{\text{к,д}} = \tau_{\text{к}} - \frac{\partial \tau}{\partial P} \Delta P, \quad (7.27)$$

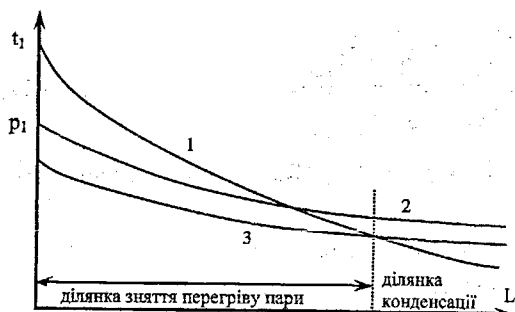


Рисунок 7.4 – Визначення точки випадання конденсату. 1 – крива зміни температури теплоносія по довжині трубопроводу; 2 – крива зміни тиску по довжині трубопроводу; 3 – крива температур насичення по довжині трубопроводу

де $\frac{\partial t}{\partial P}$ – диференціальний

дросель-ефект;

ΔP – зниження тиску пари.

Можна визначити довжину паропроводу, на якій пара втрачає перегрів. Для точного розрахунку довжини потрібно знати закон зміни температури і тиску по довжині труби.

Задача розв'язується

графічно (рис. 7.4). Кількість конденсату на ділянці трубопроводу, кг/с

$$G_k = \frac{q \cdot l \cdot (1 + \beta)}{r} \quad (7.28)$$

Контрольні питання

1. В чому полягає тепловий розрахунок теплової мережі?
2. Охарактеризуйте термічні опори для наземного та підземного прокладання мережі.
3. Поясніть відмінність розрахунку тепловтрат для теплопроводів мілкого та глибокого закладання.
4. Поясніть відмінність теплового розрахунку безканального та каналного прокладання тепломережі.
5. За якими залежностями можна визначити величину охолодження мережної води в теплопроводі?
6. Поясніть як впливає зниження тиску пари в теплопроводі на кількість конденсату, що виникає в зв'язку з тепловтратами.

Приклади задач з розв'язаннями

Приклад 7.1. Визначити лінійні теплові втрати паропроводу діаметром 273/259 мм, довжиною 25 м, прокладеного на відкритому повітрі з температурою 10°C. Середня швидкість руху повітря 5 м/с. По паропроводу передається насичена пара з температурою 150°C. Теплова ізоляція

паропроводу має товщину 80 мм і теплопровідність 0,1 Вт/(м·К).

В розрахунках прийняти коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки труби 10 кВт/(м²·К), а коефіцієнт випромінювання з поверхні ізоляції 5 Вт/(м²·К⁴). Теплопровідність стінки сталеві труби 58 Вт/(м·К). Визначити кількість утвореного конденсату, знехтувавши втратами тиску.

Розв'язання

Для попереднього розрахунку задаємо коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря $\alpha_{\text{зов}} = 20$ Вт/(м²·К) і визначаємо повний термічний опір ізольованого паропроводу, (м·К)/Вт

$$R_{\Sigma} = R_{\text{вн}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{із}} + R_{\text{зов}} = \frac{1}{\pi d_{\text{в}} \alpha_{\text{в}}} + \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{тр}}} \ln \frac{d_{\text{трзов}}}{d_{\text{трвн}}} + \frac{1}{2\pi \lambda_{\text{із}}} \ln \frac{d_{\text{зов}}}{d_{\text{трзов}}} + \frac{1}{\pi d \alpha_{\text{зов}}} =$$

$$= \frac{1}{3,14 \cdot 0,259 \cdot 10000} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 58} \ln \frac{0,273}{0,259} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,1} \ln \frac{0,433}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,433 \cdot 20} =$$

$$= 0,000123 + 0,000145 + 0,7345 + 0,0368 = 0,7715.$$

Отримані цифри показують, що термічні опори від теплоносія до внутрішньої поверхні труби $R_{\text{вн}}$ і самої труби $R_{\text{ст}}$ значно менші повного термічного опору, тому величинами $R_{\text{вн}}$ і $R_{\text{ст}}$ в розрахунках ізольованих теплопроводів зазвичай нехтують.

В цьому випадку повний опір, (м·К)/Вт

$$R = R_{\text{із}} + R_{\text{зов}} = 0,7345 + 0,0368 = 0,771.$$

Прирівнюємо питомі теплові потоки

$$\frac{(\tau - t_0)}{(R_{\text{із}} + R_{\text{зов}})} = \frac{(t_{\text{зов}} - t_0)}{R_{\text{зов}}}.$$

Після нескладних перетворень отримаємо наближене значення температури зовнішньої поверхні ізоляції, °С

$$t_{\text{зов}} = \frac{\tau/R_{\text{із}} + t_0/R_{\text{зов}}}{1/R_{\text{із}} + 1/R_{\text{зов}}} = \frac{150/0,7345 + 10/0,0368}{1/0,7345 + 1/0,0368} = 16,7.$$

Уточнюємо значення коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції до навколишнього повітря. Спочатку визначимо коефіцієнт тепловіддачі конвекцією за спрощеною формулою, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{к}} = 4,65 \cdot \frac{w^{0,7}}{d_{\text{зов}}^{0,3}} = 4,65 \cdot \frac{5^{0,7}}{0,433^{0,3}} = 18,44.$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{випр}} = \frac{C \cdot \left[\left(\frac{t_{\text{зов}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_0 + 273}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{зов}} - t_0} = \frac{5 \cdot \left[\left(\frac{16,7 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{10 + 273}{100} \right)^4 \right]}{16,7 - 10} = 4,7.$$

Загальний коефіцієнт тепловіддачі з боку зовнішнього повітря, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{зов}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{випр}} = 18,44 + 4,7 = 23,14.$$

Проводимо перерахунок основних показників. Термічні опори, (м·К)/Вт

$$R_{\text{зов}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,433 \cdot 23,14} = 0,0318,$$

$$R = R_{\text{зов}} + R_{\text{із}} = 0,7345 + 0,0318 = 0,766.$$

Питомі теплові втрати, Вт/м

$$q = \frac{\tau - t_0}{R} = \frac{150 - 10}{0,766} = 182,7.$$

Тепловтрати трубопроводу, кВт

$$Q = q \cdot \ell = 182,7 \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 4,567.$$

Ентальпії сухої насиченої пари та насиченого конденсату при температурі насичення 150 °С визначаємо за таблицями термодинамічних властивостей води і водяної пари $h_{\text{п}} = 2747$ кДж/кг, $h_{\text{к}} = 632$ кДж/кг.

Кількість конденсату, що утвориться в трубопроводі, кг/с

$$G_{\text{к}} = \frac{Q}{(h_{\text{п}} - h_{\text{к}})} = \frac{4,567}{(2747 - 632)} = 2,16 \cdot 10^{-3}, \text{ або } 7,77 \text{ кг/год.}$$

Приклад 7.2. Визначити теплові втрати одиночного ізольованого теплопроводу, укладеного безканальним способом в ґрунті на глибині 1,2 м. Діаметр теплопроводу 530/514 мм, довжина 900 м. Природна температура ґрунту на рівні залягання труби $t_0 = 8^\circ\text{C}$, а теплопровідність ґрунту $\lambda_{\text{тр}} = 1,5$ Вт/(м·К). Товщини тепло- і гідроізоляції 50 і 5 мм, коефіцієнти теплопровідності тепло- та гідроізоляції 0,045 і 0,4 Вт/(м·К). Температура теплоносія 90°C.

Порівняти тепловтрати із випадком, коли глибина закладання труби

0,9 м, коефіцієнт тепловіддачі зовнішнього повітря до поверхні ґрунту 15 Вт/(м²·К), а температура повітря складає -5°С.

Розв'язання

Для випадку закладання на глибину 1,2 м розраховуємо тепловтрати як для трубопроводу глибокого закладання, оскільки $h/d > 2$.

Повний термічний опір, (м²·К)/Вт

$$\begin{aligned} R &= R_{iz} + R_{iz} + R_{rp} = \frac{1}{2\pi\lambda_{iz}} \ln \frac{d_{iz}}{d_{зов}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{riz}} \ln \frac{d_{riz}}{d_{iz}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{rp}} \ln \frac{4h}{d_{riz}} = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,045} \ln \frac{0,63}{0,53} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4} \ln \frac{0,64}{0,63} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \ln \frac{4 \cdot 1,2}{0,64} = \\ &= 0,6116 + 0,0063 + 0,2139 = 0,8318. \end{aligned}$$

Питомі теплові втрати трубопроводу, Вт/м

$$q = \frac{\tau - t_0}{R} = \frac{90 - 8}{0,8318} = 98,58.$$

Лінійні тепловтрати трубопроводу із глибиною закладання 1,2 м, кВт

$$Q = q \cdot L = 98,58 \cdot 900 \cdot 10^{-3} = 88,72.$$

Аналогічно проводиться розрахунок для трубопроводу мілкового закладання. Тільки спочатку визначається фіктивна глибина закладання, м

$$h_{\phi} = \frac{\lambda_{rp}}{\alpha_0} = \frac{1,5}{15} = 0,1.$$

Приведена глибина закладання трубопроводу, м

$$h_{\Pi} = h + h_{\phi} = 0,9 + 0,1 = 1,0$$

Повний термічний опір, (м²·К)/Вт

$$\begin{aligned} R &= R_{iz} + R_{riz} + R_{rp} = \frac{1}{2\pi\lambda_{iz}} \ln \frac{d_{iz}}{d_{зов}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{riz}} \ln \frac{d_{riz}}{d_{iz}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{rp}} \ln \left[\frac{2 \cdot h_{\Pi}}{d_{iz}} + \sqrt{\frac{4h_{\Pi}^2}{d_{iz}^2} - 1} \right] = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,045} \ln \frac{0,63}{0,53} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4} \ln \frac{0,64}{0,63} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,5} \ln \left[\frac{2 \cdot 1}{0,640} + \sqrt{\frac{4 \cdot 1^2}{0,640^2} - 1} \right] = \\ &= 0,6116 + 0,0063 + 0,1917 = 0,8096. \end{aligned}$$

Питомі теплові втрати трубопроводу, Вт/м

$$q = \frac{\tau - t_0}{R} = \frac{90 - (-5)}{0,8096} = 117,3.$$

Лінійні тепловтрати трубопроводу із глибиною закладання 0,9 м, кВт

$$Q = q \cdot L = 117,3 \cdot 900 \cdot 10^{-3} = 105,6.$$

Приклад 7.3. В непрохідному каналі прокладений двотрубний теплопровід діаметром 273/259 мм. Висота каналу 0,6 м, ширина – 1,09 м. Глибина закладання 1,8 м. Відстань між осями труб 520 мм. Температура теплоносія в подавальному трубопроводі 150°C, а товщина теплоізоляції труби 70 мм. Температура в зворотному трубопроводі – 70°C, а товщина теплоізоляції 40 мм. Температуру ґрунту прийняти 2°C. Теплопровідність ізоляції 0,116 Вт/(м·К), а ґрунту – 1,75 Вт/(м·К).

Коефіцієнти тепловіддачі від поверхні ізоляції до повітря в каналі і від повітря до внутрішніх стінок каналу $\alpha_{\text{зов}} = \alpha_{\text{ст}} = 12 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. При розрахунку теплопровідність стінок каналу прийняти рівною теплопровідності ґрунту.

Розв'язання

Еквівалентний діаметр каналу, м

$$d_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot F}{P} = \frac{4 \cdot 1,09 \cdot 0,6}{2(1,09 + 0,6)} = 0,774.$$

Термічні опори подавального і зворотного трубопроводів, (м·К)/Вт

$$R_1 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{із}}} \ln \frac{d_{\text{із1}}}{d_{\text{зов1}}} + \frac{1}{\pi d_{\text{із1}} \alpha_{\text{зов}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \ln \frac{0,413}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,413 \cdot 12} = 0,633,$$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{із}}} \ln \frac{d_{\text{із2}}}{d_{\text{зов2}}} + \frac{1}{\pi d_{\text{із2}} \alpha_{\text{зов}}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,116} \ln \frac{0,353}{0,273} + \frac{1}{3,14 \cdot 0,353 \cdot 12} = 0,428.$$

Термічний опір каналу і ґрунту, (м·К)/Вт

$$R_{\text{к.гр}} = \frac{1}{\pi d_{\text{екв}} \alpha_{\text{ст}}} + \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln \frac{4h}{d_{\text{екв}}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,774 \cdot 12} + \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 1,75} \ln \frac{4 \cdot 1,8}{0,774} = 0,237.$$

Температура повітря в каналі, °С

$$t_{\text{к}} = \frac{\tau_1/R_1 + \tau_2/R_2 + t_0/R_{\text{к.гр}}}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_{\text{к.гр}}} = \frac{\frac{150}{0,633} + \frac{70}{0,428} + \frac{2}{0,237}}{\frac{1}{0,633} + \frac{1}{0,428} + \frac{1}{0,237}} = 50,3.$$

Питомі теплові втрати подавального і зворотного трубопроводів, Вт/м

$$q_1 = \frac{\tau_1 - t_k}{R_1} = \frac{150 - 50,3}{0,633} = 157,6,$$

$$q_2 = \frac{\tau_2 - t_k}{R_2} = \frac{70 - 50,3}{0,428} = 46,01.$$

Сумарні питомі теплові втрати, Вт/м

$$q = q_1 + q_2 = 157,6 + 46,01 = 203,6.$$

Приклад 7.4. Для теплопроводу довжиною 1 м діаметром d_{y100} , прокладеного на відкритому повітрі з температурою $t_0 = 0^\circ\text{C}$ і швидкістю вітру 0,5 м/с визначити товщини теплоізоляції з пінополіуретану з $\lambda_{iz} = 0,04 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ для таких умов:

- а) забезпечення температури на поверхні ізоляції 40°C (умови техніки безпеки);
- б) забезпечення нормативних допустимих тепловтрат ізольованих теплопроводів;
- в) оптимальні приведені витрати (техніко-економічний аналіз);
- г) оптимальний вплив життєвого циклу системи на навколишнє середовище (з використанням програмного продукту Sima Pro 7.1 Demo).

Температура теплоносія $\tau = 90^\circ\text{C}$, гідроізоляція – поліетилен з товщиною 3 мм, $\lambda_{гiz} = 0,4 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Розв'язання

- а) розрахунок проводиться ітераціями. Задаємося товщиною теплоізоляції $\delta = 8 \text{ мм}$, тоді коефіцієнт тепловіддачі до повітря, $\text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$

$$\alpha_k = 4,65 \cdot \frac{w^{0,7}}{d_{гiz}^{0,3}} = 4,65 \cdot \frac{0,5^{0,7}}{(0,108 + 2 \cdot 0,008 + 2 \cdot 0,003)^{0,3}} = 5,28.$$

Термічні опори за формулами (7.6) – (7.8), $(\text{м}\cdot\text{К})/\text{Вт}$

$$R_{iz} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04} \ln \frac{0,124}{0,108} = 0,55, \quad R_{гiz} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4} \ln \frac{0,130}{0,124} = 0,0188,$$

$$R_{зов} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,130 \cdot 5,28} = 0,464.$$

Порівнюємо теплові потоки за різними формулами, Вт/м

$$q = \frac{\tau - t_n}{R_{iz} + R_{гiz}} = \frac{90 - 40}{0,55 + 0,0188} = 87,9 \quad \text{та} \quad q = \frac{t_n - t_0}{R_{зов}} = \frac{40 - 0}{0,464} = 86,2.$$

Розходження теплових потоків не більше 2%. Уточнення не проводимо. Таким чином, необхідна товщина теплоізоляції 8 мм.

б) розрахунок проводиться ітераціями. Задаємося товщиною теплоізоляції $\delta = 44$ мм, тоді коефіцієнт тепловіддачі до повітря, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$\alpha_k = 4,65 \cdot \frac{w^{0,7}}{d_{\text{гиз}}^{0,3}} = 4,65 \cdot \frac{0,5^{0,7}}{(0,108 + 2 \cdot 0,044 + 2 \cdot 0,003)^{0,3}} = 4,63.$$

Тоді термічні опори, $(\text{м} \cdot \text{К})/\text{Вт}$

$$R_{\text{із}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,04} \ln \frac{0,196}{0,108} = 2,37, \quad R_{\text{гиз}} = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4} \ln \frac{0,202}{0,196} = 0,012,$$

$$R_{\text{зов}} = \frac{1}{3,14 \cdot 0,202 \cdot 4,63} = 0,341.$$

Згідно з [10] допустима густина теплового потоку складає $33 \text{ Вт}/\text{м}$.
Розрахунковий питомий тепловий потік, $\text{Вт}/\text{м}$

$$q = \frac{\tau - t_0}{R_{\text{із}} + R_{\text{гиз}} + R_{\text{зов}}} = \frac{90 - 0}{2,37 + 0,012 + 0,341} = 33,$$

а температура поверхні, $^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{п}} = q \cdot R_{\text{зов}} + t_0 = 33 \cdot 0,341 + 0 = 11,3$.

Таким чином, необхідна товщина теплоізоляції 44 мм.

в) аналогічно проводимо розрахунок для різної товщини теплоізоляції в діапазоні $8 \dots 80$ мм. Вартість тепло- та гідроізоляції прийmemo 5000 та $500 \text{ грн.}/\text{м}^3$, трубопровід працює по 4000 год./рік протягом 10 років. Орієнтовна собівартість теплової енергії $40 \text{ грн.}/\text{ГДж}$. Результати розрахунків подані на рис. 7.5.

Зведені витрати, $\text{грн.}/(\text{рік} \cdot \text{м})$

Вплив ЖЦ на навколишнє середовище, рt

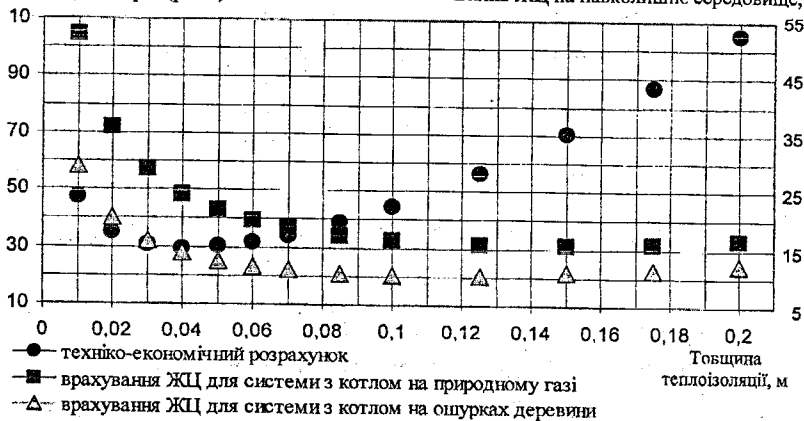


Рисунок 7.5 – Оптимальна товщина теплоізоляції за техніко-економічними розрахунками та за методикою врахування життєвого циклу системи

За техніко-економічними розрахунками оптимальною товщиною теплоізоляції є 40 мм, за екологічними розрахунками – 110...140 мм.

Завдання для самостійної роботи

Приклад 7.5. Визначити теплові втрати і кількість утвореного конденсату для паропроводу насиченої пари, прокладеного на відкритому повітрі. Діаметр трубопроводу 219/207 мм, довжина 500 м; середній тиск пари P_n , товщина теплоізоляції δ_{iz} , її коефіцієнт теплопровідності 0,12 Вт/(м·К), температура зовнішнього повітря -30°C.

В розрахунках коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ізоляцій до повітря прийняти 23 Вт/(м²·К). Місцеві теплові втрати врахувати коефіцієнтом $\beta_t = 0,25$.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
P_n , МПа	4	3,5	2,5	2,1	1,8	1,5	1,3	1	0,7	0,3
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
δ_{iz} , мм	120	100	90	80	70	60	50	40	30	20

Приклад 7.6. Визначити теплові втрати і зниження температури води для однотрубного теплопроводу, прокладеного безканальним способом, якщо діаметр труби 920/898 мм, довжина 40 км, витрата води 1000 кг/с, її температура t , температура зовнішнього повітря 5°C, товщини тепло- і гідроізоляції 80 і 8 мм, їх коефіцієнти теплопровідності 0,05 і 0,4 Вт/(м·К), відповідно, глибина закладання h , коефіцієнт теплопровідності ґрунту 1,8 Вт/(м·К). Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ґрунту до зовнішнього повітря прийняти 18 Вт/(м²·К). Температура ґрунту 8°C. Місцеві теплові втрати врахувати коефіцієнтом 0,2.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t , °C	180	170	160	150	140	130	120	100	90	80
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
h , м	2,4	2,2	2,0	1,8	1,6	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0

Приклад 7.7. Паропровід із зовнішнім діаметром 325 мм і ізоляцією товщиною 65 мм і коефіцієнтом теплопровідності 0,05 Вт/(м·К) прокладе-

ний безканальним способом на глибині h поряд з конденсатопроводом діаметром 108 мм з такою ж ізоляцією. Температура пари t_n , а температура конденсату 80°C . Теплопровідність ґрунту $1,4 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, а природна температура ґрунту на глибині осі труб 5°C .

Визначити відстань між центрами труб, при якій конденсатопровід не матиме теплових втрат.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$h, \text{ м}$	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,0
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_n, ^\circ\text{C}$	380	340	300	280	250	220	200	180	160	150

Приклад 7.8. Визначити необхідну товщину ізоляції з совелітових плит для прокладеного в приміщенні паропроводу діаметром 273/259 мм, у якого температура на поверхні ізоляції повинна бути 50°C . Температура пари t_n , а температура повітря в приміщенні t_0 . Теплопровідність совелітових плит визначається за формулою $\lambda = 0,081 + 0,00012 \cdot t$, де t – середня температура ізоляції.

Передостання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_0, ^\circ\text{C}$	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
Остання цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$t_n, ^\circ\text{C}$	380	340	300	280	250	220	200	180	160	150

Література

1. СНиП 2.04.07–86. Тепловые сети / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 55 с.
2. ДБН В.2.6–31:2006. Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель / Мінбуд України. – К.: ДП «Укрархбудінформ», 2006. – 66 с.
3. Строй А. Ф. Расчет и проектирование тепловых сетей. / А. Ф. Строй, В. Л. Скальский. – К.: Будівельник, 1981. – 144 с.
4. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: [Учебник для вузов. – 7-е изд., стереот.] / Е. Я. Соколов. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с. ISBN 5-7046-0703-9
5. Пырков В. В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование. – К.: П ДП «Такі справи», 2007. – 252 с. ISBN 966-7208-35-4.
6. Теплоснабжение района города. [Учебное пособие к курсовому и дипломному проектированию по дисциплине «Теплоснабжение» для студентов специальности ТГВ (290700) дневной и заочной форм обучения] / А. К. Тихомиров. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеанск. гос. техн. ун-та, 2006. – 126 с. ISBN 5-7389-0515-6.
7. Єнін П. М. Теплопостачання (частина I «Теплові мережі та споруди»). [Навчальний посібник] / П. М. Єнін, Н. А. Швачко. – К.: Кондор, 2007. – 244 с. ISBN 978-966-351-177-1.
8. Теплові мережі: [Навчальний посібник для ВНЗ] / М. О. Прядко, В. І. Павелко, С. М. Василенко. – К.: Алерта, 2005. – 227 с. ISBN 966-8533-28-3.
9. Сафонов А. П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям: [Учеб. пособие для вузов. – 3-е изд., перераб.] / А. П. Сафонов. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 232 с.
10. СНиП 2.04.14–88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 28 с.

Додаток А

Таблиця А.1 – Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Місто	Температурна зона	Кількість градусів-днів опалювального сезону	Середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С	Параметри А (розрахункові для вентиляції)			Параметри Б (розрахункові для опалення)		
				Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с
Бердянськ	II	3024	0	-7	-2,5	1	-19	-17,6	1
Вінниця	I	3610	-1,1	-10	-6,7	7,1	-21	-19,7	5,2
Джанкой	III	2640	+1,5	-5	0	1	-17	-15,5	1
Дніпропетровськ	II	3325	-1,0	-9	-5,4	7	-23	-22	5,7
Донецьк	I	3623	-1,8	-10	-6,7	6,2	-23	-22,2	6,2
Євпаторія	IV	2324	+2,4	-3	-2,7	7,1	-16	-14,2	7,1
Житомир	I	3610	-0,8	-9	-5,2	5,4	-22	-21	5,4
Запоріжжя	II	3202	-0,7	-8	-5,4	7,8	-22	-21,2	7,1
Івано-Франківськ	II	3330	-0,1	-9	-5,4	5,8	-20	-18,5	5,8
Керч	IV	2174	+2,2	-4	1,3	10,2	-15	-13	9
Київ	I	3572	-1,1	-10	-6,7	5,3	-22	-20,7	4,2
Кіровоград	I	3515	-1,0	-5,4	-5,4	6,7	-22	-20,7	5,7
Луганськ	I	3528	-1,6	-10	-6,7	6,7	-25	-24,3	5,2
Луцьк	II	3403	-0,2	-8	-4,2	6,3	-20	-18,9	6,3
Львів	II	3476	-0,2	-9	-2,5	7,1	-19	-17,6	5,1
Миколаїв	III	2904	+0,4	-7	-2,9	11	-20	-18,6	10
Одеса	III	2805	+0,8	-6	-1,3	12	-18	-18,3	11
Полтава	I	3721	-1,9	-11	-8	6,8	-23	-21,9	6,2
Рівне	I	3555	-0,5	-9	-5,4	6,8	-21	-19,7	5,1
Севастополь	IV	2015	+4,4	0	-7,1	10,2	-11	-8,4	9
Сімферополь	III	2544	+1,9	-4	-7,1	1,3	-15	-14	8
Суми	I	3997	-2,5	-12	9,2	5,9	-24	-23,7	5,9
Тернопіль	I	3515	+0,2	-9	-5	7,1	-21	-19,7	5,1
Ужгород	III	2657	+0,2	-6	-1,3	6	-18	-16,3	4,3
Феодосія	IV	2174	+2,9	-2	1,3	6	-15	-1,3	6
Харків	I	3799	-2,1	-11	-8	6,7	-23	-22,2	6,1
Херсон	III	2906	+0,6	-7	-2,9	9,9	-19	-17,8	8
Хмельницький	I	3553	+0,4	-9	-5,2	5,7	-21	-20,1	5,7
Черкаси	I	3591	-1,0	-9	-5,2	1	-22	-21	1
Чернігів	I	3763	-1,7	-10	-6,7	4,2	-23	-21,9	3,8
Чернівці	II	3228	-0,2	-9	-5,4	5,4	-20	-18,9	5,4
Ялта	IV	1613	+5,2	-1	8	9	6	-2,5	8,7

Примітка. Кількість градусів-днів опалювального періоду вказано для приміщень з температурою +18°C. Для приміщень з іншою температурою слід застосовувати коефіцієнт $k = (t_a - t_{кр.о}) / (18 - t_{кр.о})$, де $t_{кр.о}$ – середня температура опалювального періоду, °С; t_a – температура повітря в приміщенні, °С.

Додаток Б

Таблиця Б.1 – Максимальні тепловитрати будівель за ДБН В.2.6-31:2006

Призначення будинку / кількість поверхів	Тепловитрати, кВт·год/м ² , [кВт·год/м ³], для температурної зони			
	I	II	III	IV
Малоповерхові житлові будинки та готелі				
/ 1 (до 60 м ²)	146	126	107	87
/1 (151...250 м ²)	115	99	84	69
/2 (60...150 м ²)	141	122	103	84
/2 (251...400 м ²)	109	95	80	66
/2 (601...1000 м ²)	83	72	61	50
/3 (151...250 м ²)	135	117	99	81
/3 (401...600 м ²)	99	86	73	59
/3 (601...1000 м ²)	89	77	65	53
/4 (251...400 м ²)	120	104	88	72
/4 (601...1000 м ²)	94	81	69	56
Багатоповерхові житлові будинки та готелі / 4...5	89 [32]	77 [28]	65 [24]	53 [19]
/ 6...7	83 [30]	72 [26]	61 [22]	50 [18]
/ 8...9	79 [29]	69 [25]	58 [21]	48 [17]
/ 10...11	75 [27]	65 [23]	55 [20]	45 [16]
/ 12 і більше	73 [26]	63 [23]	54 [19]	44 [16]
Громадські та адміністративні будинки / 1	[44]	[38]	[32]	[26]
/ 2	[40]	[34]	[29]	[24]
/ 3	[38]	[33]	[28]	[23]
/ 4...5	94 [35]	81 [31]	69 [26]	56 [21]
/ 6...7	89 [33]	77 [29]	65 [24]	53 [20]
/ 8...9	83 [31]	72 [27]	61 [23]	50 [19]
/ 10...11	79 [29]	69 [25]	58 [21]	48 [17]
/ 12 і більше	77 [28]	67 [24]	57 [20]	46 [17]
Лікувальні та дитячі навчальні заклади / 1	[35]	[31]	[26]	[21]
/ 2	[34]	[30]	[25]	[21]
/ 3	[33]	[29]	[24]	[20]
/ 4...5	[32]	[28]	[24]	[19]
/ 6...7	[31]	[27]	[23]	[19]
/ 8...9	[30]	[26]	[22]	[18]
/ 10...11	[29]	[25]	[21]	[17]
Дошкільні заклади 1...3 поверхи	[43]	[37]	[31]	[26]
Магазини, універмаги, універсами / 1	[24]	[21]	[18]	[92]
/ 2	[23]	[20]	[17]	[14]
/ 3	[22]	[19]	[16]	[13]
/ 4...5	[21]	[18]	[15]	[12]
/ 6...7	[21]	[18]	[15]	[12]

Додаток В

Таблиця В.1 – Тривалість стояння температур зовнішнього повітря

Місто	Кількість годин з температурою нижчою за дану, год.								
	+8°C	+5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C
Бердянськ	4032	3390	1938	831	392	166	44	9	---
Вінниця	4536	3856	2363	1138	496	475	50	11	1
Джанкой	3840	2324	542	85	7	---	---	---	---
Дніпропетровськ	4200	3531	2017	865	408	173	46	9	---
Донецьк	4392	3722	2506	1365	635	237	54	10	---
Євпаторія	3576	2165	505	79	6	---	---	---	---
Житомир	4608	3846	2292	1055	439	130	27	5	---
Івано-Франківськ	4416	3714	2123	911	430	183	49	10	---
Київ	4488	3834	2354	1129	502	166	36	5	1
Кіровоград	4440	3733	2133	914	431	183	49	10	---
Луганськ	4320	3647	2307	1269	604	222	61	8	1
Луцьк	4488	3746	2233	1027	427	126	26	5	---
Львів	4392	3259	1581	542	84	22	2	---	---
Одеса	3960	3316	1535	560	161	27	5	---	---
Полтава	4488	3685	2557	1333	610	219	58	13	5
Рівне	4584	3826	2280	1049	436	129	27	5	---
Севастополь	3288	1990	465	73	6	---	---	---	---
Сімферополь	3792	2656	1292	446	105	18	3	---	---
Суми	4680	3978	2436	1173	511	181	51	11	1
Тернопіль	4560	3875	2373	1142	498	176	50	11	1
Ужгород	3888	2882	1398	479	75	20	2	---	---
Феодосія	3456	2359	992	303	67	14	2	---	---
Харків	4536	3844	2589	1410	656	245	56	10	---
Херсон	4008	3079	1524	639	206	43	7	---	---
Черкаси	4536	3856	2363	1138	496	176	50	11	1
Чернігів	4584	3897	2387	1149	501	177	50	11	1
Чернівці	4296	3613	2065	886	418	178	48	10	---
Ялта	3024	1830	426	66	5	---	---	---	---

Додаток Г

Таблиця Г.1 – Коефіцієнти місцевих опорів

Місцевий опір	ξ	Місцевий опір	ξ
Засувка нормальна	0,5	Компенсатор сальниковий	0,3
Крап шаровий	0,2	Зворотний затвор поворотний	1,3...3
Вентиль с вертикальним шпинделем	6	Клапан нормальний	5...7,7
Компенсатор сильфонний	0,1	Відводи зварні двохшовні під кутом 90°	0,6
Компенсатор П-подібний: з гладкими відводами	1,7	Відводи гнуті під кутом 90° гладкі для R/d = 1	1
з крутозігнутими відводами	2,4	для R/d = 3	0,5
зі зварними відводами	2,8	для R/d = 4	0,3
Відводи гнуті під кутом 90° зі складками для R / d = 3	0,8	Трійник при злитті потоків: на прохід	1,5
для R / d = 4	0,5	на відгалуження	2
Відводи зварні одношовні		Трійник при розділенні потоків: на прохід	1,0
під кутом 60°	0,7	на відгалуження	1,5
під кутом 45°	0,3		
під кутом 30°	0,2	Трійник при потоці: що розходитьсся	2
Відводи зварні тришовні під кутом 90°	0,5	зустрічний	3
Водолічильник	2...3	Грязьовик	10

Таблиця Г.2 – Сталеві труби для теплопроводів за ГОСТ 10704-91 та ГОСТ 3262-75

Умовний діаметр, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Маса 1м труби, кг	Умовний діаметр, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Маса 1м труби, кг
15	21,3	2,5	1,16	300	325	8,0	62,5
20	26,8	2,5	1,5	350	377	9,0	81,5
25	32	2,5	1,76	400	426	9,0	91,6
32	38	2,5	2,15	400	426	6,0	62,0
40	45	2,5	2,6	450	480	7,0	80,5
50	57	3,0	4,0	500	530	8	103
65	76	3,0	5,4	600	630	9	137
80	89	3,5	7,3	700	720	10	174
100	108	4,0	10,2	800	820	10	200
125	133	4,0	12,7	900	920	11	246
150	159	4,5	17,2	1000	1020	12	298
175	194	5,0	23,2	1100	1120	12	326
200	219	6,0	31,5	1200	1220	14	415
250	273	7,0	46,7	1400	1420	14	482

Додаток Д

Таблиця Д.1 – Основні дані секційних водо-водяних підігрівників (довжина 4 м)

Параметр підігрівника	Позначення підігрівника за ОСТ-34-588-68										
	02	04	06	08	10	12	14	16	18	20	22
Діаметр корпусу $D_{\text{зов}}/D_{\text{вн}}$ мм/мм	57/50	76/69	89/82	114/106	168/156	219/207	273/259	325/309	377/359	426/408	530/514
Діаметр трубок $d_{\text{зов}}/d_{\text{вн}}$ мм/мм	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14
Число трубок в одній секції n , шт	4	7	12	19	37	64	109	151	216	283	450
Крок трубок S , мм	21	21	21	21	21	-	22	22	-	-	-
Поверхня нагріву однієї секції F , м ²	0,75	1,31	2,24	3,54	6,90	12,0	20,3	28,0	40,1	52,5	83,4
Площа перерізу трубок $f_{\text{тр}} \cdot 10^3$, м ²	0,62	1,08	1,85	2,93	5,70	9,85	16,79	23,25	33,25	43,56	69,27
Площа перерізу міжтрубного простору, $f_{\text{мт}} \cdot 10^3$, м ²	1,16	2,3	2,87	5,00	12,2	20,7	30,77	44,64	57,81	71,91	115,44
Відношення площі живого перерізу міжтрубного простору до площі живого перерізу всередині трубок $f_{\text{мт}}/f_{\text{тр}}$	1,87	2,13	1,55	1,7	2,14	2,11	1,86	1,84	1,79	1,65	1,66
Еквівалентний діаметр міжтрубного простору d_e , м	0,013	0,0164	0,0134	0,0155	0,0207	0,0215	0,0196	0,0208	0,0193	0,0186	
Опір трубок, $S_{\text{тр}} \cdot 10^3$, м·год ² /м ⁶	106,4	35,1	11,9	4,8	1,26	0,42	0,14	0,07	0,04	0,02	
Опір міжтрубного простору $S_{\text{мт}} \cdot 10^3$, м·год ² /м ⁶	63,1	15,63	10,3	3,4	0,57	0,196	0,09	0,04	0,02	0,01	
Маса, кг: однієї секції	45,2	61,6	80,4	114,0	207,0	322,0	487,0	663,0	901,0	1138,0	1561,0
питома на 1 м ²	60,3	47,0	35,8	32,2	30,0	26,8	24,0	23,7	22,5	21,7	18,7

Додаток Е

Таблиця Е.1 – Технічні характеристики відцентрових насосів

Марка насоса	Видатність, м ³ /год	Повний напір, м вод.ст.	Частота обертання колеса, об/хв.	Рекомендована потужність електродвигуна, кВт	Діаметр робочого колеса, мм
1К-6	6-11-14	20-17-14	2900	137	128
1,5К-6а	5-9-13	16-14-11		1,7	115
1,5К-6б	4-9-13	12-11-9		1,0	105
2К-6	10-20-30	34-31-24		4,5	162
2К-6а	10-20-30	28-25-20		2,8	148
2К-6б	10-20-25	22-18-16		2,8	132
2К-9	11-20-22	21-18-17		2,8	129
2К-9а	10-17-21	16-15-13		1,7	118
2К-9б	10-15-20	13-12-10		1,7	106
3К-6	30-45-70	62-57-44		14...20	218
3К-6а	30-50-65	45-37-30		10...14	192
3К-9	30-45-54	34-31-27		7,0	168
3К-9а	25-85-45	24-22-19		4,5	143
4К-6	65-95-135	98-91-72		55	272
4К-6а	65-85-125	82-76-62		40	250
4К-8	70-90-120	59-55-43		28	218
4К-8а	70-90-109	48-43-37		20	200
4К-12	65-90-120	37-34-28		14	174
4К-12а	60-85-110	31-28-23		14,	163
4К-18	60-80-100	25-22-19		7,0	148
4К-18а	50-70-90	20-18-14		7,0	136
6К-8	110-140-190	36-36-31	1450	28	328
6К-8а	110-140-180	30-28-25		20	300
6К-8б	110-140-180	24-22-18		20	275
6К-12	110-160-200	22-20-17		14	264
6К-12а	95-150-180	17-15-12		10	240
8К-12	220-280-340	32-29-25		40	315
8К-12а	200-250-290	26-24-21		28	290
8К-18	220-285-360	20-18-15		20	268
8К-18а	200-260-320	17-15-12		20	250

Примітка. Три значення видатностей та напорів насосів відповідають трьом робочим точкам насоса.

Додаток Ж

Таблиця Ж.1 – Технічні характеристики попередньо ізольованих труб

Умовний діаметр сталевих труб, мм	Діаметр сталевих труб, мм	Тип 1			Тип 2		
		Діаметр поліетиленової труби, мм	Товщина тепло- ізоляції, мм	Маса 1м труби з ізоляцією, кг	Діаметр поліети- ленової труби, мм	Товщина тепло- ізоляції, мм	Маса 1м труби з ізоляцією, кг
25	32×2,5	125×2,5	44	3,77			
32	38×2,5	125×2,5	41	4,14			
40	45×2,5	125×2,5	37,5	4,55			
50	57×3,0	125×2,5	31,5	6,45	140×2,5	39	6,8
65	76×3,0	140×3	29	8,3	160×3	39,5	9
80	89×3,5	160×3	32,5	9,8	180×3	42,5	10,4
100	108×4,0	180×3	33	13	200×3	43	13,8
125	133×4,0	225×3,5	42,5	16,8	250×3,5	55	18,3
150	159×4,5	250×3,9	41,6	22,3	280×3,9	56,6	24,8
200	219×6,0	315×4,9	43,1	38,9	355×4,9	63,1	43,4
250	273×7,0	400×6,3	57,2	58,1	450×6,3	82,2	62,6
300	325×7,0	450×7,0	55,5	69,5	500×7,0	80,5	75,4
400	426×7,0	560×8,8	58,2	93,9	630×8,8	93,2	102
500	530×7,0	710×11,1	78,9	125,6	710×11,1	78,9	
600	630×8,0	800×12,5	72,5	164,7	800×12,5	72,5	
700	720×8,0	900×14	76	193,4	900×14	76	
800	820×9,0	1000×15,6	74,4	243,4	1100×15,6	124,4	254,8
900	920×9,0	1100×17,6	72,4	299,8	1200×17,6	122,4	309,3
1000	1020×10	1200×19,6	70,4	363,4			

Додаток II

Таблиця II.1 – Технічні характеристики теплоізоляційних матеріалів [6]

Матеріал, виріб	Середня густина в конструкції, кг/м ³	Теплопровідність матеріалу в конструкції λ_z , Вт/(м·К) для поверхні з температурою, °С	Температура використання, °С	Група горючості
Мати мінераловатні прошивні	120	$0,045 + 0,00021 t_m$	-180...450	Негорючі
	150	$0,049 + 0,0002 t_m$		
Мати теплоізоляційні з мінеральної вати на синтетичному зв'язувальному	65	$0,04 + 0,00029 t_m$	-60...400	Негорючі
	95	$0,043 + 0,00022 t_m$	-180...400	
	120	$0,044 + 0,00021 t_m$		
	180	$0,052 + 0,0002 t_m$		
Вироби зі спіненого етиленполіпропіленового каучуку «Аерофлекс»	60	$0,034 + 0,0002 t_m$	57...125	Слабогорючі
Півциліндри і циліндри мінераловатні	50	$0,04 + 0,00003 t_m$	-180...400	Негорючі
	100	$0,049 + 0,00021 t_m$		
	200	$0,053 + 0,00019 t_m$		
Мати зі скляного штапельного волокна на синтетичному зв'язному	50	$0,04 + 0,0003 t_m$	-60...180	Негорючі
	70	$0,042 + 0,00028 t_m$		
Мати і вата з супертонкого скляного волокна без зв'язувального	70	$0,033 + 0,00014 t_m$	-180...400	Негорючі
Мати і вата зі супертонкого базальтового волокна без зв'язувального	80	$0,032 + 0,00019 t_m$	-180...600	Негорючі
Пісок перлітовий, сучасний, мілкий	110	$0,052 + 0,00012 t_m$	-180...875	Негорючі
	150	$0,055 + 0,00012 t_m$		
	225	$0,058 + 0,00012 t_m$		
Теплоізоляційні вироби з пінополістиролу	30	$0,033 + 0,00018 t_m$	-180...70	Горючі
	100	$0,041 + 0,00018 t_m$		
Теплоізоляційні вироби з пінополіуретану	40	$0,030 + 0,00015 t_m$	-180...130	Негорючі
	50	$0,032 + 0,00015 t_m$		
	70	$0,037 + 0,00015 t_m$		
Вироби «Кайманфлекс (K-flex)» марок:	EC	0,036	-40...105	Слабогорючі
	ST		-70...130	
	ECO			
	60-95			
Теплоізоляційні вироби з пінополіетилену	50	$0,035 + 0,00018 t_m$	-70...70	Слабогорючі

Примітка. Середня температура теплоізоляційного шару t_m визначається за формулою, °С:

1) $t_m = (t_{\text{н}} + 40)/2$ – на відкритому повітрі в літній час, в приміщенні, в каналах, тунелях, технічних підпіллях, на горнищах і в підвалах будівель;

2) $t_m = t_{\text{н}} / 2$ – на відкритому повітрі в зимовий час;

де $t_{\text{н}}$ – температура середовища всередині ізолюваного обладнання (трубопроводу).

Додаток К

Таблиця К.1 – Норми густини теплового потоку від ізольованих поверхонь

Умовний прохід, ду, мм	Норми лінійного теплового потоку [10], Вт/м, при середній температурі теплоносія, °С												
	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
15	3 -	8 6	16 14	24 22	34 32	45 42	55 53	67 65	80 77	93 91	108 106	123 120	140 136
20	4 -	9 7	18 16	28 26	38 36	49 46	61 58	74 71	88 85	103 100	119 116	135 132	152 149
25	4 -	11 8	20 18	30 28	42 39	54 51	66 63	80 78	95 92	111 108	128 125	146 142	165 160
40	5 -	12 10	24 21	36 33	48 46	62 59	77 74	93 90	110 107	128 125	147 143	167 163	188 184
50	6 -	14 10	25 22	38 35	52 49	66 64	83 79	100 96	118 114	136 133	156 152	177 173	199 194
65	7 -	15 12	29 26	44 40	58 55	75 72	92 90	111 108	131 127	152 148	173 169	197 192	220 216
80	8 -	17 13	32 28	47 43	62 59	80 78	99 95	119 114	139 135	162 158	185 180	209 204	226 223
100	9 -	19 14	35 31	52 48	69 65	88 84	109 104	130 125	152 147	175 170	200 195	225 220	252 247
125	10 -	22 17	40 35	57 53	75 72	99 94	121 116	144 140	169 164	194 190	221 216	250 243	279 273
150	11 -	24 19	44 39	62 58	83 78	109 104	133 128	157 152	183 179	211 206	240 234	270 263	301 294
200	15 -	30 23	53 47	75 70	99 94	129 124	157 151	185 180	216 209	247 241	280 273	314 306	349 342
250	17 -	35 27	61 54	86 80	112 106	145 139	174 169	206 199	238 231	273 266	309 302	345 338	384 376
300	20 -	40 31	68 62	96 90	126 119	160 154	194 186	227 220	262 255	300 293	339 330	378 370	420 411
350	23 -	45 35	75 68	106 99	138 131	177 170	211 205	248 241	286 278	326 318	368 359	411 402	454 446
400	24 -	49 38	83 74	125 108	150 142	191 184	228 221	267 259	308 299	351 342	395 386	440 431	487 477
450	27 -	53 42	88 81	123 116	160 152	204 196	244 235	284 276	327 318	373 364	418 409	466 456	517 506
500	29 -	58 46	96 87	135 125	171 164	220 211	261 253	305 296	349 341	398 388	446 435	496 486	549 538
600	34 -	66 54	110 100	152 143	194 186	248 238	294 285	342 332	391 382	444 434	497 486	554 542	611 598
700	39 -	75 59	122 111	169 159	214 205	273 262	323 313	375 365	429 418	485 474	544 530	604 591	664 651
800	43 -	83 67	135 124	172 176	237 226	301 290	355 344	411 399	469 457	530 518	594 581	657 643	723 708
900	48 -	92 74	149 136	205 193	258 247	328 316	386 374	446 435	509 496	574 562	642 629	710 695	779 764
1000	53 -	101 82	163 149	223 210	280 286	355 342	418 405	482 467	548 534	618 606	691 676	753 747	837 820
Для криволінійних діаметром більше 1000 мм та плоских поверхонь, Вт/м²													
	5	28	44	57	69	85	97	109	122	134	146	157	169
	-	23	40	54	66	83	95	107	119	132	143	155	166

Примітка. Верхня цифра – норма для теплопроводів і обладнання на відкритому повітрі, нижня – в приміщенні.

Глосарій

Теплова мережа – Thermal network
Теплове навантаження – Thermal loading
Опалення – Heating
Гаряче водопостачання – Hot water-supply
Вентиляція – Ventilation
Технологічний споживач – Technological consumer
Сезонне навантаження – Seasonal loading
Цілорічне навантаження – Wholeyear loading
Тепловий баланс – Thermal balance
Тривалість навантажень – Duration of loading
Залежна схема – Dependent chart
Незалежна схема – Independent chart
Елеватор – Elevator
Циркуляційний насос – Circulation pump
Подавальний трубопровід – Direct pipeline
Зворотний трубопровід – Reverse pipeline
Гідравлічний режим – Hydraulic mode
Опаловальний прилад – Heating device
Гребінка – Comb
Регулювальний клапан – Regulation valve
Конденсатовідвідник – Steam trap
Зворотний клапан – Check-valve
Конденсатопровід – Condensate pipeline
Безпосередній водорозбір – Direct watertake
Змішувальний теплообмінник – Mixer heat exchanger
Двоступінчаста схема – Twostage chart
Бак-акумулятор – Tank-Accumulator
(ТЕЦ) Теплоелектроцентраль – Thermal Electric Plant
Чутливість до аварій – Sensitiveness to the failures
Підживлення мережі – Upfeeding of network
Методи регулювання – Methods of regulation
Центральне регулювання – Central regulation
Міське регулювання – Local regulation
Індивідуальне регулювання – Individual regulation
Якісне регулювання – Quality regulation
Кількісне регулювання – Quantitative regulation
Розрегулювання мережі – Deregulation of network
Перепад температур – Difference of temperatures
Коефіцієнт змішування елеватора – Coefficient of mixing of elevator
Відкрита тепла мережа – The opened thermal network
Спільне навантаження – Common loading
Витрата – Expense
Гідравлічний розрахунок – Hydraulic calculation
Діаметр трубопроводу – Diameter of pipeline
Втрати тиску – Losses of pressure
Спад напору – Falling of pressure

Капітальні витрати – Capital charges
 Магістральні мережі – Main networks
 Розподільні мережі – Distributive networks
 Кільцеві мережі – Ring networks
 Секційні камери – Sectional chambers
 Засувка – Slide valve
 Швидкість – Speed
 Еквівалентна шорсткуватість – Equivalent roughness
 П'єзометричний графік – The piezometer graph
 Переохолоджений конденсат – Supercools condensate
 Тепловий пункт – Thermal substation
 Теплолічильник – Heat measurer
 Водолічильник – Water measurer
 Пластинчастий теплообмінник – Plate heat exchanger
 Кожухотрубчастий теплообмінник – Casetube heat exchanger
 Змішувальний вузол – Mixer join
 Ємність акумулятора – Capacity of accumulator
 Рушникосушарка – Towel dryer
 Засоби автоматизації – Facilities of automation
 Пропускна здатність – Carrying capacity
 Грязьовик – Dirtfilter
 Підземне прокладання – Underground laying
 Надземне прокладання – Overground laying
 Безканалне прокладання – Without channel laying
 Напівпрохідний канал – Semigangway channel
 Щогла – Mast
 Кронштейн – Bracket
 Підвісна опора – The suspended support
 Попередньо ізольовані труби – Preliminary the isolated pipes
 Теплоізоляція – Heat isolation
 Тунель – Tunnel
 Ковзальна опора – Slide support
 Роликова опора – Roller support
 Каткова опора – Drive support
 Температурна деформація – Temperature deformation
 Компенсатор – Compensates
 Надійність теплопостачання – Reliability of heat supply
 Безвідмовність – Faultless
 Довговічність – Longevity
 Ремонтопридатність – Repair suitability
 Збережність – Conservation
 Якість теплопостачання – Quality of heat supply
 Витікання води – Flow out of water
 Випробування мереж – Test of networks
 Термічний опір – Thermal resistance

Навчальне видання

Степанова Наталія Дмитрівна
Степанов Дмитро Вікторович

ТЕПЛОВІ МЕРЕЖІ

Навчальний посібник

Редактор В. Дружиніна

Коректор З. Поліщук

Оригінал-макет підготовлено Степановою Н.

Підписано до друку 17.11.2009 р.
Формат 29,7х41¼ . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний . Ум. друк. арк. 8.5
Наклад 75 прим. Зам. № 2009-190

Вінницький національний технічний університет,
науково-методичний відділ ВНТУ.
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Тел. (0432) 59-85-32.
Свідectво 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) 59-85-32.
Свідectво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.