

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до проведення практичних занять та організації самостійної роботи

з навчальної дисципліни

«ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ»

(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти всіх форм навчання галузі знань G – Інженерія, виробництво та будівництво зі спеціальності G19 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма «Цивільна інженерія»)

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2026

Методичні рекомендації до проведення практичних занять та організації самостійної роботи з навчальної дисципліни «Теплопостачання» (для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти всіх форм навчання галузі знань G – Інженерія, виробництво та будівництво зі спеціальності G19 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма «Цивільна інженерія») / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. : О. В. Гвоздецький, І. О. Редько, Ю. І. Чайка. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2026. – 157 с.

Укладачі: канд. техн. наук, доц. О. В. Гвоздецький,
д-р техн. наук, проф. І. О. Редько
канд. техн. наук, проф. Ю. І. Чайка

Рецензент

О. М. Міланко, кандидат технічних наук, доцент кафедри теплогазопостачання і вентиляції Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова

*Рекомендовано кафедрою теплогазопостачання і вентиляції,
протокол № 4 від 15.09.2025*

ЗМІСТ

1 ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ	6
1.1 Методи визначення теплових навантажень	6
1.1.1 Метод питомих теплових характеристик.....	6
1.1.2 Визначення теплового потоку на опалення методом укрупнених показників	8
1.1.3 Визначення теплового потоку системи гарячого водопостачання адміністративними, громадськими будівлями	10
1.1.4 Визначення теплового потоку системи гарячого водопостачання в літній період року	10
1.2 Побудова графіка теплових навантажень	11
1.2.1 Графік середньодобового теплового навантаження залежно від температури зовнішнього повітря	11
1.2.2 Графік тривалості теплового навантаження	12
1.3 Інтегральний графік річного споживання тепла	14
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 1	17
2 ІНТЕГРАЛЬНИЙ ГРАФІК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ	20
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 2	24
3 БАКИ-АКУМУЛЯТОРИ СИСТЕМ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ	25
3.1 Підбір бака-аккумулятора змінного об'єму та постійної температури.....	25
3.2 Підбір бака-аккумулятору постійного об'єму та змінної температури	26
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 3	27
4 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПЕРЕГРІТОЇ ПАРИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ НАСИЧЕНОЇ В РЕДУКЦІЙНО-ОХОЛОДЖУВАЛЬНІЙ УСТАНОВЦІ.....	27
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 4	30
5 МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ. ТЕМПЕРАТУРНИЙ ГРАФІК.....	31
5.1 Побудова суто опалювального графіка	32
5.2 Опалювально-побутовий температурний графік	34
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 5	35
6 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ ТА ГАРЯЧОЇ ВОДИ	36
6.1 Визначення витрат теплоносія	37
6.2 Визначення витрати гарячої води	40
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 6	40
7 ТЕПЛОВІ ПУНКТИ	42
7.1 Обладнання теплових пунктів	42

7.2 Підбір обладнання теплових пунктів	43
7.2.1 Підбір змішувального або циркуляційного насоса системи опалення..	43
7.2.2 Підбір циркуляційного насоса системи гарячого водопостачання	46
7.2.3 Підбір прилада обліку теплової енергії та контрольного водоміра	46
7.2.4 Підбір клапана регулятора теплового потоку	49
7.2.5 Підбір клапана регулятора перепаду тиску	51
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 7	53
8 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК	56
8.1 Попередній етап гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж	56
8.2 Основний розрахунок водяних теплових мереж	57
8.3 Гідравлічний розрахунок розрахунок мереж гарячого водопостачання	61
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 8	61
9 ПОБУДОВА ГРАФІКУ ВИТРАТИ ТЕПЛОНОСІЯ	63
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 9	68
10 ПОБУДОВА П'ЄЗОМЕТРИЧНОГО ГРАФІКА	69
10.1 Попередній етап побудови п'єзометричного графіка	70
10.2 Побудова п'єзометричного графіка у статичному режимі	72
10.3 Побудова п'єзометричного графіка у динамічному режимі	73
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 10	82
11 БУДІВЕЛЬНИЙ ПЛАН ТА МОНТАЖНА СХЕМА ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	83
12 ПРОКЛАДАННЯ ТРУБОПРОВОДІВ. РОЗРІЗИ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ.	
ДЕТАЛЮВАННЯ ТРУБОПРОВОДІВ	87
12.1 Види прокладання теплових мереж. Канали теплових мереж.	87
12.2 Розрізи теплової мережі	90
12.3 Компенсаційні пристрої теплових мереж	91
12.4 Опори теплових мереж	93
12.5 Розрахунок зусиль на опори	94
12.6 Вузли теплофікаційні	97
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМИ 11–12	100
13 ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ ТРУБОПРОВОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ	103
ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 13	112
14 ПОБУДОВА ПОЗДОВЖНЬОГО ПРОФІЛЮ	114
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ	118
ДОДАТОК А	121
ДОДАТОК Б	124
ДОДАТОК В	127
ДОДАТОК Г	128
ДОДАТОК Д	129

ДОДАТОК Е	130
ДОДАТОК Ж	132
ДОДАТОК И	137
ДОДАТОК К	141
ДОДАТОК Л	142
ДОДАТОК М	146
ДОДАТОК Н	147
ДОДАТОК П	149
ДОДАТОК Р	151
ДОДАТОК С	153
ДОДАТОК Т	155

1 ТЕПЛОВІ НАВАНТАЖЕННЯ

Мета заняття – вивчення методів визначення теплових навантажень різних споживачів та вибір найбільш відповідного метода залежно від сукупності обставин.

Теоретичні положення. Теплові навантаження або теплові потужності можуть бути на опалення, вентиляцію, гаряче водопостачання та технологічні процеси промислових підприємств.

Теплові навантаження на опалення і вентиляцію залежать від температури зовнішнього повітря, їх називають сезонними. Теплові навантаження на гаряче водопостачання та на технологічні процеси промислових підприємств практично не залежать від температури зовнішнього повітря протягом року, тому їх називають цілорічними.

1.1 Методи визначення теплових навантажень

1.1.1 Метод питомих теплових характеристик

Для окремих будівель максимальна годинна теплова потужність (теплове навантаження) у разі відсутності відповідних проєктів визначається за укрупненими показниками – питомими опалювальними і вентиляційними характеристиками будинків, а також за будівельною (зовнішньою) кубатурою будинків та, відповідно, за різницею температури й зовнішнього повітря.

Теплове навантаження системи *опалення* будівлі $Q_{оп}$, Вт

$$Q_{оп} = q_{оп}V(t_i - t_o). \quad (1.1)$$

Теплове навантаження системи *вентиляції* будівлі Q_v , Вт

$$Q_v = q_vV(t_i - t_o), \quad (1.2)$$

де V – об'єм будівлі за зовнішнім обміром, m^3 ;

t_i, t_o – розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря, $^{\circ}C$;

$q_{оп}$ – питома теплова характеристика будівлі для опалення, $Вт/(m^3 \cdot ^{\circ}C)$, що залежить від її розмірів, призначення будівлі та розрахункової температури зовнішнього повітря і може бути прийнята за даними таблиці А.1 (дод. А);

q_v – питома теплова характеристика будівлі для вентиляції, $Вт/(m^3 \cdot ^{\circ}C)$, яка аналогічно $q_{оп}$ може бути прийнята або за даними таблиці А.1 (дод. А);

t_i – температура внутрішнього повітря, $^{\circ}C$, приймається за таблицею А.1 (дод. А);

t_o – розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря, °С, приймається за таблицею Б.1 (дод. Б);

c – теплоємність води, приймається $c = 4,187$ кДж/(кг · °С).

Теплові навантаження опалення Q_o^8 та вентиляції Q_v^8 за характерної температури $+8$ °С можна отримати за формулами (1.1) – (1.2), підставивши $+8$ °С замість t_o . Але зручніше для цього використовувати формули перерахунку:

$$Q_o^8 = Q_o(t_i - 8)/(t_i - t_o), \quad (1.3)$$

$$Q_v^8 = Q_v(t_i - 8)/(t_i - t_o). \quad (1.4)$$

Для адміністративної будівлі (далі – АБ) теплові навантаження розраховуються також за значеннями питомих теплових характеристик $q_{оп}$ та q_v , знайденими за такими формулами:

$$q_{оп} = k_{ор}[K_{ст} + \varphi_{зас}(K_{вік} - K_{ст})]P/S + [n_{стл}K_{стл} + \varphi_{зст}(K_{вст} - n_{стл}K_{стл}) + n_{під}K_{під}]/h, \quad (1.5)$$

де $K_{ст}$, $K_{вік}$, $K_{стл}$, $K_{під}$, $K_{вст}$ – коефіцієнти теплопередачі відповідно стін, вікон, стелі, підлоги та заскління стелі;

$\varphi_{зас}$ – частка площі вікон від площі стін, $\varphi_{зас} = A_{вік}/A_{ст}$;

$\varphi_{зст}$ – частка площі заскління стелі від її загальної площі, $\varphi_{зст} = A_{вст}/A_{стл}$;

$n_{стл}$ і $n_{під}$ – поправочні коефіцієнти, що враховують ступінь захищеності, відповідно, стелі та підлоги від безпосереднього контакту із зовнішнім повітрям (табл. В.2, дод. В);

P , S , h – відповідно, зовнішній периметр (м), площа (м²) та висота (м) будівлі;

$k_{ор}$ – коефіцієнт добавок до основних втрат тепла, $k_{ор} = 1,05$ – $1,1$.

Коефіцієнт теплопередачі i -го типу огорожувальної конструкції K_i є величиною, зворотною до опору теплопередачі R_i :

$$K_i = 1/R_i. \quad (1.6)$$

Як мінімально допустимі опори теплопередачі R_i для кожного типу огорожувальних конструкцій можна прийняти нормативні опори теплопередачі огорожень згідно з даними таблиці В.1 (дод. В), враховуючи приналежність міста забудови до певної температурної зони (І – ІІ) за кількістю градусодіб опалювального періоду (табл. Б.2, дод. Б).

Значення поправочних коефіцієнтів $n_{стл}$ та $n_{під}$ приймаються за таблицею В.2 (дод. В) залежно від конструкції горища та підвалу. Коефіцієнт заскління $\varphi_{зас}$ для будівель громадського призначення зазвичай приймається в межах $0,25$ – $0,35$.

Питома теплова характеристика для вентиляції може бути знайдена за виразом

$$q_v = 0,278 c_{\pi} \rho_{\pi} k_v V_v / V, \quad (1.7)$$

де c_{π} – теплоємність повітря, кДж/(кг · °С); для сухого повітря $c_{\pi} = 1$;

ρ_{π} – густина внутрішнього повітря, кг/м³, $\rho_{\pi} = 353/(273 + t_i)$;

k_v – середня кратність повітрообміну вентиляованих приміщень, год⁻¹;

V_v – об'єм вентиляованих приміщень будівлі, м³;

V – зовнішній об'єм будівлі, м³.

Середню кратність повітрообміну можна знайти за формулою

$$k_v = \Sigma k_{vi} V_i / V_v, \quad (1.8)$$

де k_{vi} – кратність повітрообміну i -го вентиляованого приміщення, год⁻¹;

V_i – об'єм i -го приміщення, м³.

Значення кратності повітрообміну приміщень з припливними системами вентиляції k_{vi} можна прийняти за таблицею Г.1 (дод. Г), згідно з яким середня кратність повітрообміну k_v для АБ набуває значення в межах 1–2.

1.1.2 Визначення теплового потоку на опалення методом укрупнених показників

У випадку відсутності паспорта та проєкту теплові потоки визначають укрупнено за допомогою теплотехнічних показників будинків.

Одними з теплотехнічних показників будинків є укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення житлових будинків на 1 м² загальної площі та питомі теплові характеристики будинків на опалення й вентиляцію. Знаючи перший теплотехнічний показник, тепловий потік можна підрахувати через загальну площу будинку, а якщо маємо другий, то необхідно використовувати об'єм будинку за зовнішніми обмірами.

За відсутності проєктів систем опалення будинків рекомендовано [1] визначати максимальний тепловий потік $Q_{\text{оmax}}$, Вт, на опалення житлового будинку за формулою

$$Q_{\text{оmax}} = q_{\text{оF}} A, \quad (1.9)$$

де A – загальна площа житлового будинку, м²;

$q_{\text{оF}}$ – укрупнений показник максимального теплового потоку на опалення житлового будинку на 1 м² загальної площі, який можна визначити за формулою

$$q_{\text{оF}} = 1\,000 \cdot E_{\text{max}} \cdot (t_i - t_o) / [(t_i - t_p) \cdot T_p \cdot 24], \quad (1.10)$$

де E_{max} – максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період, кВт · год/м², що встановлюється відповідно до таблиці Д.1 (дод. Д) залежно від призначення будинку, його поверховості та температурної зони відповідно до рисунка Б.1 (дод. Б);

t_i – температура внутрішнього повітря приміщень будинку, °С, що залежить від призначення будинку, для житлових будівель 20–22 °С;

t_o – розрахункову температуру зовнішнього повітря для проєктування систем опалення, °С, приймають відповідно до таблиці Б.1 (дод. Б, параметри Б);

t_p – середню температуру зовнішнього повітря за опалювальний період, °С, приймають відповідно до таблиці Б.2 (дод. Б);

T_p – тривалість опалювального періоду приймають відповідно до таблиці Б.2 (дод. Б).

Під загальною площею розуміють суму площ усіх житлових та допоміжних приміщень, враховуючи площу вбудованих шаф та коридорів.

Для житлових мікрорайонів, де також існують громадські будівлі, школи, дитячі садки, максимальне теплове навантаження визначають за формулою

$$Q_{omax} = q_{oF} A \cdot (1 + K_1). \quad (1.11)$$

Для системи вентиляції

$$Q'_{vmax} = q_{oF} A K_1 K_2, \quad (1.12)$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує тепловий потік на опалення громадських споруд, за відсутності інших даних приймається 0,25;

K_2 – коефіцієнт, що враховує тепловий потік на вентиляцію громадських споруд, за відсутності інших даних приймається 0,4 для громадських будівель, зведених до 1985 року та 0,6 – для будівель, зведених після 1985 р.

Середнє теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель в опалювальний період відповідно до [1], Вт

$$Q'_{hm} = q_{hm} m. \quad (1.13)$$

Максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання житлових та громадських будівель в опалювальний період, Вт

$$Q'_{hmax} = 2,4 Q'_{hm}, \quad (1.14)$$

де q_{hm} – середня за опалювальний період норма витрати води за температури 55 °С на гаряче водопостачання на добу на одну людину, що проживає в будинку з гарячим водопостачанням, л, приймають залежно від рівня комфортності будинків (табл. Е.3, дод. Е);

m – кількість мешканців для житлових будівель або працівників для громадських будівель. Для житлових будинків визначається, як $A/21$.

1.1.3 Визначення теплового потоку системи гарячого водопостачання адміністративними, громадськими будівлями

Середнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання адміністративних та громадських будівель (зокрема шкіл, дитячих садків) можна визначити за формулою

$$Q_{hmid} = 1,2c Q_T^h m k_r (60 - t_c)/(3,6 \cdot T_{ex}), \quad (1.15)$$

де c – питома теплоємність води, кДж/(кг · °С), приймається для інтервалу від +5 °С до +60 °С, $c = 4,193$;

Q_T^h – розрахункова (питома) середня за рік добова витрата води, л/добу на одиницю виміру (людину), визначається за таблицею Е.2 (дод. Е);

m – кількість одиниць виміру (людей);

k_r – підвищувальний коефіцієнт для III, IV кліматичних районів;

t_c – температура холодної води, яка приймається 5 °С;

T_{ex} – тривалість водорозбору T_{ex} , год/добу, визначається за таблицею А.1 (дод. А) або Е.2 (дод. Е);

3, 6, 24 – розмірні коефіцієнти.

Для визначення максимального навантаження на гаряче водопостачання громадської будівлі доцільно використати формулу

$$Q_{hmax} = 2,4 \cdot Q_{hmid}. \quad (1.16)$$

1.1.4 Визначення теплового потоку системи гарячого водопостачання в літній період року

Розрахункове середнє навантаження системи гарячого водопостачання в літній період знаходять за формулою перерахунку:

$$Q_{hmids} = Q_{hmid}\beta(60 - t_{cs})/(60 - t_c), \quad (1.17)$$

де β – коефіцієнт, який враховує зміну середньої витрати води на гаряче водопостачання в неопалювальний період щодо опалювального періоду; за відсутності даних приймається для житлово-комунального сектора 0,8 (для курортних та південних міст $\beta = 1,5$), для підприємств $\beta = 1,0$ (табл. К.1, дод. К);

t_{cs} і t_c – розрахункові температури холодної водопровідної води відповідно в неопалювальний та опалювальний періоди, °С; за відсутності даних приймають $t_{cs} = +15$ °С, $t_c = +5$ °С.

Максимальне навантаження системи гарячого водопостачання в літній період року знаходять за формулою

$$Q_{hmaxs} = 2,4 \cdot Q_{hmids} . \quad (1.18)$$

1.2 Побудова графіка теплових навантажень

1.2.1 Графік середньодобового теплового навантаження залежно від температури зовнішнього повітря

Графік відображає залежність теплових навантажень від температури зовнішнього повітря t_3 . Графік будується за значеннями сумарних теплових навантажень. У процесі побудови графіка варто мати на увазі, що навантаження систем опалення та вентиляції лінійно залежать від температури зовнішнього повітря (див. формули (1.3) та (1.4), а навантаження систем гарячого водопостачання та технологічних споживачів вважаються незалежними від температури зовнішнього повітря.

Тому для побудови графіка достатньо мати значення теплових навантажень за температури повітря t_o , $+8$ °С та t_i , пам'ятаючи, що за температур більше ніж $+8$ °С навантаження опалення та вентиляцію відсутні. На графіку відображаються окремо лінії навантажень кожної з інженерних систем, що споживає тепло¹ (опалення Q_o , вентиляції Q_v , гарячого водопостачання Q_{hm} та технологічних споживачів Q_T), а також лінія сумарних теплових навантажень усіх інженерних систем Q_Σ .

Значення навантажень Q_o^8 , Q_v^8 , Q_{hmw}^s можуть бути отримані з навантажень Q_o , Q_v , Q_{hmw} за допомогою формул перерахунку (1.3), (1.4), (1.17).

Приклад побудови графіка показаний на рисунку 1.1, а.

З графіка зрозуміло, що в інтервалі температур зовнішнього повітря $t_3 \leq +8$ °С (опалювальний період) $Q_\Sigma = Q_o + Q_v + Q_{hmw} + Q_{ct}$, зокрема при $t_3 = +8$ °С $Q_\Sigma^8 = Q_o^8 + Q_v^8 + Q_{hmw} + Q_{ct}$. У літній період $Q_\Sigma^s = Q_{hmw}^s + Q_{ct}$.

Звичайний графік залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря t_3 будується в інтервалі температур повітря $t_i \geq t_3 \geq t_o^2$, але

¹ У разі побудови графіка залежності теплового навантаження від температури зовнішнього повітря враховують значення середнього або середньобалансового теплового навантаження системи гарячого водопостачання Q_{hm} .

² Обмеження мінімального значення температури зовнішнього повітря розрахунковою опалювальною температурою t_o пояснюється економічними міркуваннями, з якими не вигідно проєктувати системи

оскільки цей графік використовується для побудови графіка тривалості теплових навантажень, тобто він є частиною суміщеного графіка, мінімальна температура, що відображається на цьому графіку, має відповідати інтервалу мінімальних температур, що спостерігались у населеному пункті, для якого він будується.

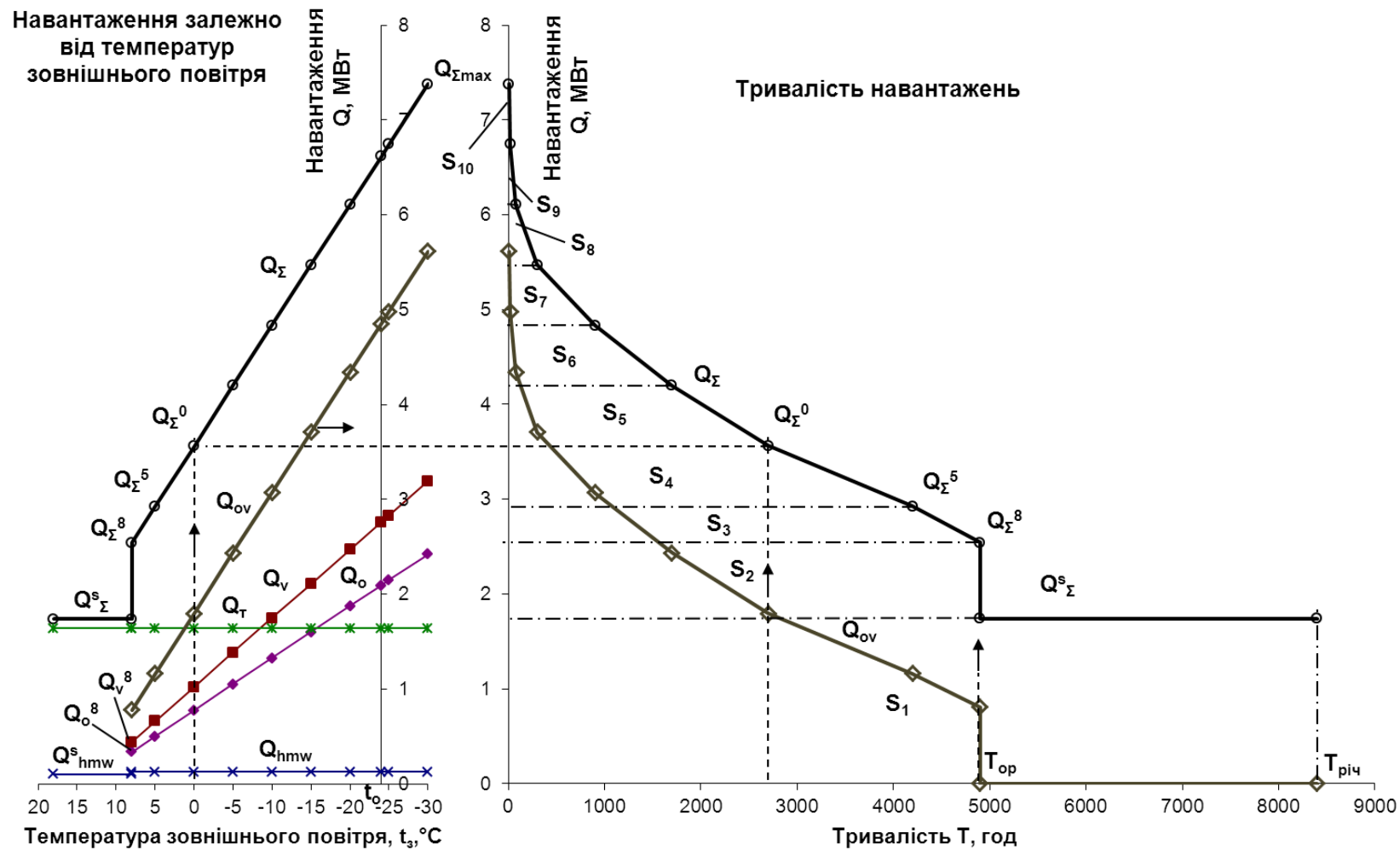
1.2.2 Графік тривалості теплового навантаження

Для побудови графіка інтервальну тривалість спостереження температур, обрану за таблицею Б.2 (дод. Б) для населеного пункту, де розташовано підприємство, перераховують на інтегральну тривалість спостереження температур за таким принципом: якщо t_a та t_b , відповідно, нижня та верхня межа інтервалу температур ($t_a < t_b$), то сумарна кількість годин спостереження зовнішніх температур $t_3 \leq t_b$ буде дорівнювати кількості годин спостереження температур в інтервалі від t_a до t_b плюс тривалість спостереження зовнішніх температур $t_3 < t_a$ за аналогією з таблицею 1.3. Значення інтегральної (сумарної) кількості годин за умови $t_3 < +8\text{ }^{\circ}\text{C}$ у нижньому рядку має збігатися із сумарною кількістю годин в останньому стовпчику інтервальної тривалості («Всього годин») для розрахованого міста (у прикладі ця кількість дорівнює 4 900 годин).

Приклад побудови графіка показаний на рисунку 1.1, б.

Масштаб горизонтальної осі графіка має бути достатнім для відображення сумарної тривалості роботи системи теплопостачання протягом року. Приймаючи нормативну тривалість профілактичних та планово-попереджувальних ремонтів 360 годин (15 діб) на рік, сумарна річна тривалість роботи системи теплопостачання становитиме $T_{\text{річ}} = 8\,760 - 360 = 8\,400$ годин, де 8 760 – тривалість звичайного року в годинах ($365 \text{ діб} \times 24 \text{ години на добу}$).

теплопостачання на максимально можливі теплові потужності за мінімальних температур, що спостерігались у певному населеному пункті, оскільки ймовірність цих мінімальних температур та тривалість їхнього спостереження дуже низькі. Завдяки їхній обмеженій тривалості (усього декілька годин) та теплоаккумуляційній спроможності огорожувальних конструкцій будівель температура внутрішнього повітря в будівлях не повинна знижуватися нижче санітарних норм навіть за теплової потужності системи теплопостачання, нижчої за відповідну щодо цих мінімальних температур. Але якщо після підвищення температури зовнішнього повітря вище розрахункової опалювальної температури ($t_3 > t_0$) система теплопостачання буде подавати тепло за значенням t_3 згідно з графіком залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря, то підвищення температур внутрішнього повітря в опалюваних будівлях до нормативного рівня буде відбуватися занадто повільно. Для швидкого відновлення нормативного рівня внутрішніх температур необхідно деякий час залишати теплову потужність системи теплопостачання на рівні максимальної розрахункової, навіть якщо $t_3 > t_0$, що буде призводити до перевитрат тепла порівняно із суміщеним графіком, обмеженим мінімальною температурою t_0 . Тому в разі побудови графіка залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря в складі суміщеного графіка більш коректно добудовувати навантаження за температур $t_0 > t_3 \geq t_b$, як це показано на рисунку 1.1, а.



Для побудови графіка тривалості теплових навантажень використовують графік залежності теплових навантажень від температур зовнішнього повітря. Від верхніх меж інтервалів температур $t_6 = +8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$, $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, ... (див. табл. 1.3, третій рядок) піднімають перпендикуляри до перетину з лінією сумарних теплових навантажень Q_{Σ} і від точок перетину проводять горизонталі в зоні графіка тривалості до їхнього перетину з вертикалями, побудованими від точок на горизонтальній осі, що відповідають кількості годин спостереження температур зовнішнього повітря $T_{\leq 6}$, менших за верхні межі інтервалів t_6 .

На рисунку 1.1 стрілками показано побудову точки графіка $t_6 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{\leq 6} = 2\,700$ годин.

Отримані таким способом точки з'єднують прямими лініями, у результаті чого й виходить графік тривалості теплових навантажень протягом року. У точці, що відповідає тривалості опалювального періоду T_{op} (4 900 годин у прикладі), відбувається стрибкоподібна зміна сумарного теплового навантаження Q_{Σ} так само, як на графіку залежності навантажень від температури зовнішнього повітря за температури $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає початку та закінченню опалювального періоду. У неопалювальний (літній) період тривалістю $T_{річ} - T_{op}$ сумарне теплове навантаження $Q_{\Sigma} = Q_{\Sigma}^s = Q_{hmw}^s + Q_{ст}^s$.

Площа фігури, обмеженої двома осями та лінією самого графіка тривалості теплових навантажень, відображає річну витрату тепла системою тепlopостачання. Користуючись графіком, можна також підрахувати витрати тепла окремо в літній та зимовий періоди.

1.3 Інтегральний графік річного споживання тепла

Інтегральний графік річних витрат тепла дозволяє підрахувати витрати палива на потреби тепlopостачання за наявності на джерелі тепла різних теплогенеруючих агрегатів різної потужності з різними ККД за умов, що вони вводяться в дію послідовно після досягнення вже працюючими агрегатами максимальної теплової потужності.

Інтегральний графік будується на базі графіка тривалості теплових навантажень. Для цього здійснюють підрахунок площ фігур, які утворюються в процесі кожного дискретного додавання теплової потужності. На рисунку 1.1, б ці площі позначені як $S_1, S_2, S_3, \dots, S_n = S_{10}$ ³. Площа S_1 — це площа прямокутника шириною $T_{річ}$ та висотою Q_{Σ}^s , площа S_2 — площа прямокутника шириною T_{op} та висотою $Q_{\Sigma}^{+8} - Q_{\Sigma}^s$, площа S_3 — площа

³ Остання фігура S_{10} у вигляді трикутника буде існувати на графіку лише за умови наявності на джерелі тепла резервної потужності для задоволення пікових навантажень за температур нижчих t_6 .

трапеції⁴ з розмірами нижньої підстави T_{op} , верхньої підстави $T_{\leq+5}$ та висотою $Q_{\Sigma}^{+5} - Q_{\Sigma}^{+8}$ і т. ін.

Після обчислення площ фігур знаходять площу самого графіка тривалості, як суму площ усіх фігур:

$$S_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{i=n} S_i, \quad (1.19)$$

де S_i – площа i -ї фігури, МВт · год;

n – номер індексу верхньої фігури на графіку тривалості теплових навантажень.

Розмірність S принципового значення не має, оскільки в процесі побудови інтегрального графіка використовують тільки відносні (безрозмірні) величини, але варто мати на увазі, що для переходу від МВт · год до звичних ГДж необхідно чисельні значення площ S_i помножити на перехідний коефіцієнт 3,6.

Інтегральний графік відображає залежність між відносними годинними тепловими навантаженнями $\alpha_{год}$ та відносними річними витратами тепла $\alpha_{річ}$. Приклад інтегрального графіка показано на рисунку 1.2, значення $\alpha_{год}$ та $\alpha_{річ}$, за якими він побудований, наведені в таблиці 1.1.

На горизонтальній осі графіка відкладено відносні годинні теплові навантаження $\alpha_{годі}$, що обчислюють за формулою

$$\alpha_{годі} = Q_{\Sigma i} / Q_{\Sigma max}, \quad (1.20)$$

де $Q_{\Sigma i}$ – сумарне теплове навантаження за i -ї температури зовнішнього повітря t_{zi} ;

$Q_{\Sigma max}$ – сумарне теплове навантаження за мінімальної температури зовнішнього повітря t_{zmin} , що дорівнює верхній межі інтервалу температур з мінімальною кількістю годин спостереження.

Практично, для всіх варіантів $\alpha_{год1} = Q_{\Sigma}^S / Q_{\Sigma max}$, $\alpha_{год2} = Q_{\Sigma}^8 / Q_{\Sigma max}$, $\alpha_{год3} = Q_{\Sigma}^5 / Q_{\Sigma max}$ і т. ін.

На вертикальній осі графіка відкладають відносні річні витрати тепла $\alpha_{річі}$, що обчислюють за формулою

$$\alpha_{річі} = \frac{\sum_{k=1}^{k=i} S_k}{S_{\Sigma}}, \quad (1.21)$$

⁴ Дорівнює добутку півсуми підстав на висоту.

де k – поточний номер індексу фігури в інтервалі від 1 до i : $1 \leq k \leq i$.

Наприклад, $\alpha_{річ1} = S_1 / S_\Sigma$, $\alpha_{річ2} = (S_1 + S_2) / S_\Sigma$, $\alpha_{річ3} = (S_1 + S_2 + S_3) / S_\Sigma$ і т. ін.

Лінію інтегрального графіка будують по точках, координати яких визначають сполучення величин $\alpha_{годі}$ та $\alpha_{річі}$ з однаковими значеннями індексів « i ». На рисунку 1.2 показано приклад побудови точки інтегрального графіка для $i = 1$ та значеннях $\alpha_{год1} = 0,233$ і $\alpha_{річ1} = 0,572$.

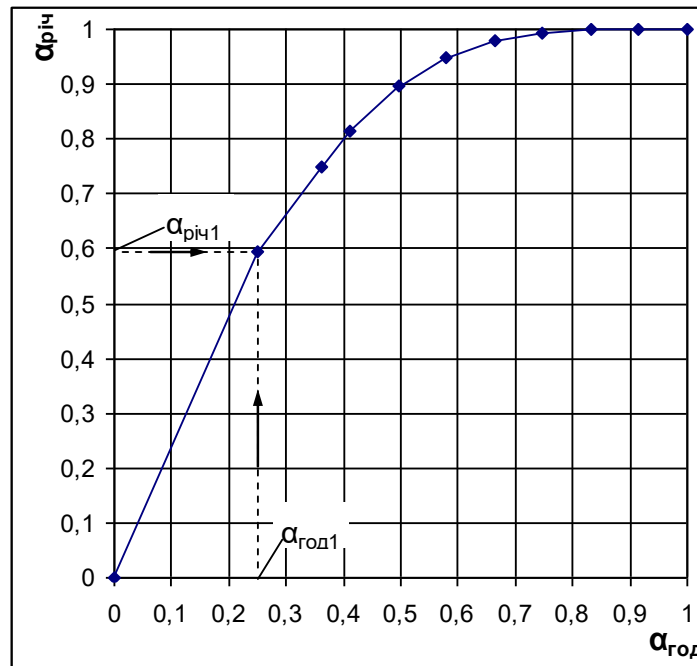


Рисунок 1.2 – Інтегральний графік річних витрат тепла

Таблиця 1.1 – Дані для побудови інтегрального графіка

i	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{зі}, ^\circ\text{C}$	18	8	8	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30
$T, \text{год}$	8 760	8 400	4 900	4 200	2 700	1 700	900	300	80	20	5
$\alpha_{год}$	0	0,233	0,346	0,398	0,484	0,570	0,656	0,742	0,828	0,914	1
$\alpha_{річ}$	0	0,572	0,735	0,803	0,890	0,946	0,979	0,994	0,998	0,9997	1

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 1

Теоретичні запитання

1. Що таке теплове навантаження?
2. Як класифікують теплові навантаження залежно від призначення будівлі?
3. Як класифікують теплові навантаження від режиму роботи протягом року?
4. Які теплові навантаження відносяться до сезонних?
5. Які теплові навантаження відносяться до цілорічних?
6. Перелічіть основні способи (методи) визначення теплових навантажень.
7. Який із відомих способів визначення теплових навантажень є найбільш, а який найменш точним?
8. Чи завжди буде зимове теплове навантаження системи гарячого водопостачання більшим, ніж літнє?
9. Чому графік годинного теплового навантаження систем гарячого водопостачання зображується горизонтальною прямою лінією?
10. Які зі значень теплових навантажень систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання (максимальні чи середні) відкладаються на перпендикулярі, що відповідає розрахунковій зовнішній температурі t_o ?
11. З чого складається значення сумарного теплового навантаження при будь-якій температурі зовнішнього повітря в опалювальний період?
12. З чого складається значення сумарного теплового навантаження при будь-якій температурі зовнішнього повітря у неопалювальний період?
13. Від чого залежить теплове навантаження системи гарячого водопостачання?
14. Від яких зовнішніх умов залежать навантаження систем опалення і вентиляції?
15. Що таке об'єктні теплові навантаження?
16. Що таке системні теплові навантаження?
17. Що відображає площа фігури, обмеженої двома осями та лінією самого графіка тривалості теплових навантажень?

Задача № 1

Відповідно до даних таблиці 1.2 виконати розрахунок максимальних теплових навантажень систем опалення, вентиляції і гарячого водопостачання методом питомих (укрупнених) показників житлового району.

Таблиця 1.2 – Вихідні дані до задачі № 1

Ч. ч.	Місто	Площа мікрорайону, м ²	Кількість поверхів житлової забудови мікрорайону	Рік забудови
1	2	3	4	5
1	Суми	65 000	10–12	2006
2	Дніпро	25 000	24	2020
3	Вінниця	50 000	5–9	1980
4	Житомир	60 000	10–12	1984
5	Запоріжжя	70 000	16	1985
6	Івано-Франківськ	75 000	10–12	1982
7	Київ	80 000	24	2023
8	Кропивницький	85 000	5–9	1978
9	Кривий Ріг	30 000	4–5	1975
10	Лозова	35 000	7–9	1989
11	Лубни	40 000	10–12	1987
12	Луцьк	45 000	24	2021
13	Львів	50 000	16	2019
14	Миколаїв	55 000	5–9	1990
15	Одеса	65 000	10–12	1992
16	Полтава	25 000	24	2003
17	Рівне	50 000	5–9	1988
18	Ромни	60 000	5–9	1980
19	Тернопіль	70 000	16	1987
20	Ужгород	75 000	10–12	1981
21	Умань	80 000	24	2012
22	Харків	85 000	5–9	1973
23	Херсон	30 000	4–5	1984
24	Хмельницький	35 000	7–9	1990
25	Черкаси	40 000	10–12	1985
26	Чернівці	45 000	24	2018
27	Чернігів	50 000	16	2017
28	Гайворон	25 000	5–9	1983
29	Суми	30 000	16	1982
30	Дніпро	85 000	7–9	1981

Примітка 1. Температуру внутрішнього повітря для житлових будинків приймаємо +20 °С.

Примітка 2. Розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води в житлових будинках, л/добу, на одного мешканця приймаємо з централізованим гарячим водопостачанням і з ваннами завдовжки більше ніж 1 500 мм.

Задача №2

Відповідно до відповідей задачі № 1 визначити теплові навантаження систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання для температур зовнішнього повітря відповідно до даних таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Вихідні дані до задачі № 2

Ч. ч.	Місто	Температура зовнішнього повітря, °С
1	Суми	+5
2	Дніпро	+4
3	Вінниця	+3
4	Житомир	+2
5	Запоріжжя	+1
6	Івано-Франківськ	0
7	Київ	-1
8	Кропивницький	-2
9	Кривий Ріг	-3
10	Лозова	-4
11	Лубни	-5
12	Луцьк	-6
13	Львів	-7
14	Миколаїв	-8
15	Одеса	-9
16	Полтава	-10
17	Рівне	-11
18	Ромни	-12
19	Тернопіль	-13
20	Ужгород	-14
21	Умань	-15
22	Харків	-16
23	Херсон	+5
24	Хмельницький	+4
25	Черкаси	+3
26	Чернівці	+2
27	Чернігів	+1
28	Гайворон	0
29	Суми	-1
30	Дніпро	-2

2 ІНТЕГРАЛЬНИЙ ГРАФІК СИСТЕМИ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Мета заняття – вивчення методів визначення теплових навантажень різних споживачів та вибір найбільш відповідного метода залежно від сукупності обставин.

Теоретичні положення. Витрата гарячої води, а відповідно і витрата теплової енергії системи гарячого водопостачання, залежить від призначення споживача, дня тижня та часу доби. Якщо розглядати водоспоживання адміністративної будівлі то можна зробити висновок, що максимальним водоспоживання буде в період обіднього часу, з понеділка по п'ятницю. Якщо розглядаємо промислове підприємство, то максимальне водоспоживання буде після закінчення зміни, коли робітники приймають душ. Залежно від кількості змін та робочих днів за тиждень ця нерівномірність водоспоживання буде змінюватися. Для житлових будинків максимальне водоспоживання припадає на вихідні та святкові дні, на вечірній час. У робочі дні водоспоживання є меншим.

Для побудови інтегрального графіка необхідно помножити годинну витрату тепла Q_i на відповідну тривалість споживання π_i . Отриманий результат відкладається на ординаті наприкінці відрізка π_i . Наступні значення $Q_i \pi_i$ за наступні проміжки часу π_i підсумовуються з попередніми. Кожна ордината виражає сумарну витрату теплової енергії від умовного початку ділянки до моменту, що розглядається. Отримані точки з'єднують ламаною лінією. Початкову та кінцеву точки з'єднують прямою лінією. Ламана лінія називається інтегральною лінією споживання тепла, пряма – інтегральною лінією подачі тепла. Максимальною є різниця поданої та спожитої кількості теплоти (кДж), яка є максимальною різницею ординат інтегральних ліній подачі та споживання тепла.

Приклад побудови інтегрального графіка системи гарячого водопостачання

Вихідні дані для побудови інтегрального графіка системи гарячого водопостачання наведені в таблиці 2.1, результати розрахунків наведені в таблиці 2.2, побудований інтегральний графік наведено на рисунку 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для побудови інтегрального графіка

	Теплове навантаження, протягом часу (за добу), ГДж											
n	0–2	2–4	4–6	6–8	8–10	10–12	12–14	14–16	16–18	18–20	20–22	22–24
Q	2,0	0,4	0,6	4,2	4,4	4,3	2,0	3,8	4,0	6,0	8,0	2,0

Порядок побудови:

1. Визначаємо значення точки «А»:

$$2. A = \sum_{i=1}^{i=n} Q = 2 \cdot 2 + 2 \cdot 0,4 + 2 \cdot 0,6 + 2 \cdot 4,2 + 2 \cdot 4,4 + 2 \cdot 4,3 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 3,8 + 2 \cdot 4 + 2 \cdot 6 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 2 = 83,4 \text{ ГДж.}$$

3. Будуємо точку «А» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «О» з точкою «А».

4. Знаходимо точку «В1»:

$$B1 = Q_1 \cdot n_1 = 2 \cdot 2 = 4 \text{ ГДж.}$$

5. Будуємо точку «В1» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «О» з точкою «В1».

6. Знаходимо точку «В2»:

$$B2 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 = 4 + 0,8 = 4,8 \text{ ГДж.}$$

7. Будуємо точку «В2» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «В1» з точкою «В2».

8. Знаходимо точку «В3»:

$$B3 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 = 4 + 0,8 + 1,2 = 6 \text{ ГДж.}$$

9. Будуємо точку «В3» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «В2» з точкою «В3».

10. Знаходимо точку «В4»:

$$B4 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 + Q_4 \cdot n_4 = 4 + 0,8 + 1,2 + 8,4 = 14,4 \text{ ГДж.}$$

11. Будуємо точку «В4» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «В3» з точкою «В4».

12. Знаходимо точку «В5»:

$$B5 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 + Q_4 \cdot n_4 + Q_5 \cdot n_5 = 4 + 0,8 + 1,2 + 8,4 + 8,8 = 23,2 \text{ ГДж.}$$

13. Будуємо точку «В5» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «В4» з точкою «В5».

14. Знаходимо точку «B6»:

$$B6 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 + Q_4 \cdot n_4 + Q_5 \cdot n_5 + Q_6 \cdot n_6 = 4 + 0,8 + 1,2 + 8,4 + 8,8 + 8,6 = 31,8 \text{ ГДж.}$$

15. Будуємо точку «B6» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «B5» з точкою «B6».

16. Знаходимо точку «B7»:

$$B7 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 + Q_4 \cdot n_4 + Q_5 \cdot n_5 + Q_6 \cdot n_6 + Q_7 \cdot n_7 = 4 + 0,8 + 1,2 + 8,4 + 8,8 + 8,6 + 4 = 35,8 \text{ ГДж.}$$

17. Будуємо точку «B7» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «B6» з точкою «B7».

18. Знаходимо точку «B8»:

$$B8 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 + Q_4 \cdot n_4 + Q_5 \cdot n_5 + Q_6 \cdot n_6 + Q_7 \cdot n_7 + Q_8 \cdot n_8 = 4 + 0,8 + 1,2 + 8,4 + 8,8 + 8,6 + 4 + 7,6 = 43,4 \text{ ГДж.}$$

19. Будуємо точку «B8» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «B7» з точкою «B8».

20. Знаходимо точку «B9»:

$$B9 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 + Q_4 \cdot n_4 + Q_5 \cdot n_5 + Q_6 \cdot n_6 + Q_7 \cdot n_7 + Q_8 \cdot n_8 + Q_9 \cdot n_9 = 4 + 0,8 + 1,2 + 8,4 + 8,8 + 8,6 + 4 + 7,6 + 8 = 51,4 \text{ ГДж.}$$

21. Будуємо точку «B9» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «B8» з точкою «B9».

22. Знаходимо точку «B10»:

$$B10 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 + Q_4 \cdot n_4 + Q_5 \cdot n_5 + Q_6 \cdot n_6 + Q_7 \cdot n_7 + Q_8 \cdot n_8 + Q_9 \cdot n_9 + Q_{10} \cdot n_{10} = 4 + 0,8 + 1,2 + 8,4 + 8,8 + 8,6 + 4 + 7,6 + 8 + 12 = 63,4 \text{ ГДж.}$$

23. Будуємо точку «B10» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «B9» з точкою «B10».

24. Знаходимо точку «B11»:

$$B11 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 + Q_4 \cdot n_4 + Q_5 \cdot n_5 + Q_6 \cdot n_6 + Q_7 \cdot n_7 + Q_8 \cdot n_8 + Q_9 \cdot n_9 + Q_{10} \cdot n_{10} + Q_{11} \cdot n_{11} + 4 + 0,8 + 1,2 + 8,4 + 8,8 + 8,6 + 4 + 7,6 + 8 + 12 + 16 = 79,4 \text{ ГДж.}$$

25. Будуємо точку «B11» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «B10» з точкою «B11».

26. Знаходимо точку «B12»:

$$B12 = Q_1 \cdot n_1 + Q_2 \cdot n_2 + Q_3 \cdot n_3 + Q_4 \cdot n_4 + Q_5 \cdot n_5 + Q_6 \cdot n_6 + Q_7 \cdot n_7 + Q_8 \cdot n_8 + Q_9 \cdot n_9 + Q_{10} \cdot n_{10} + Q_{11} \cdot n_{11} + Q_{12} \cdot n_{12} = 4 + 0,8 + 1,2 + 8,4 + 8,8 + 8,6 + 4 + 7,6 + 8 + 12 + 16 + 4 = 83,4 \text{ ГДж.}$$

27. Будуємо точку «B12» на інтегральному графіку та з'єднуємо точку «B11» з точкою «B12».

Таблиця 2.2 – Результат розрахунків

n	0-2	2-4	4-6	6-8	8-10	10-12	12-14	14-16	16-18	18-20	20-22	22-24
Q	2	0,4	0,6	4,2	4,4	4,3	2	3,8	4	6	8	2

A	83,4											
B	4	4,8	6	14,4	23,2	31,8	35,8	43,4	51,4	63,4	79,4	83,4



Рисунок 2.1 – Інтегральний графік системи гарячого водопостачання

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 2

Задача №1

Для всіх варіантів побудувати інтегральний графік споживання теплової енергії системи гарячого водопостачання відповідно до даних таблиці 2.3. Відповідь подати у табличному та графічному вигляді.

Таблиця 2.3 – Вихідні дані

Ч. ч.	Теплове навантаження, протягом часу (за добу), ГДж											
	0–2	2–4	4–6	6–8	8–10	10–12	12–14	14–16	16–18	18–20	20–22	22–24
1	0,8	0,2	0,2	0,9	1,0	0,7	0,4	1,0	1,2	1,8	2,2	0,4
2	1,0	0,3	0,3	1,1	1,5	0,9	0,6	1,2	1,4	2,0	2,6	0,6
3	1,2	0,4	0,5	1,3	1,7	1,0	0,8	1,4	1,6	2,3	2,8	0,8
4	1,4	0,6	0,7	1,5	1,9	1,2	1,0	1,6	1,8	2,5	3,0	1,0
5	1,6	0,8	0,9	1,7	2,1	1,3	1,2	1,8	2,0	2,7	3,2	1,2
6	1,8	1,0	1,1	1,9	2,3	1,5	1,4	2,0	2,2	2,9	3,4	1,4
7	2,0	1,2	1,3	2,1	2,5	1,7	1,6	2,2	2,4	3,1	3,6	1,6
8	2,2	1,4	1,5	2,3	2,7	1,9	1,8	2,4	2,6	3,3	3,8	1,8
9	2,4	1,6	1,7	2,5	2,9	2,1	2,0	2,6	2,8	3,5	4,0	2,0
10	2,6	1,8	1,9	2,7	3,1	2,3	2,2	2,8	3,0	3,7	4,2	2,2
11	2,8	2,0	2,1	2,9	3,3	2,5	2,4	3,0	3,2	3,9	4,4	2,4
12	3,0	2,2	2,3	3,2	3,5	2,7	2,6	3,2	3,4	4,1	4,6	2,6
13	3,2	2,4	2,5	3,4	3,7	2,9	2,8	3,4	3,6	4,3	4,8	2,8
14	3,4	2,6	2,7	3,6	3,9	3,1	3,0	3,6	3,8	4,5	5,0	3,0
15	3,6	2,8	2,9	3,8	4,1	3,3	3,2	3,8	4,0	4,7	5,2	3,2
16	3,8	3,0	3,1	4,0	4,3	3,5	3,4	4,0	4,2	4,9	5,4	3,4
17	4,0	3,2	3,2	4,2	4,5	3,7	3,6	4,2	4,4	5,1	5,6	3,6
18	4,2	3,4	3,4	4,4	4,7	3,9	3,8	4,4	4,6	5,4	5,9	3,8
19	4,4	3,5	3,5	4,6	5,0	4,1	4,0	4,6	4,8	5,6	6,2	4,0
20	4,6	3,7	3,7	4,8	5,2	4,3	4,1	4,8	5,1	5,9	6,4	4,1
21	4,8	3,8	3,8	5,0	5,4	4,4	4,3	5,0	5,3	6,1	6,7	4,3
22	2,2	0,4	0,7	4,6	4,8	4,7	2,2	4,2	4,4	6,6	8,8	2,2
23	2,3	0,5	0,7	4,8	5,1	4,9	2,3	4,4	4,6	6,9	9,2	2,3
24	2,4	0,5	0,7	5,0	5,3	5,2	2,4	4,6	4,8	7,2	9,6	2,4
25	2,5	0,5	0,8	5,3	5,5	5,4	2,5	4,8	5,0	7,5	10,0	2,5
26	2,6	0,5	0,8	5,5	5,7	5,6	2,6	4,9	5,2	7,8	10,4	2,6
27	2,7	0,5	0,8	5,7	5,9	5,8	2,7	5,1	5,4	8,1	10,8	2,7
28	2,8	0,6	0,8	5,9	6,2	6,0	2,8	5,3	5,6	8,4	11,2	2,8
29	2,9	0,6	0,9	6,1	6,4	6,2	2,9	5,5	5,8	8,7	11,6	2,9
30	3	0,6	0,9	6,3	6,6	6,5	3,0	5,7	6,0	9,0	12,0	3,0

3 БАКИ-АКУМУЛЯТОРИ СИСТЕМ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Мета заняття – набути практичних навичок підбору баків-акумуляторів.

Теоретичні положення. Баки-акумулятори системи гарячого водопостачання дозволяють зменшити розрахункові витрати тепла на приготування побутової води, знижуючи його від максимального до середньогодинного протягом доби. Це здешевлює не тільки витрати на виробництво теплової енергії на джерелі, але й на теплові мережі між джерелом і споживачем. У закритих системах теплопостачання додатково зменшується і поверхня нагріву теплообмінників. Однак баки акумулятори потребують додаткових витрат, пов'язаних із їх придбанням, монтажем та експлуатацією, у зв'язку з чим питання про доцільність їх установки повинне вирішуватися на підставі техніко-економічних розрахунків. У закритих системах теплопостачання акумулятори встановлюють у центральних або індивідуальних теплових пунктах, у відкритих системах – поблизу джерела теплопостачання або в окремих абонентів. У місцевих системах гарячого водопостачання акумулятори можуть встановлювати у верхніх або нижніх точках системи. За принципом акумуляції тепла акумулятори можуть бути з постійною температурою і змінним об'ємом або з постійним об'ємом і змінною температурою. Баки можуть бути відкритими – сполученими з атмосферою і закритими – перебувати під тиском.

3.1 Підбір бака-акумулятору змінного об'єму та постійної температури

Підбір бака-акумулятору здійснюється відповідно до інтегрального графіка споживання тепла системою гарячого водопостачання (рис. 3.1).

Об'єм бака-акумулятора визначаємо за формулою

$$V = \frac{Q_{\max} \cdot 3,6}{c \cdot \rho \cdot \Delta T}, \quad (3.1)$$

де $Q_{\max}$ – максимальна різниця ординат між лініями інтегральної подачі та споживання тепла, кВт;

c – питома теплоємність води, кДж/(кг·°C);

ρ – густина води, т/м³,

ΔT – різниця температур холодної та гарячої води, °C.

Відповідно до графіка визначаємо $Q_{\max}$, що становить 2,8–0,8=2 ГДж, або 555,53 кВт. За формулою 3.1 визначаємо об'єм бака-акумулятора:

$$V = \frac{555,53 \cdot 3,6}{4,187 \cdot 0,98 \cdot (60-5)} = 9 \text{ м}^3.$$

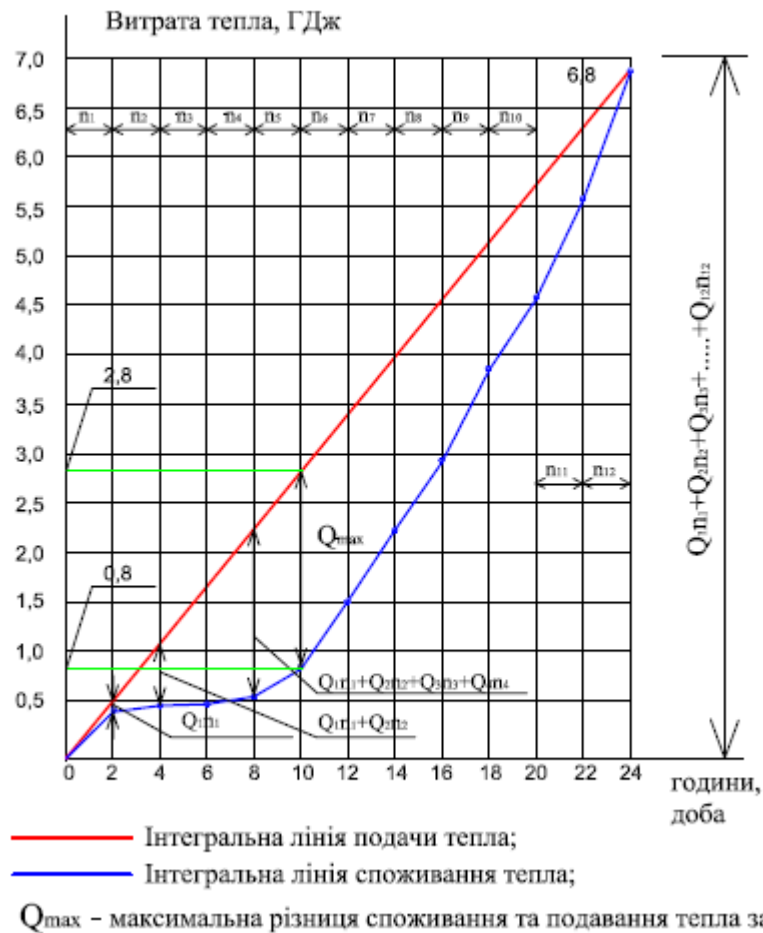


Рисунок 3.1 – Інтегральний графік споживання тепла системою гарячого водопостачання

3.2 Підбір бака-акумулятору постійного об'єму та змінної температури

Об'єм бака-акумулятору визначаємо за формулою

$$V = \frac{Q_{\max} \cdot 3,6}{c \cdot \rho \cdot \Delta \tau}, \quad (3.2)$$

де $\Delta \tau$ – різниця максимальної та мінімальної температур води в акумуляторі, °C.

За формулою 3.2 визначаємо об'єм бака-акумулятора:

$$V = \frac{555,53 \cdot 3,6}{4,187 \cdot 0,98 \cdot (70 - 55)} = 33 \text{ м}^3.$$

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 3

Теоретичні запитання

1. Які переваги мають баки-акумулятори верхнього розташування?
2. Для чого використовують баки-акумулятори?
3. Як класифікують баки-акумулятори в системах тепlopостачання?
4. Які недоліки мають баки-акумулятори з нижнім розташуванням?
5. У чому полягає відмінність між баками-акумуляторами з постійною температурою і змінним об'ємом та з постійним об'ємом і змінною температурою.

Задача № 1

Для всіх варіантів виконати підбір баків-акумуляторів змінного об'єму та постійної температури й змінної температури та постійного об'єму. Підбір виконати на підставі раніше побудованого інтегрального графіка (див. задачу № 1 теми 2).

4 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПЕРЕГРІТОЇ ПАРИ ДЛЯ ОТРИМАННЯ НАСИЧЕНОЇ В РЕДУКЦІЙНО-ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ УСТАНОВЦІ

Мета заняття – навчитися визначати витрату перегрітої пари, що подається на редукційно-охолоджувальну установку, з урахуванням балансу ентальпій при змішуванні перегрітої та охолоджуючої води.

Теоретичні положення. Редукційно-охолоджувальні установки (далі – РОУ) застосовуються для перетворення тиску і температури пари до необхідних параметрів. Найбільш частим випадком використання РОУ є перетворення перегрітої пари, що виробляється котлом або парогенератором, у насичений пар із меншим тиском.

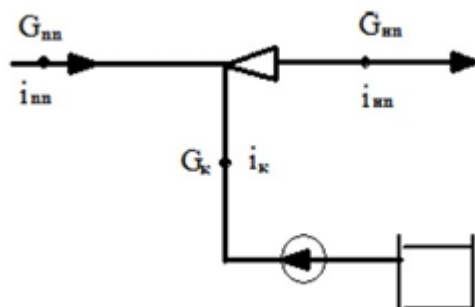


Рисунок 4.1 – Принципова схема РОУ

Порядок підбору:

1. Витрату перегрітої пари та конденсату визначають за рівнянням тепломасообміну РОУ (рис. 3.1):

$$G_k \cdot i_k + G_{пп} \cdot i_{пп} = G_{нп} \cdot i_{нп}, \quad (4.1)$$

де $G_k, G_{пп}, G_{нп}$ – витрата, відповідно, конденсату, перегрітої та насиченої пари, т/год;

$i_k, i_{пп}, i_{нп}$ – ентальпія, відповідно, конденсату, перегрітої та насиченої пари, кДж/кг.

2. Тепловий баланс РОУ можна подати в такому вигляді:

$$G_{пп} \cdot (i_{пп} - i_{нп}) = G_k \cdot (i'_k - i_k) + G_k \cdot r, \quad (4.2)$$

де $i'_k - r$ – питома теплота пароутворення при тиску пари МПа.

3. Розв'язуючи рівняння (4.1) та (4.2), визначаємо витрату перегрітої пари:

$$G_{пп} = G_{нп} \cdot \frac{i_{нп} \cdot (i'_k + r - i_k)}{i'_k \cdot i_{пп} - i_k \cdot i_{нп} + r \cdot i_{пп}}. \quad (4.3)$$

4. Підраховуємо значення питомої теплоти пароутворення:

$$r = i_{нп} - i'_k. \quad (4.4)$$

$$G_k = \frac{i_{пп} - i_{нп}}{i'_k + r - i_k}. \quad (4.5)$$

$i_k = 397,75$ кДж/кг.

5. Перевірка розрахунку:

$$G_{нп} = G_{пп} + G_k. \quad (4.6)$$

Приклад.

Вихідні дані:

- температура перегрітої пари – 300 °С;
- тиск перегрітої пари – 1,15 МПа;
- тиск насиченої пари – 0,4 МПа;
- витрата насиченої пари – 23, 7 т/год;
- тиск конденсату – 0,4 МПа.

Порядок виконання:

1) знаходимо ентальпію перегрітої пари відповідно до даних таблиці Ж.2 (дод. Ж) за тиском і температурою перегрітої пари:

$$i_{пп} = 3\,047,35 \text{ кДж/кг};$$

2) знаходимо ентальпію насиченої пари та конденсату відповідно до даних таблиці Ж.1 (дод. Ж) за тиском насиченої пари та конденсату:

$$i_{пп} = 2\,738,5 \text{ кДж/кг. } i'_k = 604,7 \text{ кДж/кг};$$

3) за формулою (4.4) розраховуємо значення питомої теплоти пароутворення:

$$r = i_{пп} - i'_k = 2\,738,5 - 604,7 = 2\,133,8 \text{ кДж/кг};$$

4) виписуємо значення ентальпії конденсату при $t_k = 95 \text{ }^\circ\text{C}$ – $i_k = 397,75 \text{ кДж/кг};$

5) за формулою (4.3) визначаємо витрати перегрітої пари:

$$G_{пп} = 23,7 \times \frac{2738,5 \times (604,7 + 2133,8 - 397,75)}{604,7 \times 3\,047,35 - 397,75 \times 2\,738,5 + 2\,133,8 \times 3\,047,35} = 20,94 \frac{\text{т}}{\text{год}};$$

6) за формулою (4.5) визначаємо витрати конденсату:

$$G_k = \frac{3\,047,35 - 2\,738,5}{604,7 + 2\,133,8 - 397,75} = 2,76 \frac{\text{т}}{\text{год}};$$

7) проводимо перевірку розрахунку:

$$G_{пп} = G_{пп} + G_k = 20,94 + 2,76 = 23,7 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 4

Теоретичне запитання

1. Яким є основне обладнання водогрійних котелень?
2. Яким є основне обладнання парових котелень?
3. Яким є основне обладнання комбінованих котелень?
4. Що таке теплофікація?
5. Чому коефіцієнт теплофікації є більшим для промислових ТЕЦ порівняно з комунальними?
6. Як поділяють ТЕЦ?
7. Назвіть основне обладнання ТЕЦ.
8. Які види турбін ви знаєте?
9. Навіщо на комунальних ТЕЦ встановлюють пікові котли?
10. У чому полягає основна відмінність між ТЕЦ та КЕС?
11. Що таке градирня?
12. Що таке деаератор?
13. Як покривається (завдяки чому) теплове навантаження зовнішніх споживачів від ТЕЦ?
14. Що таке коефіцієнт теплофікації?
15. Як відбувається економія палива за рахунок теплофікації?
16. Що таке когенерація?
17. Назвіть види когенераційних установок.

Задача № 1

Для всіх варіантів визначити витрату перегрітої пари та конденсату для отримання насиченої в редуційно-охолоджувальній установці відповідно до вихідних даних таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані

Ч. ч.	Тиск, МПа		Температура перегрітої пари, °С	Тиск конденсату, МПа	Температура конденсату, °С	Витрата насиченої пари, т/год
	перегрітої пари	насиченої пари				
1	2	3	4	5	6	7
1	1,15	0,4	340	0,4	100	30,0
2	0,85	0,4	320	0,4	95	25,0
3	1,25	0,45	300	0,45	100	22,0
4	0,95	0,45	280	0,45	95	35,0
5	1,15	0,42	300	0,42	100	16,0
6	1,25	0,15	360	0,15	95	20,0
7	1,35	0,4	400	0,4	100	24,0

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
9	1,35	0,5	420	0,5	100	26,0
10	1,25	0,55	300	0,55	95	21,0
11	0,75	0,25	360	0,25	100	29,0
12	0,75	0,15	440	0,15	95	27,0
13	1,03	0,6	460	0,6	100	32,0
14	1,25	0,58	360	0,58	95	23,0
15	0,65	0,3	300	0,3	100	31,0
16	1,32	0,3	400	0,3	95	33,0
17	1,12	0,35	260	0,35	100	34,0
18	1,18	0,25	260	0,25	95	36,0
19	1,38	0,37	420	0,37	98	37,0
20	1,27	0,5	360	0,5	97	38,0
21	0,77	0,52	440	0,52	96	39,0
22	0,98	0,32	280	0,32	99	40,0
23	0,88	0,44	320	0,44	100	44,0
24	1,23	0,48	300	0,48	95	42,0
25	1,11	0,57	340	0,57	96	45,0
26	1,07	0,28	460	0,28	97	43,0
27	0,72	0,41	440	0,41	98	46,0
28	0,27	0,13	460	0,13	99	15,0
29	1,05	0,75	460	0,75	100	50,0
30	0,86	0,17	250	0,17	95	48

5 МЕТОДИ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ. ТЕМПЕРАТУРНИЙ ГРАФІК

Мета заняття – вивчення видів методів регулювання теплових потоків. Ознайомлення та отримання навичок щодо побудови температурних графіків.

Теоретичні положення. Під регулюванням відпущення тепла споживачам розуміють усю сукупність заходів щодо змінювання кількості тепла, яку отримують споживачі згідно з їхніми потребами. Якщо для споживачів систем ГВ кількість отриманого тепла є вторинною функцією від кількості гарячої води нормованого температурного рівня, яку вони фізично споживають, то для систем опалення, припливної вентиляції та централізованого кондиціонування має значення саме кількість тепла, яку можна передавати теплоносіями різних типів з різними сполученнями параметрів.

Вибір температурного графіка визначається відносною часткою навантаження на ГВ Q_{hmax} від навантаження на опалення Q_{omax} :

$$\chi_{max} = Q_{hmax}/Q_{omax} . \quad (5.1)$$

Тип графіка, що приймається для центрального регулювання на джерелі тепла, залежить від $\chi_{\max}$, проте за будь-яких значень $\chi_{\max}$ спочатку будується суто опалювальний графік, оскільки він є базовим для побудови всіх інших графіків.

5.1 Побудова суто опалювального графіка

Якщо $\chi_{\max} = 0$, суто опалювальний графік застосовують як остаточний робочий графік. За цим графіком температури в подавальній τ_{1t} і зворотній τ_{2t} магістралях теплової мережі, а також у подавальній τ_{11t} магістралі системи опалення за поточної температури зовнішнього повітря t_3 можна знайти за такими формулами:

$$\tau_{1t} = t_{im} + (\tau_n - t_{im}) \bar{Q}_o^{0,8} + (\tau_1 - \tau_n) \bar{Q}_o; \quad (5.2)$$

$$\tau_{2t} = \tau_{1t} - (\tau_1 - \tau_2) \bar{Q}_o; \quad (5.3)$$

$$\tau_{11t} = \tau_{1t} - (\tau_1 - \tau_{11}) \bar{Q}_o, \quad (5.4)$$

де τ_1, τ_2 – температури теплоносія у подавальній та зворотній магістралях теплової мережі за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o , °С;

τ_{11} – температура теплоносія в подавальній магістралі системи опалення за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o ; приймається для кожної будівлі окремо залежно від її призначення та характеристик системи опалення;

t_{im} – середня розрахункова температура внутрішнього повітря будівель, що отримують тепло від теплової мережі, °С.

Відносне теплове навантаження на опалення $\bar{Q}_o$ знаходять за формулою

$$\bar{Q}_o = (t_{im} - t_3) / (t_{im} - t_o). \quad (5.5)$$

Розрахункову температуру теплоносія в опалювальних приладах τ_n за зовнішньої температури t_o визначають так:

$$\tau_n = (\tau_{11} + \tau_2) / 2. \quad (5.6)$$

Для водяної теплової мережі, що постачає тепло споживачу, відносне навантаження $\chi_{\max}$ дорівнює 0 у двох випадках:

1. Якщо в усіх будівлях, обслуговуваних водяною тепловою мережею Т1, Т2, споживання гарячої води відсутнє.

2. Якщо в усіх будівлях навантаження на гаряче водопостачання покривається не теплоносієм з водяної теплової мережі з параметрами τ_{1t}, τ_{2t} , а гарячою водою, що подається з окремої розподільної мережі гарячого

водопостачання з параметрами τ_3 , τ_4 ; у цьому разі водяна теплова мережа та мережа гарячого водопостачання повинні отримувати тепло від окремих, не зв'язаних між собою котельних установок або установки повинні мати по два контури, що можуть працювати незалежно один від одного.

Таке рішення буде оптимальним, якщо споживання гарячої води зосереджене у декількох будівлях, розташованих поблизу від джерела тепlopостачання чи ЦТП, або якщо споживання гарячої води необхідно задовольняти в переважній більшості будівель.

На рисунку 5.1 показано суто опалювальний температурний графік, збудований за даними таблиці 5.1. За суто опалювального графіка в усьому діапазоні температур зовнішнього повітря опалювального періоду від $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ до t_0 застосовується центральне якісне⁵ регулювання відпущення тепла споживачам.

Таблиця 5.1 – Приклад розрахунку температур теплоносія за суто опалювальним температурним графіком

$t_3, ^{\circ}\text{C}$	+8	+5	0	-5	-10	-15	-20	-24
$\bar{Q}_0$	0,161	0,239	0,370	0,502	0,633	0,764	0,895	1,000
τ_{1t}	41,94	53,64	72,28	90,23	107,71	124,84	141,69	155,00
τ_{2t}	28,30	33,30	40,79	47,59	53,93	59,91	65,61	70,00
τ_{11t}	33,91	41,68	53,76	65,15	76,07	86,65	96,94	105,00

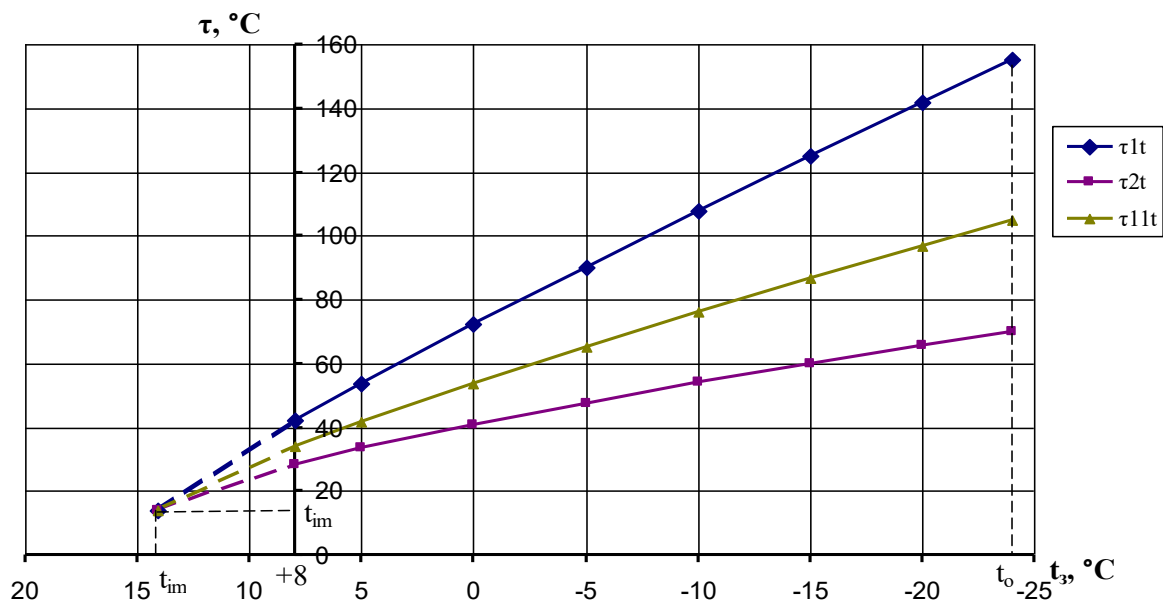


Рисунок 5.1 – Опалювальний температурний графік ($\chi_{\max} = 0$)

⁵ За якісного регулювання зміна кількості відпущеного тепла досягається завдяки зміні різниці температур теплоносія в подавальній і зворотній магістралі $\tau_{1t} - \tau_{2t}$ за постійного значення витрат теплоносія. Практично якісне регулювання досягається шляхом змінювання температури теплоносія τ_{1t} у подавальній магістралі.

5.2 Опалювально-побутовий температурний графік

Якщо до водяної теплової мережі Т1, Т2, окрім систем опалення та вентиляції, підімкнені й системи гарячого водопостачання, то за умов $\chi_{\max} < 0,2$ та $\chi_{\max} > 1,0$ застосовується опалювально-побутовий температурний графік та одноступінчаста паралельна схема підімкнення підігрівників гарячої води. Приклад опалювально-побутового графіка показано на рисунку 5.2.

Опалювально-побутовий графік відрізняється від суто опалювального графіка тим, що мінімальна температура в подавальній магістралі теплової мережі обмежується знизу вимогами щодо забезпечення мінімальної розрахункової температури гарячої води у водорозбірній арматурі споживача $t_{hu} \geq 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$. З урахуванням втрат температури в процесі транспортування й розподілу гарячої води та за потреби температурного напору між нагрівним теплоносієм і тим, що нагрівається $\Delta t = \tau_1 - t_h \geq 5-10 \text{ }^{\circ}\text{C}$, мінімальна температура теплоносія в подавальній магістралі теплової мережі для закритої системи тепlopостачання приймається такою: $\tau_{1\min} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Для забезпечення підтримки такої температури теплоносія за температур зовнішнього повітря, яким відповідають нижчі температури τ_{1t} згідно з суто опалювальним графіком, змінюють спосіб регулювання відпущення тепла з якісного на кількісний.⁶

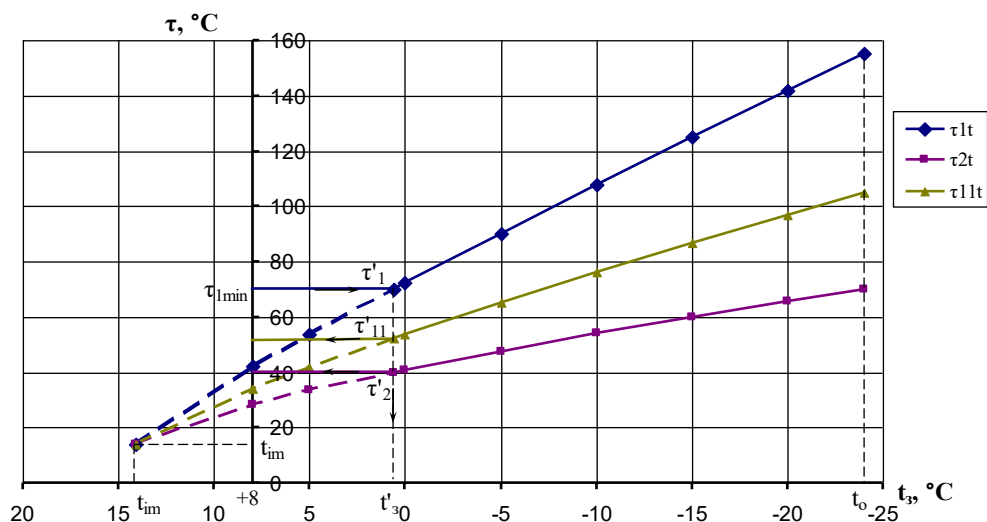


Рисунок 5.2 – Опалювально-побутовий температурний графік
($\chi_{\max} < 0,2$, $\chi_{\max} > 1,0$)

Температура зовнішнього повітря, за якої відбувається змінювання способу регулювання відпущення тепла, називається температурою зламу і

⁶ За кількісного регулювання змінюють витрати теплоносія за незмінних його температур. Зазвичай застосовується регулювання пропусками, під час якого відбувається почергове відімкнення і ввімкнення подачі теплоносія в абонентські системи опалення та вентиляції.

позначається t'_3 . Таким чином, опалювально-побутовий графік будується графічним способом на базі суто опалювального графіка шляхом фіксації температури в подавальній магістралі на рівні $\tau'_1 = \tau_{1\min}$ при $t_3 > t'_3$. Температури у зворотній магістралі теплової мережі τ'_2 та в подавальній магістралі системи опалення τ'_{11} так само фіксують на постійному рівні шляхом проведення горизонтальних прямих ліній від точок перетинань ліній τ_{11t} та τ_{2t} з перпендикуляром t'_3 .

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 5

Теоретичне запитання

1. Який зі способів регулювання відпущення тепла (центральний, груповий, місцевий, індивідуальний, комбінований) здатний найбільшою мірою задовольнити потреби споживача?
2. У чому полягають переваги якісного регулювання відпущення тепла?
3. Поясніть переваги кількісного регулювання відпущення тепла.
4. Як визначається, за яким температурним графіком працює система теплопостачання?
5. Що дає якісно-кількісне регулювання відпущення тепла за показниками ступеня $m = 0,33$ та $m = 0,25$?
6. Яке регулювання застосовують у разі використання двоступінчастої послідовної схеми підімкнення підігрівачів ГВ?
7. У чому полягають переваги якісного регулювання відпущення тепла?

Задача № 1

Відповідно до даних таблиці 5.3 виконати побудову опалювально-побутового температурного графіка. Відповідь подати у табличному та графічному вигляді. Схема приєднання теплообмінного апарату системи гарячого водопостачання – одноступенева, паралельна.

Таблиця 5.3 – Вихідні дані

Ч. ч.	Місто	Температура, °C			
		tв	T1	T2	T11
1	Харків	22	150	70	95
2	Київ	20	145	70	95
3	Дніпро	18	140	70	95
4	Умань	16	135	70	95
5	Миколаїв	14	130	70	95
6	Одеса	12	125	70	95
7	Херсон	22	120	70	95
8	Ужгород	20	115	70	95
9	Львів	18	110	70	95
10	Луцьк	16	105	70	95
11	Кропивницький	14	100	70	95
12	Івано-Франківськ	12	95	70	95
13	Суми	22	150	60	80
14	Полтава	20	145	60	80
15	Тернопіль	18	140	60	80
16	Лубни	16	135	60	80
17	Ромни	14	130	60	80
18	Чернігів	12	125	60	80
19	Черкаси	22	120	60	80
20	Чернівці	20	115	60	80
21	Гайворон	18	110	60	80
22	Кривий Ріг	16	105	60	80
23	Лозова	14	100	60	80
24	Рівне	12	95	60	80
25	Вінниця	22	124	61	81
26	Житомир	20	118	59	78
27	Запоріжжя	18	150	75	90
28	Хмельницький	16	145	75	90
29	Ізмаїл	14	140	75	90
30	Харків	12	135	75	90

6 ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ТЕПЛОНОСІЯ ТА ГАРЯЧОЇ ВОДИ

Мета заняття – ознайомитися з методами розрахунку витрат теплоносія та гарячої води у теплових мережах.

Теоретичні положення. Для виконання гідравлічних розрахунків окремих систем необхідно знати значення розрахункових витрат теплоносіїв (нагрітої води на опалення, вентиляцію з параметрами T1, T2; гарячої води на побутові потреби T3, T4). До розрахування відповідних витрат необхідно остаточно визначитися, за яким варіантом буде покриватися навантаження гарячого водопостачання в окремих будівлях:

- 1) з окремої мережі гарячого водопостачання T3;

2) з мережі водяного теплопостачання Т1, Т2.

У першому варіанті гарячу воду отримують на джерелі теплопостачання або ЦТП й розповсюджують її мережею окремих трубопроводів Т3 (Т4). У варіанті 2 приготування гарячої води здійснюється безпосередньо в кожного споживача в підігрівниках або вузлах змішування, тому мережа трубопроводів гарячої води відсутня.

Залежно від методики розрахунку та використовуваних таблиць або номограм витрати теплоносіїв застосовують у різних одиницях розмірності.

6.1 Визначення витрат теплоносія

Розрахункові витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 у кг/год:

– на опалення G_o :

$$G_o = 3,6 \times 10^9 \cdot Q_o / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 0,855 \times 10^6 \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2); \quad (6.1)$$

– на вентиляцію G_v :

$$G_v = 3,6 \times 10^9 \cdot Q_v / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 0,855 \times 10^6 \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2), \quad (6.2)$$

де Q_o – розрахункове навантаження на опалення, МВт;

Q_v – розрахункове навантаження на вентиляцію, МВт;

τ_1 – розрахункова температура теплоносія в подавальній магістралі теплової мережі (за розрахункової опалювальної температури зовнішнього повітря t_o), °С;

τ_2 – розрахункова температура теплоносія у зворотній магістралі теплової мережі, °С;

c – теплоємність теплоносія, середнє значення якої від інтервалу температур між подавальною та зворотною магістралями 115–70 °С до інтервалу 150–70 °С змінюється від 4 214 до 4 250 Дж/(кг · °С).

Розрахункові витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 у кг/с:

– на опалення G_o :

$$G_o = Q_o \cdot 10^6 / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 236 \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2); \quad (6.3)$$

– на вентиляцію G_v :

$$G_v = Q_v \cdot 10^6 / [c \cdot (\tau_1 - \tau_2)] = 236 \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2). \quad (6.4)$$

Розрахункові витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 у л/с:

$$G_o = Q_o \cdot 10^6 / [c\rho(\tau_1 - \tau_2)] = k_p \cdot Q_o / (\tau_1 - \tau_2), \quad (6.5)$$

$$G_v = Q_v \cdot 10^6 / [c\rho(\tau_1 - \tau_2)] = k_p \cdot Q_v / (\tau_1 - \tau_2), \quad (6.6)$$

де ρ – густина теплоносія, значення якої в інтервалі температур у подавальній магістралі від 115 °С до 150 °С змінюється від 0,947 кг/л до 0,913 кг/л;

k_p – коефіцієнт перерахунку, що змінюється від параметрів графіка 115–70 °С до 150–70 °С від 251 до 257.

Розрахункові середні витрати водяного теплоносія мережі Т1, Т2 на гаряче водопостачання (ГВ) за наявності акумулятора та одноступеневої паралельної схеми підімкнення підігрівника у кг/год:

$$G_{hm} = 3,6 \times 10^9 Q_{hm} / [c(\tau'_1 - \tau_3)] = 0,86 \times 10^6 Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.7)$$

Те саме в кг/с:

$$G_{hm} = Q_{hm} \cdot 10^6 / [c(\tau'_1 - \tau_3)] = 236 \cdot Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.8)$$

Те саме в л/с:

$$G_{hm} = Q_{hm} \cdot 10^6 / [c_p (\tau'_1 - \tau_3)] = k_p \cdot Q_{hm} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.9)$$

Розрахункові максимальні витрати теплоносія мережі Т1, Т2 на потреби ГВ за відсутності акумулятора та одноступеневої паралельної схеми підімкнення підігрівника в кг/год:

$$G_{hmax} = 3,6 \times 10^9 Q_{hmax} / [c(\tau'_1 - \tau_3)] = 0,86 \times 10^6 Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.10)$$

Те саме в кг/с:

$$G_{hmax} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c(\tau'_1 - \tau_3)] = 236 \cdot Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.11)$$

Те саме в л/с:

$$G_{hmax} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c_p (\tau'_1 - \tau_3)] = k_p \cdot Q_{hmax} / (\tau'_1 - \tau_3). \quad (6.12)$$

Розрахункові середні витрати теплоносія мережі Т1, Т2 на потреби ГВ для двоступінчастих схем підімкнення підігрівників у кг/год:

$$G_{hm} = 0,86 \times 10^6 Q_{hm} [(t_h - t_n) / (t_h - t_c) \cdot 1,2] / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (6.13)$$

Те саме в кг/с:

$$G_{hm} = 236 \cdot Q_{hm} [(t_h - t_n) / (t_h - t_c) \cdot 1,2] / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (6.14)$$

Те саме в л/с:

$$G_{hm} = k_p \cdot Q_{hm} [(t_h - t_n) / (t_h - t_c) \cdot 1,2] / (\tau'_1 - \tau'_2). \quad (6.15)$$

У виразах (6.7) – (6.17) застосовані такі позначення:

Q_{hm} – середнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання, МВт;

Q_{hmax} – максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання, МВт;

τ'_1 – температура теплоносія в подавальній магістралі теплової мережі за температури зламу графіка t'_3 , °С;

τ'_2 – температура теплоносія у зворотній магістралі теплової мережі за температурі зламу графіка t'_3 , °С;

τ_3 – температура теплоносія у зворотній магістралі теплової мережі, відповідно до [1], приймається 30 °С;

c_h – теплоємність теплоносія за мінімальної температури в подавальній магістралі для закритих систем (70 °С); $c_h = 4\,189$ Дж/(кг · °С);

t_h – температура гарячої води, °С;

t_c – температура холодної водопровідної води, °С;

t_n – температура водопровідної води після підігрівника першого ступеня, °С;

r – теплота пароутворення, кДж/кг, таблиця Ж.1 (дод. Ж).

У разі якісного регулювання відпуску теплоти в закритих двотрубних теплових мережах сумарну розрахункову витрату мережної води згідно з [1] знаходять за формулою

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v + k_3 G_{hm}, \quad (6.16)$$

де k_3 – коефіцієнт, що залежить від типу системи та її потужності; у разі регулювання за навантаженням опалення (опалювально-побутовий графік регулювання відпущення тепла) для закритих систем із потужністю до 100 МВт приймається $k_3 = 1,2$; від 100 МВт та більше, а також до 100 МВт, але з баками-акумуляторами $k_3 = 1,0$; для регулювання за сумісним навантаженням опалення та гарячого водопостачання (підвищений графік регулювання відпущення тепла) приймається $k_3 = 0$.

Сумарні витрати води водяних теплових мереж Т1, Т2 для кожного зі споживачів із тепловим потоком не більше 10 МВт або для відносного навантаження $\chi_{max} > 1,0$ та за відсутності баків акумуляторів знаходять за формулою

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v + G_{hmax}. \quad (6.17)$$

Якщо потреба споживача в гарячій воді задовольняється з окремої мережі Т3(Т4), то сумарні витрати води водяної теплової мережі Т1, Т2 знаходять за формулою

$$G_{T1,T2} = G_o + G_v. \quad (6.18)$$

6.2 Визначення витрати гарячої води

Розрахункові максимальні витрати гарячої води мережі ТЗ у кг/с:

$$G_{hw} = Q_{hmax} \cdot 10^6 / [c(t_h - t_c)] = 236 \cdot Q_{hmax} / (t_h - t_c). \quad (16.19)$$

Розрахункові середні витрати гарячої води мережі ТЗ у кг/с:

$$G_{hw} = Q_{hm} \cdot 10^6 / [c(t_h - t_c)] = 236 \cdot Q_{hm} / (t_h - t_c), \quad (6.20)$$

де Q_{hm} – середнє теплове навантаження системи гарячого водопостачання, МВт;

Q_{hmax} – максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання, МВт;

t_h – температура гарячої води, °С;

t_c – температура холодної водопровідної води, °С;

t_n – температура водопровідної води після підігрівника першого ступеня, °С.

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 6

Задача № 1

Відповідно до вихідних даних таблиці 6.1 визначити витрату теплоносія на потреби систем опалення та гарячого водопостачання житлового будинку.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані

Ч. ч.	Теплове навантаження системи опалення, МВт	Витрата гарячої води, м³/год		Бак-акумулятор	Температурний графік, °С	Схема приєднання підігрівника системи гарячого водопостачання
		Максимальна	Середня			
1	2	3	4	5	6	7
1	0,3	3,0	1,25	Так	150–70	Одноступенева паралельна
2	0,4	4,0	1,7	Ні	150–65	Двоступенева змішана
3	0,5	5,0	2,1	Так	145–70	Одноступенева паралельна
4	0,6	6,0	2,5	Ні	145–65	Двоступенева змішана
5	0,7	7,0	3,0	Так	145–60	Одноступенева паралельна
6	0,8	8,0	3,3	Ні	135–70	Двоступенева змішана
7	0,9	9,0	3,75	Так	135–65	Одноступенева паралельна

Подовження таблиці 6.1

1	2	3	4	5	6	7
8	1,0	10,0	4,2	Ні	135–60	Двоступенева змішана
9	1,1	11,0	4,6	Так	130–70	Одноступенева паралельна
10	1,2	12,0	5,0	Ні	130–65	Двоступенева змішана
11	1,3	13,0	5,4	Так	130–60	Одноступенева паралельна
12	1,4	14,0	5,8	Ні	125–70	Двоступенева змішана
13	1,5	15,0	6,25	Так	120–65	Одноступенева паралельна
14	0,3	3,0	1,25	Ні	120–60	Двоступенева змішана
15	0,4	4,0	1,7	Так	115–70	Одноступенева паралельна
16	0,5	5,0	2,1	Ні	115–65	Двоступенева змішана
17	0,6	6,0	2,5	Так	115–60	Одноступенева паралельна
18	0,7	7,0	3,0	Ні	110–70	Двоступенева змішана
19	0,8	8,0	3,3	Так	110–65	Одноступенева паралельна
20	0,9	9,0	3,75	Ні	110–60	Двоступенева змішана
21	1,0	11,0	4,2	Так	105–70	Одноступенева паралельна
22	1,1	12,0	4,6	Ні	105–65	Двоступенева змішана
23	1,2	13,0	5,0	Так	105–60	Одноступенева паралельна
24	1,3	14,0	5,4	Ні	100–70	Двоступенева змішана
25	1,4	15,0	5,8	Так	100–65	Одноступенева паралельна
26	1,5	3,0	6,25	Ні	100–60	Двоступенева змішана
27	0,3	4,0	1,25	Так	95–70	Одноступенева паралельна
28	0,4	5,0	1,7	Ні	95–65	Двоступенева змішана
29	0,5	6,0	2,1	Так	95–60	Одноступенева паралельна
30	0,6	7,0	2,5	Ні	80–60	Двоступенева змішана

7 ТЕПЛОВІ ПУНКТИ

Мета заняття – вивчення видів теплових пунктів та підбір їхнього обладнання.

Теоретичні положення. Згідно з [1], теплові пункти можуть бути індивідуальні (які обслуговують одного споживача) і центральні (які обслуговують групу споживачів). Якщо до теплового пункту приєднана система або системи теплоспоживання одного будинку, частини будинку або технологічна установка, то його називають індивідуальним тепловим пунктом (далі – ІТП). До того ж зазвичай система теплопостачання є одноступеневою. Одноступенева схема зазвичай використовується для обмеженої кількості споживачів від джерела теплопостачання з невеликою довжиною теплових мереж.

Центральні теплові пункти (далі – ЦТП) використовують у багатоступневих системах теплопостачання. Вони обслуговують групу споживачів.

7.1 Обладнання теплових пунктів

До основного обладнання теплових пунктів, відповідно до [1], можна віднести:

- запірну арматуру: це засувки, кульові крани фланцеві або муфтові, вентиля також або фланцеві або муфтові. Призначення запірної арматури – це перекриття руху теплоносія. Використовувати її як регулювальну заборонено. Регулювальна арматура може бути ручна та автоматична, пасивна та активна.

До ручної регулювальної арматури відносять клапани балансування.

До автоматичної регулювальної арматури відносять автоматичні клапани балансування, регулятори тиску, регулятори витрат теплоносія тощо.

До пасивного регулювання відносять регулятори тиску, регулятори витрат тощо.

До активного регулювання відносять регулятори температури (систем гарячого водопостачання) та регулятори теплового потоку (систем опалення та вентиляції).

Також на тепловому пункті встановлюють грязьовики, сітчасті фільтри для очищення теплоносія від окалини та можливих твердих частинок у теплоносії.

На теплових пунктах встановлюють змішувальні або циркуляційні насоси (циркуляційні у випадку незалежного приєднання систем опалення до теплових мереж). Встановлюють один основний насос, а другий резервний. Для економії

енергії та зниження витрати теплоносія рекомендовано використовувати насоси з частотним перетворювачем.

Крім того, на теплових пунктах можуть використовуватися циркуляційні насоси системи циркуляції гарячого водопостачання, підживлювальні насоси теплових мереж, підвищувальні насоси тощо.

Для підігріву гарячої води використовують теплообмінні апарати, які можуть бути ємнісними, швидкісними або пластинчастими.

При незалежному приєднанні систем опалення до теплових мереж також мають бути передбачені розширювальні баки для компенсації об'єму теплоносія, пов'язаної зі збільшенням його об'єму у зв'язку з підвищенням температури.

На теплових пунктах має бути передбачено встановлення вузла обліку теплової енергії [1, 15, 16], який складається з теплового лічильника, у подавальному трубопроводі та контрольного водоміра у зворотному трубопроводі за наявності теплообмінних апаратів систем опалення та/або системи гарячого водопостачання чи за наявності підземного прокладання після вузла обліку. Ця вимога стосується теплових пунктів, якщо їхнє сумарне теплове навантаження становить до 2,5 МВт. Якщо сумарне теплове навантаження систем на тепловому пункті становить більше ніж 2,5 МВт, то необхідно передбачити встановлення двоплечового приладу обліку теплової енергії [16].

7.2 Підбір обладнання теплових пунктів

7.2.1 Підбір змішувального або циркуляційного насоса системи опалення

Підбір змішувального або циркуляційного насоса системи опалення виконується за даними по витраті теплоносія та втратами напору на обладнанні теплового пункту і системи опалення. Витрата теплоносія на потреби системи опалення від теплових мереж, т/год, визначається за виразом

$$G_{oT1} = \frac{3,6 \times 10^3 \cdot Q_0}{4,187 \cdot (T_1 - T_2)}, \quad (7.1)$$

де Q_0 – максимальне теплове навантаження системи опалення, МВт;

T_1 – температура теплоносія у подавальному трубопроводі при якісному регулюванні теплової мережі, °С;

T_2 – температура теплоносія у зворотному трубопроводі при якісному регулюванні теплової мережі, °С.

Об'ємна витрата теплоносія, м³/год, визначається за формулою

$$G_{T1} = \frac{G_{oT1} \cdot 10^3}{\rho}, \quad (7.2)$$

де ρ – густина теплоносія, кг/м³, визначається за таблицею Ж.1 (дод. Ж).

За наявності вузла змішування (залежне приєднання системи опалення до теплових мереж) встановлюється змішувальний насос (один робочий, другий резервний). Якщо схема приєднання системи опалення до теплових мереж незалежна (за допомогою теплообмінного апарату), то встановлюється циркуляційний насос у системі опалення. Витрату теплоносія для підбору насоса знаходять за виразом

$$G_{T11} = K \cdot G_{T1} \cdot (1 + U), \quad (7.3)$$

де K – коефіцієнт запасу 10 %;

U – коефіцієнт змішування, який знаходять за формулою

$$U = \frac{(T_1 - T_{11})}{(T_{11} - T_2)}, \quad (7.4)$$

де T_{11} – температура теплоносія, яка надходить до системи опалення після вузла змішування, °С.

Вибір насоса виконуємо відповідно до даних щодо витрат теплоносія у системі опалення та необхідного напору за допомогою програм підбору насоса Wilo [24] або Grundfos [25].

Приклад 1.

Виконати підбір змішувального насоса, якщо максимальне теплове навантаження системи опалення становить 0,8 МВт, температурний графік якісного регулювання теплових мереж – 150–70 °С, температурний графік системи опалення – 95–70 °С, втрати напору у системі опалення – 5 м вод. ст. (втрати тиску 0,05 МПа).

Порядок виконання:

1) за формулою (7.1) визначаємо витрату теплоносія на потреби системи опалення від теплових мереж, т/год;

$$G_{oT1} = \frac{3,6 \times 10^3 \times 0,8}{4,187 \times (150 - 70)} = 8,6 \text{ т/год};$$

2) за таблицею Ж.1 (дод. Ж) визначаємо густину теплоносія при його температурі 150 °C, $\rho = 917 \text{ кг/м}^3$;

3) за формулою (7.2) визначаємо об'ємну витрату теплоносія, м³/год;

$$G_{T1} = \frac{8,6 \times 10^3}{917} = 9,4 \text{ м}^3/\text{год};$$

4) визначаємо коефіцієнт змішування за формулою (7.4):

$$U = \frac{(150-95)}{(95-70)} = 2,2;$$

5) за формулою (7.3) визначаємо витрату теплоносія, м³/год, яка надходить до системи опалення після вузла змішування:

$$G_{T11} = 1,1 \times 9,4 \times (1 + 2,2) = 33,1 \text{ м}^3/\text{год};$$

6) за посиланням <https://select.wilo.com/StartMain.aspx> [24] виконуємо онлайн-підбір змішувального насоса та надаємо криву характеристик із робочою точкою (рис. 7.1).

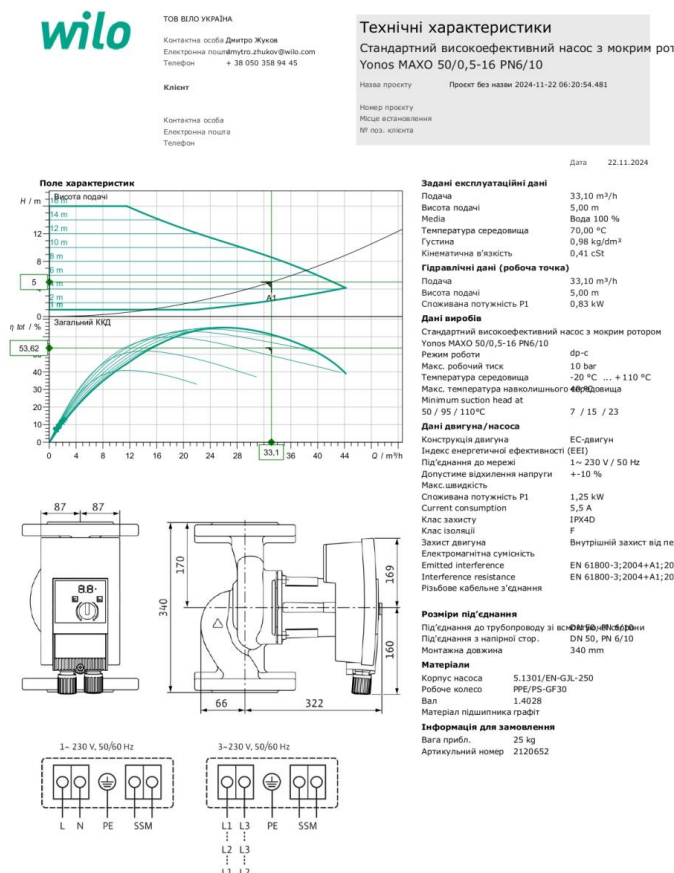


Рисунок 7.1 – Технічні характеристики насоса (URL: <https://surl.li/fxqqvr>)

Обираємо два насоса (один – робочий, другий – резервний)⁷.

7.2.2 Підбір циркуляційного насоса системи гарячого водопостачання

Вибір насоса проводимо виходячи з даних витрати гарячої води у системі циркуляції та необхідного напору, який визначається за формулою

$$\Delta H = \Delta H_{T4} + \Delta H_M + \Delta H_{BO}, \quad (7.5)$$

де ΔH_{T4} – втрати напору у мережі циркуляції гарячого водопостачання від споживачів до ЦТП, м вод. Ст.;

ΔH_M – втрати напору у системі циркуляції гарячого водопостачання споживачів, приймається відповідно до гідравлічного розрахунку внутрішньобудинкової системи гарячого водопостачання, м вод. ст.;

ΔH_{BO} – втрати напору на вузлі обліку системи циркуляції гарячого водопостачання, м вод. ст.

Вибір насоса виконуємо відповідно до даних щодо витрати води в системі циркуляції та напору за допомогою програм підбору насоса Wilo [24] або Grundfos [25].

Підсумком вибору є характеристики насоса у вигляді кривих зі зазначенням робочої точки (з урахуванням запасу).

Вибираємо два насоси – один робочий, другий – резервний.

7.2.3 Підбір приладу обліку теплової енергії та контрольного водоміра

Прилад обліку теплової енергії складається з теплового лічильника, який встановлюється на подавальному трубопроводі та водомірі гарячої води для контролю витоків теплоносія, який встановлюється у зворотному трубопроводі (водомір гарячої води для контролю витоків теплоносія, якщо існують теплообмінні апарати систем опалення, гарячого водопостачання або наявне підземне прокладання теплової мережі після вузла обліку теплової енергії)⁸.

Підбір теплового лічильника виконується виходячи з витрати теплоносія так, щоб витрата теплоносія була нижчою за номінальну або безперервну витрати перетворювача витрат⁹ та витратоміра¹⁰ теплового лічильника.

⁷ Вибір місця розташування насосів на трубопроводах (подавальний або зворотний) визначається за наявним перепадом тисків між подавальним і зворотним трубопроводами на тепловому введенні. Якщо перепад тисків більше ніж 0,08 МПа, насоси встановлюють у зворотному трубопроводі, якщо менше ніж 0,08 МПа, відповідно у подавальному трубопроводі.

⁸ Згідно з [16], якщо сумарне теплове навантаження систем теплоспоживання становить до 2,5 МВт.

⁹ Перетворювач витрат використовується у теплових лічильниках Sharky-775, технічні характеристики наведені в таблиці И.1 (дод. И) відповідно до даних [27].

У зв'язку з тим що система теплопостачання працює в літній період та можливе зниження витрат теплоносія до величини максимальної витрати теплоносія на потреби гарячого водопостачання, необхідно перевірити, щоб витрата теплоносія у літній період була більша, ніж перехідна витрата перетворювача витрат теплового лічильника (q_p), або середня витрата витратоміра (Q_2) та більше, ніж середня витрата для водоміра гарячої води (Q_2).

Перехідну витрату для перетворювача витрат (для теплового лічильника Sharky 775 [27]) знаходять за формулою

$$q_p = \frac{q_p \cdot 2}{100}, \quad (7.6)$$

де q_p – номінальна витрата перетворювача витрат, м³/год (див. табл. И.1 дод. И).

Втрати тиску¹¹ на перетворювачі витрат теплового лічильника Sharky-775 визначаються за формулою, атм.

$$\Delta P = \left(\frac{\Sigma G}{q_p}\right)^2 \cdot \Delta p \cdot 10^{-3}, \quad (7.7)$$

де ΣG – сумарна максимальна витрата теплоносія, м³/год.

Втрати тиску на витратомірі теплового лічильника Supercal 531 та/або на контрольному водомірі визначають за формулою, атм.

$$\Delta P = \left(\frac{\Sigma G}{Q_3}\right)^2 \cdot \Delta p \cdot 10^{-2}, \quad (7.8)$$

де Q_3 – безперервна витрата витратоміра та/або контрольного водоміра, м³/год (див. табл. И.1, И.2 дод. И).

Приклад 2.

Вихідні дані:

– витрата теплоносія систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання становить $\Sigma G = 2$ кг/с;

– витрата теплоносія на потреби системи гарячого водопостачання у літній період становить $G'_л = 0,5$ кг/с.

¹⁰ Витратомір (лічильник гарячої води) використовується у теплових лічильниках Supercal 531, технічні характеристики крильчастих водомірів наведені в таблиці И.2 (дод. И), а турбінних водомірів у таблиці И.3 (дод. И) відповідно до даних [28]. Також ці водоміри використовуються як контрольні, які встановлюються у зворотному трубопроводі для контролю витоку теплоносія.

¹¹ Сумарні втрати на вузлі обліку не повинні перевищувати 20 % від існуючого перепаду тиску на тепловому введенні.

Порядок виконання:

1) визначаємо витрату теплоносія у зимовий період року, м³/год:

$$G_3 = \Sigma G \cdot 3,6 = 2 \times 3,6 = 7,2;$$

2) визначаємо витрату теплоносія у літній період року, м³/год:

$$G_{\text{л}} = G'_{\text{л}} \cdot 3,6 = 0,5 \times 3,6 = 1,8;$$

3) відповідно до таблиць И.1 – И.3 (дод. И) визначаємо діаметр перетворювача витрат теплового лічильника та водоміра гарячої води так, щоб $\Sigma G \leq q_p$ (для перетворювача витрат) та $\Sigma G \leq Q_3$ (для водоміра гарячої води).

Вибираємо перетворювач витрат діаметром 40 мм з $q_p = 10$ м³/год та водомір гарячої води діаметром 32 мм з $Q_3 = 10$ м³/год;

4) перевіряємо, щоб витрата теплоносія в літній період була більшою, ніж перехідна витрата перетворювача витрат теплового лічильника (q_p) та більше, ніж середня витрата для водоміра гарячої води (Q_2).

Для перетворювача витрат (за таблицею И.1 дод. И)

$$q_{\text{п}} = \frac{q_p \cdot 2}{100} = \frac{10 \times 2}{100} = 0,2 \text{ м}^3/\text{год}$$

$$1,8 > 0,2.$$

Для водоміра гарячої води (за табл. И.2 дод. И)

$$1,8 > 0,2.$$

Виконується умова для перетворювача витрат та водоміра гарячої води;

5) за формулою (7.7) визначаємо втрати тиску на перетворювачі витрат, атм.:

$$\Delta P = \left(\frac{\Sigma G}{q_p}\right)^2 \cdot \Delta p \cdot 10^{-3} = \left(\frac{7,2}{10}\right)^2 \times 80 \times 10^{-3} = 0,041 \text{ атм};$$

6) за формулою (7.8) визначаємо втрати тиску на контрольному водомірі, атм:

$$\Delta P = \left(\frac{\Sigma G}{Q_3}\right)^2 \cdot \Delta p \cdot 10^{-2} = \left(\frac{7,2}{10}\right)^2 \times 63 \times 10^{-2} = 0,33 \text{ атм}.$$

7.2.4 Підбір клапана регулятора теплового потоку

Регулятори теплового потоку¹² встановлюють для систем опалення та вентиляції окремо на кожну систему. На системі гарячого водопостачання встановлюють регулятори температури.

Порядок підбору.

Визначаємо пропускну здатність клапана при втраті тиску на клапані при ΔP , м³/год:

$$K_v = \frac{3,6 \cdot G_{T1}}{\sqrt{\Delta P}}, \quad (7.9)$$

де G_{T1} – витрата теплоносія на потреби систем опалення та вентиляції, м³/год;

ΔP – допустимі втрати тиску на клапані регулятора теплового потоку, кгс/см².

Повинна виконуватися така умова: $Kv_s > K_v \cdot 1,2$ (запас 20 %).

Підбираємо двоходовий клапан¹³.

Втрати на клапані, кгс/см², знаходимо за формулою

$$\Delta P_{кл} = \left(\frac{3,6 \cdot G_{T1}}{Kv_s} \right)^2. \quad (7.10)$$

Ступінь відкриття клапану, %, знаходимо за формулою

$$X = \frac{K_v}{Kv_s} \cdot 100 \%. \quad (7.11)$$

Повинна виконуватися така умова: $X \geq 30 \%$.

Швидкість потоку, м/с, через клапан знаходимо за формулою

$$v = \frac{4 \cdot G_{T1} \cdot 1\,000}{\pi \cdot d^2}. \quad (7.12)$$

Повинна виконуватися така умова: $v \leq 3 - 3,5$ м/с.

Приклад 3.

Вихідні дані:

– витрата теплоносія на потреби системи опалення споживача становить $G_{T1} = 1,94$ кг/с або $1,94 \times 3,6 = 7,0$ м³/год;

– тиск у подавальному трубопроводі $P_1 = 6$ кгс/см²;

¹² При виборі клапанів регуляторів теплового потоку та регулятора перепаду тиску перевага має бути надана клапану регулятора теплового потоку.

¹³ Технічні характеристики двоходових клапанів (див. Табл. И.4 – И.6, дод. И) відповідно до даних [29].

- тиск у зворотному трубопроводі $P_2 = 4 \text{ кгс/см}^2$;
- втрати тиску на обладнанні теплового пункту, крім регулятора теплового потоку та регулятора перепаду тиску, становить $P_o = 1,2 \text{ кгс/см}^2$.

Порядок виконання:

- 1) визначаємо допустимі втрати тиску на клапані, кгс/см^2 :

$$\Delta P_3 = P_1 - P_2 - P_o = 6 - 4 - 1,2 = 0,8 \text{ кгс/см}^2.$$

Оскільки ми передбачаємо встановлення клапана регулятора теплового потоку та клапана регулятора перепаду тиску (або клапана балансування), відповідно допустимі втрати тиску на кожному із клапанів мають становити не більше ніж $0,8/2 = 0,4 \text{ кгс/см}^2$, тому $\Delta P = 0,4 \text{ кгс/см}^2$;

- 2) визначаємо необхідну пропускну здатність клапана, $\text{м}^3/\text{год}$, за формулою (7.9):

$$K_v = \frac{3,6 \cdot G_{T1}}{\sqrt{\Delta P}} = \frac{3,6 \times 1,94}{\sqrt{0,4}} = 11,1 \text{ м}^3/\text{год};$$

- 3) за таблицею И.4 (дод. И) підбираємо клапан VM 2 Dn 40 мм, $Kv_s = 16,0 \text{ м}^3/\text{год}$ [29].

Виконується умова, що $Kv_s = 16 > K_v \cdot 1,2 = 13,2$;

- 6) за формулою (7.10) знаходимо втрати тиску на клапані, кгс/см^2 :

$$\Delta P_{кл} = \left(\frac{3,6 \cdot G_{T1}}{Kv_s} \right)^2 = \left(\frac{3,6 \times 1,94}{16} \right)^2 = 0,19 \text{ кгс/см}^2;$$

- 6) за формулою (7.11) знаходимо ступінь відкриття клапана, %:

$$X = \frac{K_v}{Kv_s} \cdot 100 \% = \frac{11,1}{16} \times 100 \% = 69,4 \%;$$

Виконується така умова: $X \geq 30 \%$;

- 6) за формулою (7.12) знаходимо швидкість теплоносія на клапані, м/с :

$$v = \frac{4 \cdot G_{T1} \cdot 1\,000}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \times 1,94 \times 1\,000}{3,14 \times 40^2} = 1,54 \text{ м/с}.$$

Виконується така умова: $v \leq 3,0\text{--}3,5 \text{ м/с}$.

7.2.5 Підбір клапана регулятора перепаду тиску

Регулятори перепаду тиску¹⁴ призначені для обмеження максимальних витрат теплоносія¹⁵ та автоматичного підтримання необхідного перепаду тиску на тепловому введенні.

Тиск, який має втрачатися на регуляторі перепаду тиску, становить

$$\Delta P_{pnt} = P_1 - P_2 - \Delta P_o - \Delta P_{кл}, \quad (7.13)$$

де P_1 – тиск у подавальному трубопроводі, кгс/см²;

P_2 – тиск у зворотному трубопроводі, кгс/см²;

ΔP_o – втрати тиску на обладнанні, трубопроводах та на вузлі обліку теплової енергії, кгс/см²;

$\Delta P_{кл}$ – втрати тиску на клапані регулятора температури, кгс/см².

Пропускна здатність, м³/год, клапана регулятора перепаду тиску

$$K_v = \frac{3,6 \cdot G_{T1}}{\sqrt{\Delta P_{pnt}}}. \quad (7.14)$$

За значенням пропускної здатності за таблицями И.7 або И.8 (дод. И) підбираємо клапан регулятора перепаду тиску.

Втрати тиску, кгс/см², на клапані регулятора перепаду тиску визначаємо за формулою

$$\Delta P_{pnt} = \left(\frac{3,6 \cdot G_{T1}}{Kv_s} \right)^2, \quad (7.15)$$

де Kv_s – умовна пропускна здатність клапана, м³/год.

Ступінь відкриття клапана регулятора перепаду тиску знаходимо за формулою

$$X = \frac{K_v}{Kv_s} \cdot 100 \%. \quad (7.16)$$

Повинна виконуватися така умова: $X \geq 30 \%$.

Швидкість потоку, м/с, через клапан регулятора знаходимо за формулою

$$v = \frac{4 \cdot G_{T1} \cdot 1000}{\pi \cdot d^2}. \quad (7.17)$$

Повинна виконуватися така умова: $v \leq 3-3,5$ м/с.

¹⁴ Технічні характеристики клапанів регулятора перепаду тиску наведені в таблицях И.7 та И.8 (дод. И) відповідно до даних [29].

¹⁵ Для обмеження максимальної витрати теплоносія замість регулятора перепаду тиску може встановлюватися клапан балансування, але це здійснюється, якщо перепад тисків на тепловому введенні менш ніж 0,08 МПа.

Приклад 4.

Вихідні дані:

- витрата теплоносія на потреби системи опалення споживача становить $G_{T1} = 1,94$ кг/с або $1,94 \times 3,6 = 7,0$ м³/год;
- тиск у подавальному трубопроводі $P_1 = 6$ кгс/см²;
- тиск у зворотному трубопроводі $P_2 = 4$ кгс/см²;
- втрати тиску на обладнанні теплового пункту, крім регулятора теплового потоку та регулятора перепаду тиску, становить $P_o = 1,2$ кгс/см²;
- втрати тиску на клапані регулятора теплового потоку $\Delta P_{кл} = 0,19$ кгс/см².

Порядок виконання:

1) за формулою (7.13) визначаємо допустимі втрати тиску на клапані регулятора перепаду тиску, кгс/см²:

$$\Delta P_3 = P_1 - P_2 - P_o - \Delta P_{кл} = 6 - 4 - 1,2 - 0,19 = 0,61 \text{ кгс/см}^2;$$

2) за формулою (7.14) визначаємо необхідну пропускну здатність клапана регулятора перепаду тиску, м³/год:

$$K_v = \frac{3,6 \cdot G_{T1}}{\sqrt{\Delta P_{рпт}}} = \frac{3,6 \times 1,94}{\sqrt{0,61}} = 9,0 \text{ м}^3/\text{год};$$

3) за таблицею И.7 (дод. И) підбираємо клапан AVP Dn 32 мм, $Kv_s = 12,5$ м³/год [34];

4) за формулою (7.15) знаходимо втрати тиску на клапані, кгс/см²:

$$\Delta P_{рпт} = \left(\frac{3,6 \cdot G_{T1}}{Kv_s} \right)^2 = \left(\frac{3,6 \times 1,94}{12,5} \right)^2 = 0,314 \text{ кгс/см}^2;$$

5) за формулою (7.16) знаходимо ступінь відкриття клапана, %:

$$X = \frac{K_v}{Kv_s} \cdot 100 \% = \frac{9}{12,5} \cdot 100 \% = 72 \%.$$

Виконується така умова: $X \geq 30 \%$;

6) за формулою (7.17) знаходимо швидкість теплоносія на клапані, м/с:

$$v = \frac{4 \cdot G_{T1} \cdot 1000}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 1,94 \cdot 1000}{3,14 \cdot 32^2} = 2,4 \text{ м/с}.$$

Виконується така умова: $v \leq 3,0\text{--}3,5$ м/с.

Для підбору обладнання теплових пунктів можна використовувати онлайн-калькулятор розрахунку [26].

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 7

Теоретичне запитання

1. Чим відрізняється ІТП від ЦТП?
2. Якими можуть бути схеми на теплових пунктах приєднання систем опалення до теплових мереж?
3. Якими можуть бути схеми на теплових пунктах приєднання систем гарячого водопостачання до теплових мереж?
4. Яка зі схем приєднання систем гарячого водопостачання до теплових мереж заборонена при новому будівництві або реконструкції?
5. Від чого залежить кількість входів / виходів із теплового пункту?
7. Які прилади (яке обладнання) відносять до активного регулювання?
8. Чому заборонено використовувати гідроелеватори в поєднанні з регуляторами теплового потоку?
9. Який повітрообмін (короткочасний) має бути у теплових пунктах?
10. Якою має бути мінімальна відстань між окремо розташованим тепловим пунктом та житловим будинком (будівлею або спорудою)?

Задача № 1

Для всіх варіантів виконати підбір клапана регулятора перепаду тиску:

- визначити його діаметр та умовну пропускну здатність;
- знайти втрати тиску на клапані ΔP (кгс/см²);
- знайти ступінь відкриття клапана X (%);
- визначити швидкість на клапані W (м/с).

Вихідні дані прийняти відповідно до таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Вихідні дані до задачі № 1

Ч. ч.	G, м ³ /год	P ₁ , кгс/см ²	P ₂ , кгс/см ²	P ₃ , кгс/см ²	P ₄ , кгс/см ²
1	10	6,0	4,0	0,9	0,5
2	15	6,0	4,5	0,8	0,3
3	5	6,0	5,0	0,6	0,2
4	8	6,0	4,0	0,7	0,6
5	6	6,0	4,5	0,5	0,5
6	7	6,0	5,0	0,4	0,3
7	4	6,0	4,0	1,0	0,6
8	11	6,0	4,5	0,7	0,4
9	12	6,0	5,0	0,5	0,2
10	13	6,0	4,0	0,4	0,8
11	14	6,0	4,5	1,0	0,2
12	7	6,0	5,0	0,4	0,3
13	8	6,0	4,0	0,5	0,7
14	10	6,0	4,5	0,4	0,5
15	11	6,0	5,0	0,3	0,3
16	12	6,0	4,0	0,7	0,6
17	13	6,0	4,5	0,5	0,5
18	14	6,0	5,0	0,4	0,3
19	15	6,0	4,0	1,0	0,6
20	5	6,0	4,5	0,7	0,4
21	4	6,0	4,5	0,7	0,35
22	3	6,0	5,0	0,5	0,2
23	11,5	6,0	4,0	0,4	0,8
24	10,5	6,0	4,5	1,0	0,2
25	12,5	6,0	5,0	0,4	0,3
26	13,5	6,0	4,0	0,5	0,7
27	14,5	6,0	4,5	0,4	0,5
28	5,5	6,0	5,0	0,3	0,3
29	6,5	6,0	4,0	0,7	0,6
30	7,5	6,0	4,5	0,5	0,5

У таблиці:

G – максимальна витрата теплоносія, м³/год;

P₁ – тиск у подавальному трубопроводі, МПа;

P₂ – тиск у зворотному трубопроводі, МПа;

P₃ – втрати тиску на вузлі керування та на вузлі обліку, МПа;

P₄ – втрати тиску на клапані регулятора теплового потоку, МПа.

Задача № 2

Виконати підбір змішувального насоса системи опалення. Знайти й показати робочу точку. Вихідні дані наведені в таблиці 7.2

Таблиця 7.2 – Вихідні дані до задачі № 2

Ч. ч.	Витрата теплоносія, м ³ /год	Втрати напору, м. вод. ст.
1	15	3,0
2	20	4,0
3	25	5,0
4	30	6,0
5	35	7,0
6	10	3,0
7	15	4,0
8	20	5,0
9	25	6,0
10	30	7,0
11	35	3,0
12	10	4,0
13	15	5,0
14	20	6,0
15	25	7,0
16	30	3,0
17	35	4,0
18	10	5,0
19	15	6,0
20	20	7,0
21	10	3,0
22	15	4,0
23	20	5,0
24	25	6,0
25	30	7,0
26	35	3,0
27	40	4,0
28	10	5,0
29	15	6,0
30	20	7,0

8 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК

Мета заняття – набути навичок щодо виконання гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж та мереж гарячого водопостачання.

Теоретичні положення. Завданнями гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж є підбір діаметрів трубопроводів, визначення втрат тиску, визначення швидкості руху теплоносія. За підсумками гідравлічного розрахунку виконується побудова п'єзометричного графіка теплових мереж та підбір насосів.

8.1 Попередній етап гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж

Оскільки максимальна різниця температур між теплоносієм (водою) у подавальній та зворотній магістралі не перевищує $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ (для параметрів температурного графіка $150\text{--}70\text{ }^{\circ}\text{C}$), різниця густин подавальної та зворотної води не перевищуватиме 60 кг/м^3 або $6,1\text{ }\%$. У зв'язку з цим інженерний гідравлічний розрахунок закритих водяних мереж виконується тільки для одного напрямку (подавального чи зворотного). Для водяних мереж з навантаженням лише опалення й вентиляції (без підімкнення гарячого водопостачання) інженерний розрахунок ведеться для розподільних трубопроводів при розрахунковій температурі теплоносія, тому що за однакових масових витрат подавальний теплоносій, маючи дещо меншу густину, буде мати дещо більшу швидкість, а отже, дещо більші втрати тиску. Водяні теплові мережі з навантаженнями не лише опалення та вентиляції, а й гарячого водопостачання варто розраховувати для температури зламу графіка, тобто $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ для закритих мереж та $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ для відкритих, оскільки саме за цієї температури будуть спостерігатися найбільші сумарні витрати теплоносія.

До виконання гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж необхідно підготувати розрахункову схему, на якій в одну лінію показана траса трубопроводів, що з'єднують ЦТП з усіма споживачами. Оскільки за вихідними даними практично кожен зі споживачів споживає тепло принаймні на потреби опалення, трубопроводи тепломереж мають підводитися до кожного зі споживачів.

Схему розбивають на розрахункові ділянки. Ділянкою вважається відрізок теплотраси, в межах якого постійними є витрати та діаметр. Оскільки змінаювання витрат у подавальній магістралі може відбуватися лише внаслідок розподілу теплоносія між розгалуженнями у вузлах розгалужень, ці вузли, а також точки приєднання трубопроводів до споживачів та ЦТП і є границями

ділянок. Приклад виконання схеми водяних теплових мереж подано на рисунку 8.1.

Розрахункові витрати на кінцевих ділянках (що підмикаються до споживачів) будуть дорівнювати розрахунковим витратам самих споживачів G_i . Витрати на проміжних ділянках між вузлами розгалуження знаходять шляхом підсумовування витрат усіх кінцевих ділянок, що живляться від цих проміжних, рухаючись від споживачів до ЦТП. Інакше кажучи, витрати будь-якої ділянки дорівнюють сумі витрат усіх ділянок, що живляться від неї.

Отже, на розрахункову схему наносять:

1. Номери ділянок (за двома вузлами – початковим і кінцевим).
2. Розрахункові витрати кожного споживача та на кожній ділянці (див. вище).
3. Довжини ділянок (визначаються шляхом вимірювання на плані за відомим масштабом).

Нанесення починають із кінцевих ділянок, а потім рухаються від найвіддаленіших споживачів до джерела тепла.

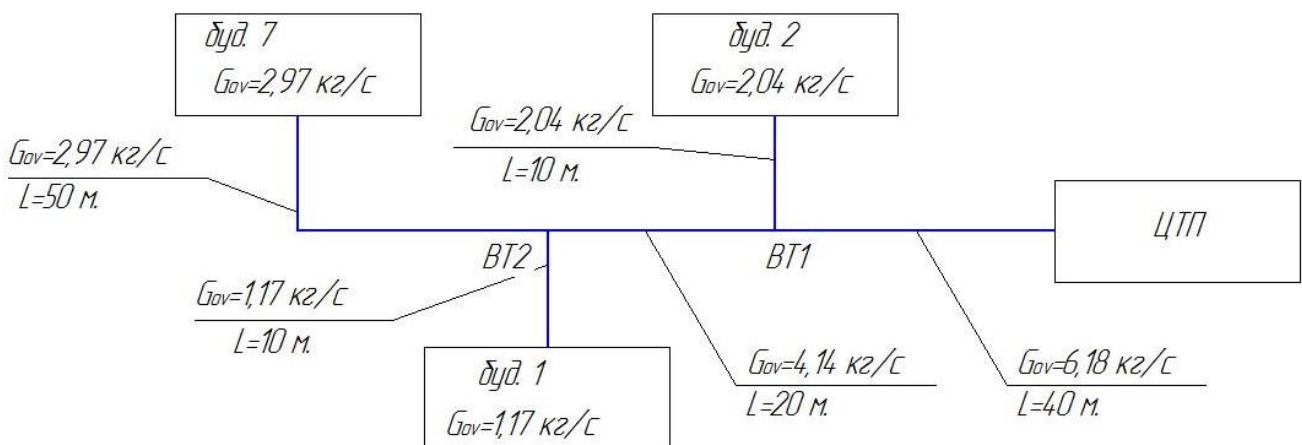


Рисунок 8.1 – Розрахункова схема водяних теплових мереж

8.2 Основний розрахунок водяних теплових мереж

Розрахунок починають із вибору основного розрахункового напрямку, за який приймається маршрут від джерела теплопостачання або ЦТП до найбільш віддаленого споживача. Якщо дві чи більше будівель розміщуються на однаковій відстані від котельні або ЦТП (чи від спільного вузла розгалуження), розрахунковим вважається напрям із більшими витратами теплоносія.

У разі спрощеного інженерного розрахунку водяних теплових мереж втрати тиску на будь-якій ділянці знаходять за формулою

$$\Delta P = Rl(1 + \alpha_1) = R(l + l_e) = Rl_{\text{пр}}, \quad (8.1)$$

де R – питомі втрати тиску на тертя, віднесені до довжини трубопроводу, Па/м;

l – фізична довжина розрахункової ділянки, м;

α_1 – коефіцієнт, що відображає частку втрат на місцеві опори розрахункової ділянки від втрат тиску на тертя і приймається за таблицею К.1 (дод. К) залежно від типу та діаметра трубопроводу на ділянці та виду використовуваних компенсаторів;

l_e – еквівалентна довжина розрахункової ділянки, яка відображає розмір такої уявної додаткової ділянки, втрати тиску у якій дорівнюють втратам тиску у місцевих опорах розрахункової ділянки, м;

$l_{\text{пр}}$ – приведена довжина розрахункової ділянки, яка дорівнює сумі фактичної та еквівалентної довжин: $l_{\text{пр}} = l + l_e$, м.

У процесі підбору діаметра ділянки виходять зі значень максимальних питомих втрат тиску $R \leq 80$ Па/м для магістральних ділянок та $R \leq 300$ Па/м для відгалужень. Окрім цього, у разі великих витрат враховується обмеження швидкості води W_v , яке не повинне перевищувати 3,5 м/с. Також потрібно, щоб швидкість на ділянці була не менше ніж 0,2 м/с, оскільки у разі меншої швидкості суттєво зростає імовірність виділення і накопичення кисню, а також механічних зважених часток.

Для підбору діаметра ділянки можна користуватися номограмами (рис. Т.1 або Т.2 дод. Т). Підбір за номограмою здійснюють за значенням секундних масових витрат води $G_{\text{ов}}$, піднімаючи перпендикуляр вгору до перетину з однією із нахилених ліній внутрішніх діаметрів труб d . Якщо точці перетину по горизонталі відповідає значення питомих втрат тиску R на вертикальній осі у межах 80 Па/м для магістральної ділянки або 300 Па/м для відгалуження, ця точка вважається робочою і для неї визначається швидкість W_v за розташуванням ліній швидкості, нахилених в інший бік, ніж лінії діаметрів. На діаграмі рисунка Т.2 (дод. Т) показано приклад підбору діаметра та визначення питомих втрат тиску й швидкості для витрат теплоносія 2,6 кг/с.

Перерахунок втрат тиску в Па у втрати напору в метрах водяного стовпа здійснюють за допомогою коефіцієнта перерахунку, що отримують із формули зв'язку між тиском та напором:

$$\Delta H = \Delta P / (\rho'g), \quad (8.2)$$

де ρ' – густина води, що залежить від її температури, кг/м^3 ;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,807 \text{ м/с}^2$.

Якщо для підрахунку користуватися номограмами (рис. Т.1 – Т.2 дод. Т), які складені для густини $\rho' = 917 \text{ кг/м}^3$, то коефіцієнт перерахунку

$$k_H = 1/(917 \cdot 9,807) = 1,112 \cdot 10^{-4} \quad (8.3)$$

і формула перерахунку (8.2) набуде такого вигляду:

$$\Delta H = k_H \Delta P. \quad (8.4)$$

Розрахунок зводять у таблицю 8.1, де показано приклад розрахунку схеми, наведеної на рисунку 8.1.

У процесі заповнення таблиці спочатку розраховується основний (магістральний) напрям, а потім ув'язуються всі відгалуження до споживачів. Сумарні втрати напору основного розрахункового напрямку (стовпчик 15) підсумовуються для ділянок від визначального споживача до ЦТП.

Під час ув'язування відгалужень для кожного зі споживачів перевіряють, чи не перевищують сумарні втрати напору від ув'язуваного споживача до вузла його з'єднання з основним напрямом суму втрат напору до цього ж вузла за основним напрямом. У разі перевищення необхідно перевірити правильність вибору основного розрахункового напрямку або збільшити діаметр ділянки на ув'язуваному напрямі для зменшення втрат тиску та напору.

Розгалужені схеми теплових мереж, окрім основного розрахункового напрямку, можуть мати ще кілька вторинних відгалужень. У такому разі послідовно розраховують кожен вторинний напрям, ув'язуючи його з основним, після чого ув'язують споживачів у кожному напрямі.

У прикладі розрахунку (табл. 8.1) основним розрахунковим напрямом є гілка Буд.7-ЦТП, оскільки будинок 7 розміщується на більшій відстані від ЦТП, ніж будь-який інший, а відгалуження – за напорами у відповідних вузлах ВТ1 та ВТ2 основного розрахункового напрямку ($0,12 \text{ м} < 0,57 \text{ м}$; $0,19 \text{ м} < 0,45 \text{ м}$).

Якщо до розраховуваної водяної теплової мережі піддімкнені не лише системи опалення та вентиляції, а й системи гарячого водопостачання, то систему рекомендується розраховувати на температуру 70°C та густину 977 кг/м^3 . У цьому разі значення питомих втрат тиску та швидкостей, отриманих із номограм на рисунках Г.1 – Г.2 (дод. Г), потрібно помножити на поправний коефіцієнт:

$$R_{70} = R_{150} \rho_{150} / \rho_{70} = 0,938 R_{150}, \quad (8.5)$$

$$W_{70} = W_{150} \rho_{150} / \rho_{70} = 0,938 W_{150}. \quad (8.6)$$

Коефіцієнт k_H у формулі (8.4)

$$k_H = 1/(977 \cdot 9,807) = 1,043 \cdot 10^{-4}. \quad (8.7)$$

Таблиця 8.1 – Гідравлічний розрахунок водяної теплової мережі

Розрахункова ділянка		Витрати води G_T , кг/с	Тип труб	Діаметр, мм		Довжина ділянки, м				Швидкість води W_B , м/с	Втрати тиску			Втрати напору, м	
Початковий вузол	Кінцевий вузол			Умовний d_y	Внутрішній d_b	За планом l	Коефіцієнт опорів α_1	Еквівалентна l_e	Приведена $l_{пр} = l + l_e$		Питомі R , Па/м	На ділянці ΔP , Па	На ділянці ΔH	Сумарні від споживача $\Sigma \Delta H$	Ув'язувані ΔH_y
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Основний розрахунковий напрям Буд. 7- ЦТП															
Б7	ВТ 2	2,97	Безшовні	80	82	50	0,3	15	65	0,57	62,1	4037	0,45	0,45	
ВТ 2	ВТ 1	4,14	Безшовні	100	100	20	0,3	6	26	0,51	41,8	1087	0,12	0,57	
ВТ 1	ЦТ П	6,18	Безшовні	125	125	40	0,3	12	52	0,5	30,1	1565	0,17	0,74	
Відгалуження															
Б2	ВТ 1	2,04	Звичайні	65	69	10	0,3	3	13	0,52	82,6	1074	0,12	0,12	< 0,57
Б1	ВТ 2	1,17	Звичайні	50	51	10	0,3	3	13	0,59	133	1729	0,65	0,19	< 0,45

У разі використання номограм з рисунків Т.1 – Т.2 (дод. Т) для розрахунку водяних мереж Т1, Т2 без навантаження ГВ з розрахунковою температурою подавального теплоносія Т1, меншою ніж 150 °С (як прийнято для рис. Т.1 – Т.2), корегування розрахунку можна виконати за формулами, аналогічними до (8.5) – (8.6).

Обираючи діаметр трубопровода, потрібно пам'ятати, що, згідно з [9], мінімальний діаметр трубопроводу теплової мережі за будь-яких витрат теплоносія для основного напрямку становить 50 мм, для відгалужень – 32 мм, а для циркуляційних трубопроводів гарячого водопостачання – 25 мм.

8.3 Гідравлічний розрахунок мереж гарячого водопостачання

Гідравлічний розрахунок мережі гарячого водопостачання ТЗ виконується аналогічно до розрахунку водяної теплової мережі. Відмінність полягає у більшому значенні коефіцієнта еквівалентної шорсткості внутрішньої поверхні стінок сталевих трубопроводів мереж ГВ, що приймається як розрахунковий. Якщо для розрахунку мереж ГВ використовуються номограми для водяних теплових мереж за рисунками Т.1 – Т.2 (дод. Т), то фактичні значення питомих втрат тиску знаходять за формулами перерахунку:

$$R_{\Gamma} = R_{\text{в}} \rho_{\text{в}} k_{\text{сГ}}^{0,25} / (\rho_{\Gamma} k_{\text{сВ}}^{0,25}) = 1,115 R_{\text{в}}, \quad (8.8)$$

де R_{Γ} і $R_{\text{в}}$ – питомі втрати тиску мереж гарячого водопостачання та водяних теплових мереж, Па/м;

$\rho_{\text{в}}$ і ρ_{Γ} – густини теплоносія водяної теплової мережі та гарячої води, кг/м³;

$k_{\text{сГ}}$ і $k_{\text{сВ}}$ – коефіцієнти еквівалентної шорсткості внутрішніх поверхонь стінок сталевих трубопроводів мереж ГВ і водяних теплових мереж, мм.

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 8

Теоретичні запитання

1. Яка максимальна швидкість теплоносія допускається у водяних теплових мережах?
2. Який мінімальний діаметр допускається на основній розрахунковій ділянці водяних теплових мереж?
3. Який мінімальний діаметр трубопроводів приймається для систем гарячого водопостачання?
4. Яка рекомендована мінімальна швидкість теплоносія у водяних теплових мережах?
5. Який мінімальний діаметр допускається на відгалуженнях водяних теплових мереж?
6. Які максимальні питомі втрати тиску допускаються на основній розрахунковій ділянці водяних теплових мереж?
7. За якою схемою підімкнення теплообмінних апаратів систем гарячого водопостачання одноступенева паралельна чи двоступенева змішана буде меншою, ніж витрата теплоносія?
8. Які максимальні питомі втрати тиску допускаються на відгалуженнях водяних теплових мереж?

9. Якщо існують системи опалення, вентиляції та гарячого водопостачання, у якій точці зовнішнього повітря (розрахункова опалювальна температура, точка «злому» температурного графіку, +8 °С) витрата теплоносія буде максимальною?

10. Яку інформацію повинна містити розрахункова схема гідравлічного розрахунку водяних теплових мереж?

11. Яка витрата теплоносія буде більшою: об'ємна чи масова?

12. Чим втрати тиску відрізняються від втрат напору?

Задача № 1

Виконати гідравлічний розрахунок водяних теплових мереж відповідно до рисунка 8.2 і таблиці 8.3. Дані щодо витрат прийняти згідно з отриманими результатами при розв'язанні задачі 1. Основний розрахунковий напрям прийняти таким: Б.1 – ВТ1 – ЦТП (будівля 1 – вузол теплофікаційний 1 – ЦТП); відгалуження Б.2 – ВТ1 (будівля 2 – вузол теплофікаційний 1). Відповідь подати у вигляді таблиці.

Таблиця 8.3 – Вихідні дані до задачі 2

Ч. ч.	Теплове навантаження системи опалення, МВт		Температурний графік, °С	L1, м	L2, м	L3, м
	Будівля 1	Будівля 2				
1	2	3	4	5	6	7
1	0,5	0,3	150–70	50	30	15
2	0,8	0,2	150–65	60	40	20
3	1,0	0,5	145–70	70	50	25
4	1,2	0,6	145–65	80	60	30
5	1,4	0,8	145–60	90	70	35
6	1,6	1,0	135–70	100	100	40
7	0,5	0,3	135–65	110	100	30
8	0,8	0,2	135–60	120	90	45
9	1,0	0,5	130–70	130	150	55
10	1,2	0,6	130–65	50	140	60
11	1,4	0,8	130–60	60	130	35
12	1,6	1,0	125–70	70	140	70
13	0,5	0,3	120–65	80	150	20
14	0,8	0,2	120–60	90	60	30
15	1,0	0,5	115–70	100	70	35
16	1,2	0,6	115–65	110	100	40
17	1,4	0,8	115–60	120	100	30
18	1,6	1,0	110–70	130	90	45
19	0,5	0,3	110–65	50	150	55
20	0,8	0,2	110–60	60	140	60
21	1,0	0,5	105–70	70	130	35
22	1,2	0,6	105–65	80	140	70

Подовження таблиці 8.3

1	2	3	4	5	6	7
23	1,4	0,8	105–60	90	150	20
24	1,6	1,0	100–70	100	60	30
25	0,5	0,3	100–65	110	70	35
26	0,8	0,2	100–60	120	100	40
27	1,0	0,5	95–70	130	100	30
28	1,2	0,6	95–65	50	90	45
29	1,4	0,8	95–60	60	150	55
30	1,6	1,0	80–60	70	140	60

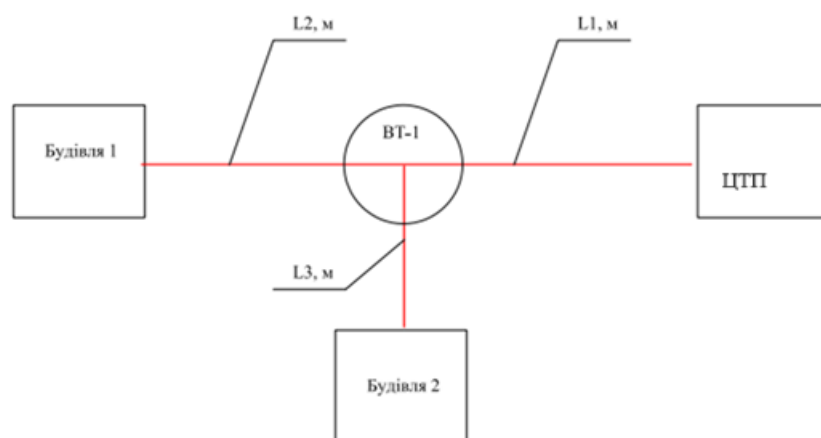


Рисунок 8.2 – Схема теплової мережі для гідравлічного розрахунку

9 ПОБУДОВА ГРАФІКА ВИТРАТИ ТЕПЛОНОСІЯ

Мета заняття – ознайомити та набути навичок щодо побудови графіка витрат теплоносія.

Теоретичні положення. Графік витрат теплоносія призначено для визначення кількості теплоносія відповідно до температури зовнішнього повітря. Побудова графіка витрат теплоносія виконується на підставі двох графіків – графіка теплових навантажень та температурного графіка.

Для побудови графіка витрат теплоносія необхідно визначити теплові навантаження систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання відносно температур зовнішнього повітря (див. тема 1) та визначити температури теплоносія відносно температур зовнішнього повітря (див. тема 5). Приклад визначення теплових навантажень відносно температур зовнішнього повітря наведено в таблиці 9.1, а температур теплоносія – у таблиці 9.2. Відповідно до отриманих даних щодо теплових навантажень та температур

теплоносія визначають його витрати на потреби систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання (див. тему 6 п. 6.1).

Приклад.

Споживач – ремонтний цех. Місто – Сімферополь. Температура теплоносія у подавальному трубопроводі – 115 °С, температура теплоносія у зворотному трубопроводі – 70 °С, температура теплоносія у системі опалення, подавальний трубопровід – 95 °С. Максимальне теплове навантаження системи опалення – 2,5 МВт, максимальне теплове навантаження системи вентиляції – 1,5 МВт, максимальне теплове навантаження системи гарячого водопостачання в зимовий період року – 1,0 МВт. Схема приєднання теплообмінного апарата системи гарячого водопостачання – одноступенева паралельна. Наявність бака акумулятора системи гарячого водопостачання.

Порядок виконання:

1. Відповідно до таблиці Б.1 (дод. Б) визначаємо розрахункову опалювальну температуру зовнішнього повітря для м. Сімферополя, яка становить -15 °С.

2. У зв'язку з тим, що, відповідно до завдання, ми розглядаємо ремонтний цех, приймаємо внутрішню температуру повітря 16 °С (табл. А.1 дод. А).

3. Оскільки у системі гарячого водопостачання є бак-акумулятор, визначаємо середнє годинне теплове навантаження системи гарячого водопостачання у літній період року:

$$Q_{сер}^h = \frac{Q_{max}^h}{2,4} = \frac{1}{2,4} = 0,42 \text{ МВт.}$$

4. Визначаємо теплові навантаження систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання залежно від температур зовнішнього повітря.

4.1. Для системи опалення.

Наведено приклад розрахунку теплового навантаження системи опалення для температури зовнішнього повітря -5 °С. Для решти температур зовнішнього повітря розрахунки проводити аналогічно:

$$Q_t^o = Q_o^{max} \cdot \frac{t_B - t_3^t}{t_B - t_o} = 0,5 \cdot \frac{20 + 5}{20 + 15} = 0,36 \text{ МВт.}$$

4.2. Для системи вентиляції.

Наведено приклад розрахунку теплового навантаження системи вентиляції для температури зовнішнього повітря $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для решти температур зовнішнього повітря розрахунки проводити аналогічно:

$$Q_t^v = Q_v^{max} \cdot \frac{t_b - t_3^t}{t_b - t_o} = 0,3 \cdot \frac{20 + 5}{20 + 15} = 0,21 \text{ МВт.}$$

4.3. Для системи гарячого водопостачання.

Система гарячого водопостачання – це цілорічне теплове навантаження, яке фактично не залежить від температур зовнішнього повітря, тому розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря ($-15\text{ }^{\circ}\text{C} - +8\text{ }^{\circ}\text{C}$) буде постійною величиною, яка становить $0,42 \text{ МВт}$. Але в міжопалювальний (літній) період року змінюється температура холодної води, тому змінюється і теплове навантаження системи гарячого водопостачання. Приймається, що температура холодної води в опалювальний період становить $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$, а в міжопалювальний – $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначаємо теплове навантаження системи гарячого водопостачання у міжопалювальний (літній період року):

$$Q_{s\max}^{hm} = Q_{\max}^{hm} \cdot 0,82 \cdot K = 0,42 \times 0,82 \times 1,0 = 0,344 \text{ МВт.}$$

Таблиця 9.1 – Визначення теплових навантажень відносно температур зовнішнього повітря

Теплові навантаження	Температура зовнішнього повітря								К
	-15	-10	-5	0	1	5	8	10	
$Q_{\max}$, МВт	2,50	2,10	1,69	1,29	1,21	0,89	0,65	—	
$Q_{v\max}$, МВт	1,50	1,26	1,02	0,77	0,73	0,53	0,39	—	
$Q_{гвп,\max}$ МВт	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,34	1,00

5. Визначаємо температури теплоносія відповідно до температур зовнішнього повітря.

Наведено приклад розрахунку температур теплоносія для температури зовнішнього повітря $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для решти температур зовнішнього повітря розрахунки проводити аналогічно.

5.1. Подавальний трубопровід теплової мережі:

$$T_1^t = t_b + (\tau_{п} - t_b) \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + (T_1 - \tau_{п}) \cdot \bar{Q}_o$$

$$\bar{Q}_o^{0,8} = \frac{(t_b - t_t)}{(t_b - t_o)} = \frac{(16 + 5)}{(16 + 15)} = 0,677.$$

$$\bar{Q}_o^{0,8} = \frac{(t_B - t_t)}{(t_B - t_0)} = \frac{(16 + 5)}{(16 + 15)} = 0,73.$$

$$\tau_n = \frac{T_{11} + T_2}{2} = \frac{95 + 70}{2} = 82,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$T_1^t = t_B + (\tau_n - t_B) \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + \bar{Q}_o (T_1 - \tau_n) = \\ = 16 + (82,5 - 16) \cdot 0,677^{0,8} + 0,677 \cdot (115 - 82,5) = 86,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

5.2. Зворотний трубопровід теплової мережі:

$$T_2^t = T_1^t - \bar{Q}_o (T_1 - T_2) = 86,7 - 0,677 \cdot (115 - 70) = 56,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

5.3. Подавальний трубопровід системи опалення:

$$T_{11}^t = T_1^t - \bar{Q}_o (T_1 - T_{11}) = 86,7 - 0,677 \cdot (115 - 70) = 56,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Розрахунок зводимо в таблицю 9.2

Таблиця 9.2 – Визначення температур теплоносія відносно температур зовнішнього повітря

Температура	-15	-10	-5	0	1	5	8	10
T1	115,0	101,0	86,7	72,0	70,0	70,0	70,0	70,0
T2	70,0	63,3	56,2	48,7	48,2	48,2	48,2	48,2
T11	95,0	84,3	73,2	61,6	60,3	60,3	60,3	—

Увага! Оскільки наявне гаряче водопостачання, температурний графік опалювально-побутовий, тобто маємо точку «зламу» температурного графіка при температурі теплоносія у подавальному трубопроводі при +70 °С.

6. Визначаємо витрати теплоносія на потреби систем опалення, вентиляції та гарячого водопостачання.

Наведено приклад розрахунку витрати теплоносія для температури зовнішнього повітря -5 °С. Для решти температур зовнішнього повітря розрахунки потрібно проводити аналогічно.

6.1. Система опалення:

$$G_t^o = \frac{Q_t^o \cdot 1000}{1,163 \cdot (T_1^t - T_2^t)} = \frac{1,69 \times 1000}{1,163 \cdot (86,7 - 56,2)} = 47,8 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

6.2. Система вентиляції:

$$G_t^v = \frac{Q_t^v \cdot 1000}{1,163 \cdot (T_1^t - T_2^t)} = \frac{1,02 \times 1000}{1,163 \cdot (86,7 - 56,2)} = 28,7 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

6.3. Система гарячого водопостачання для одноступеневої паралельної схеми, зимовий період року:

$$G_t^h = \frac{Q_t^h \cdot 1000}{1,163 \cdot (T_1^t - T_2^t)} = \frac{0,42 \times 1000}{1,163 \cdot (86,7 - 56,2)} = 11,8 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

6.4. Система гарячого водопостачання для одноступеневої паралельної схеми, літній період року:

$$G_t^{hs} = \frac{Q_t^{hs} \cdot 1\,000}{1,163 \cdot (T_1^t - T_2^t)} = \frac{0,344 \times 1\,000}{1,163 \cdot (86,7 - 56,2)} = 13,6 \frac{\text{т}}{\text{год}}.$$

Розрахунок зводимо в таблицю 9.3

Таблиця 9.3 – Визначення витрат теплоносія відносно температур зовнішнього повітря

t _в , °C	-15	-10	-5	0	1	5	8	10
G _o , т/год	47,8	47,8	47,8	47,8	47,8	35,0	25,4	—
G _v , т/год	28,7	28,7	28,7	28,7	28,7	21,0	15,3	—
G _{hmax} , т/год	8,0	9,6	11,8	15,5	16,6	16,6	16,6	13,6
ΣG, т/год.	84,5	86,0	88,3	92,0	93,0	72,5	57,3	13,6

7. Відповідно до отриманих даних будуємо графік витрати теплоносія (рис. 9.1).

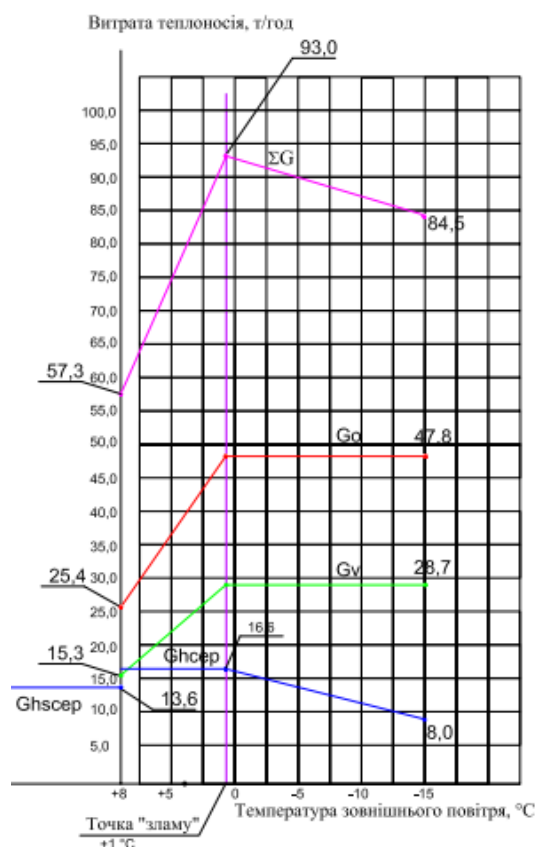


Рисунок 9.1 – Графік витрат теплоносія

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 9

Задача № 1

Відповідно до отриманих результатів задачі № 1 (тема 6) та вихідних даних таблиці 9.4 виконати побудову графіка витрати теплоносія. Відповідь подати в табличному та графічному вигляді.

Таблиця 9.4 – Вихідні дані

№ з/П	Місто	Споживач
1	2	3
1	Харків	Житловий будинок
2	Черкаси	Дитячий садок
3	Дніпро	Школа
4	Ромни	Адміністративна будівля
5	Житомир	Житловий будинок
6	Запоріжжя	Дитячий садок
7	Івано-Франківськ	Школа
8	Суми	Адміністративна будівля
9	Київ	Житловий будинок

Продовження таблиці 9.4

1	2	3
10	Тернопіль	Дитячий садок
11	Кривий Ріг	Школа
12	Ужгород	Адміністративна будівля
13	Чернігів	Житловий будинок
14	Умань	Дитячий садок
15	Луцьк	Школа
16	Львів	Адміністративна будівля
17	Миколаїв	Житловий будинок
18	Одеса	Дитячий садок
19	Полтава	Школа
20	Рівне	Адміністративна будівля
21	Хмельницький	Житловий будинок
22	Лубни	Дитячий садок
23	Чернівці	Школа
24	Херсон	Адміністративна будівля
25	Гайворон	Житловий будинок
26	Вінниця	Дитячий садок
27	Ізмаїл	Школа
28	Лозова	Адміністративна будівля
29	Харків	Житловий будинок
30	Київ	Дитячий садок

10 ПОБУДОВА П'ЄЗОМЕТРИЧНОГО ГРАФІКА

Мета заняття – навчитися самостійно будувати п'єзометричний графік.

Теоретичні положення. П'єзометричний графік теплової мережі або графік п'єзометричних напорів будують із метою ув'язування тисків у різних точках системи з профілем місцевості та геометричними розмірами об'єктів теплопостачання. Зручність п'єзометричного графіка полягає в тому, що на ньому основні компоненти системи теплопостачання (місцевість, споживачі, трубопроводи, джерело теплопостачання) і тиск теплоносія в трубопроводах відображаються в одних і тих самих одиницях – одиницях довжини (зазвичай у метрах), що дозволяє легше та точніше узгоджувати режими роботи системи з особливостями геометрії її складових. До того ж за результатами побудови п'єзометричного графіка підбирають основне обладнання систем – насосне,

оскільки потрібний напір будь-якого насоса¹⁶ визначає саме прийнятий до роботи п'єзометричний графік.

П'єзометричний напір – це висота стовпа рідини, що створює тиск, який дорівнює тиску цієї рідини в розглядуваній точці, або це висота, на яку під дією власного тиску може піднятися рідина у вертикальній посудині, що сполучається з атмосферою.

Для визначення напору H за відомим тиском P використовують формулу

$$H = P/(\rho'g), \quad (10.1)$$

де ρ' – густина води, що залежить від її температури, кг/м^3 ;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,807 \text{ м/с}^2$.

П'єзометричний графік можна будувати для будь-якої системи, робочим тілом якої є рідина. У теплопостачанні такими системами можуть бути водяні теплові мережі з трубопроводами Т1, Т2, мережі гарячого водопостачання з трубопроводами Т3, Т4, конденсатопроводи з трубами Т8.

Графік п'єзометричних напорів будується, як мінімум, для двох основних режимів системи теплопостачання – статичного та динамічного.¹⁷

Статичний режим встановлюється в системі за умови зупинки мережних (циркуляційних) насосів. У статичному стані за відсутності руху теплоносія немає і втрат тиску, тому статичний напір є однаковим для всіх точок системи. Ця однаковість є одним із втілень закону сполучених судин.

У динамічному режимі внаслідок руху теплоносія тиск весь час втрачається саме в напрямі руху, тому найбільшим тиск (напір) буде на виході з мережного насоса, а найменшим – на вході до нього¹⁸. Так само тиск (напір) у подавальних трубопроводах однойменних ділянок буде завжди більшим, ніж у зворотних.

10.1 Попередній етап побудови п'єзометричного графіка

Побудову п'єзометричного графіка починають із визначення масштабу осей. Горизонтальна вісь графіка – вісь відстаней – починається з нульових значень. У початковій точці горизонтальної осі зазвичай розташовують джерело

¹⁶ На джерелі тепла – мережного та підживлювального, на насосних станціях, теплових пунктах та у споживачів – підвищувального, розвантажувального, змішувального.

¹⁷ Окрім двох основних режимів за допомогою п'єзометричного графіка можуть також аналізуватися динамічні режими з різними значеннями витрат теплоносія та статичні режими з різними рівнями статичних напорів у різні періоди року (зимовий, літній, перехідний).

¹⁸ Сам рух середовища спричиняє різниця тисків, яку створюють циркуляційні насоси: чим більшу різницю напорів створює циркуляційний насос, тим швидше рухається теплоносій і тим швидше напір буде втрачатися.

теплопостачання або ЦТП для розподільних мереж, звідки й починається відлік відстаней. Масштаб горизонтальної осі та ціну ділення вибирають так, щоб розміру горизонтальної осі вистачало для відображення основного розрахункового напрямку системи теплопостачання, тобто сумарної довжини ділянок від джерела тепла до найвіддаленішого споживача.

Розмірів вертикальної осі графіка – осі напорів – має вистачати для відображення всіх елементів системи теплопостачання, а також усіх можливих напорів для всіх точок у всіх режимах. Але початковий відлік вертикальної осі завжди приймають не нульовим, а дещо меншим за значення найнижчої позначки місцевості, округлюючи її в менший бік із кроком, кратним 5 м.

Для зручності і коректності побудову графіка рекомендується починати з креслення спрямленої схеми системи теплопостачання у двотрубному (або однотрубному) варіанті, починаючи з основного розрахункового напрямку та додаючи до нього вторинні напрями й відгалуження. Мережний насос джерела теплопостачання (або підвищувальний, циркуляційний насос на ЦТП) розміщують безпосередньо під вертикальною віссю графіка, а теплонагрівний пристрій джерела (котел, теплообмінник) – поряд із віссю зі зсувом на кілька міліметрів.¹⁹ Ділянки основного напрямку спрямленої схеми виконують у масштабі, прийнятому для горизонтальної осі графіка, а відгалуження умовно повертають до напрямку, паралельного до горизонтальної осі, показуючи осьовими лініями напрями зсувів зміщених вузлів. Окрім цього, бажано дотримуватися орієнтації відгалуження згідно з розрахунковою схемою (праворуч або ліворуч від основного напрямку). На спрямленій схемі кути поворотів основної розрахункової схеми «розгинають» до прямих ліній, проте, незалежно від значення кутів, показують їх дугами, підписуючи їхні значення. Таким чином, прийнятий порядок та принципи побудови спрямленої схеми забезпечують завдання горизонтальних координат усіх основних елементів системи теплопостачання.

Для побудови профілю місцевості використовують допоміжні вертикальні лінії, які піднімають від основних елементів системи теплопостачання. Відкладаючи на цих допоміжних лініях значення позначок відповідних елементів системи (котельні в місці виходу трубопроводу Т1 або Т3, вузлів трубопроводів, кутів поворотів, корпусів споживачів у місцях введення до них трубопроводу Т1 або Т3) отримують точки ліній місцевості, з'єднуючи які, будують лінії землі, починаючи з основного розрахункового

¹⁹ Зсув на схемі позначення котла або теплообмінника на кілька міліметрів від вертикальної осі здійснюють умовно з метою уникнення злиття лінії підйому напору в мережному насосі з лінією втрати напору в теплонагрівному пристрої.

напряму та додаючи в подальшому й відгалуження. Позначки потрібних точок місцевості визначають за схемою системи теплопостачання з геодезичними лініями. Для точок, розташованих між геодезичними лініями, позначки визначають за допомогою лінійки шляхом інтерполяції за формулою

$$H_T = H_M + (H_B - H_M) l_M / l_{M-B}, \quad (10.2)$$

де H_T – визначувана позначка точки, розташованої між двома геодезичними лініями з позначками H_M та H_B , м;

l_{M-B} – відстань між двома геодезичними лініями, виміряна за найкоротшим відрізком прямої, проведеної через визначувану точку, мм;

l_M – відстань між геодезичною лінією та визначуваною точкою, виміряна за тим ж відрізком, мм.

Після побудови профілю місцевості на п'єзометричному графіку показують інженерні системи споживачів, підімкнені до відповідної мережі.

Оскільки вертикальні габарити самої системи опалення наближаються до розмірів опалюваної будівлі, то для спрощення й із деяким запасом на п'єзометричному графіку відображають висоти самих будівель у вигляді вертикальних відрізків прямих ліній, піднятих від позначок місцевості в точках приєднання споживачів до теплової мережі. Біля кожного відрізка прямої, що зображує будівлю, проставляють її назву, номер або позначення.

10.2 Побудова п'єзометричного графіка у статичному режимі

Оскільки в статичному режимі внаслідок відсутності руху теплоносія втрати тиску відсутні й напір у всіх точках системи однаковий, лінії статичного напору будують одразу для обох магістралей – подавальної та зворотної. Лінію статичного напору або постійний статичний рівень розташовують так, щоб не порушувати два основні обмеження для статичного режиму:

1. Статичний напір не повинен бути меншим від мінімального напору, який приймається за умови забезпечення відсутності вакууму в будь-якій точці системи, що гарантується розташуванням напору вище будь-якої точки системи теплопостачання або підімкнених до неї споживачів.

2. Статичний напір не повинен перевищувати межу міцності будь-якого елемента системи, включаючи приєднаних абонентів; враховуючи, що саме обладнання абонентських систем підбирається на меншу міцність, ніж обладнання системи теплопостачання, перевірку дотримання цієї умови проводять на місцях підімкнення абонентів.

На етапі побудови графіка дотримання обмежувальних умов зручно відстежувати за допомогою обмежувальних ліній мінімального та максимального напорів.²⁰

Враховуючи запас у 5 м, лінію мінімального статичного напору будують шляхом з'єднання точок, на 5 м вище від верхніх точок абонентів (абонентських систем). Аналогічно будують лінію максимального статичного напору – шляхом з'єднання точок, на 55 м²¹ вище від нижніх точок абонентів (абонентських систем), оскільки саме в нижніх точках теплоносій під дією власної ваги буде мати найбільший тиск або напір.²²

Лінія фактичного статичного напору – це горизонтальна пряма лінія, що має розташовуватися між обома обмежувальними лініями, тобто лінія статичного напору не повинна перетинати ані лінію мінімальних, ані лінію максимальних статичних напорів.²³

Оскільки для систем теплопостачання помірних розмірів та спокійного рельєфу місцевості мінімальна різниця рівнів між лініями максимального та мінімального статичного напорів може складати десятки метрів, то, відповідно, існує можливість навіть із кроком в 1 м провести велику кількість горизонтальних прямих, що не будуть перетинати жодну з обмежувальних ліній. Проте для зменшення витрат електроенергії на підтримку статичного рівня²⁴ та для зниження ймовірності аварій для старих систем, що після тривалої експлуатації можуть перебувати в незадовільному стані, статичний рівень у системах теплопостачання встановлюють якомога ближче до лінії мінімального статичного напору переважно на 1–3 м вище від найвищого споживача плюс 5 м запасу.

10.3 Побудова п'єзометричного графіка у динамічному режимі

У динамічному режимі напори в подавальній магістралі завжди більші, ніж в однойменних ділянках зворотної магістралі, тому лінія кожної з магістралей будується окремо й має свої обмеження.

²⁰ Після побудови графіка обмежувальні лінії можна не відображати.

²¹ Висота 55 м – це 60 м напору, який має витримувати будь-яке обладнання та компоненти санітарно-технічних систем мінус 5 м запасу.

²² У складних випадках для систем теплопостачання значної протяжності та/або в разі рельєфу місцевості з великими розбіжностями позначок та висот абонентів можливе підімкнення споживачів за незалежною схемою або з використанням обладнання, що розраховується на більший напір. У цих випадках лінія максимального статичного напору може будуватися на 85–105 м вище нижніх точок тих споживачів, для яких використовується більш міцне обладнання, ніж зазвичай.

²³ Допускається лише торкання основною лінією обмежувальної лінії.

²⁴ Статичний напір у системі створює та підтримує підживлювальний насос (насоси).

Лінія мінімальних напорів зворотної магістралі будується з умови виключення можливості утворення вакууму та підсмоктування повітря, а також для запобігання кавітації на всмоктувальному патрубку мережного насоса.

Усі ці негативні явища виключаються, якщо абсолютний тиск (напір) у будь-якій точці системи буде не нижчим за атмосферний.

З урахуванням запасу в 5 м лінію мінімальних напорів зворотної магістралі будують на 5 м вище від лінії осі трубопроводів теплової мережі. На ділянках, де застосовують підземний або надземний на низьких опорах способи прокладання теплової мережі рівень осі трубопроводів відрізняється від рівня землі не більше ніж на 1–2 м і запас у 5 м перекриває ці відхилення, тому на таких ділянках дозволяється будувати лінію мінімальних напорів зворотної магістралі на 5 м вище рівня землі. Але в разі використання надземного прокладання на високих опорах, на естакадах та по стінах будівель рівень розташування теплопроводів над землею може наближатися до 5 м та перевищувати цю висоту, тому на ділянках з такими способами надземного прокладання лінія мінімальних напорів зворотної магістралі будується на 5 м вище від осі трубопроводів.

Лінія максимальних напорів зворотної магістралі будується виходячи з тих же умов, що й лінія максимальних статичних напорів (забезпечення неперевикнення межі міцності приєднаних абонентських систем), тому ці дві лінії збігаються та зливаються в одну.

Лінія мінімальних напорів подавальної магістралі для неперегрітого теплоносія²⁵ будується за тими ж вимогами, що й лінія мінімальних напорів зворотної магістралі, а тому вони збігаються та зливаються в одну.

У водяних теплових мережах, де за температурним графіком температура теплоносія в подавальній магістралі може перевищувати 100 °С, лінія мінімальних напорів подавальної магістралі будується за умови виключення можливості скипання перегрітого теплоносія. Відповідно, в трубопроводі з перегрітим теплоносієм тиск не повинен знижуватися нижче тиску насичення за температури теплоносія. Можливі два підходи до відображення цієї умови на п'єзометричному графіку залежно від того, для якої густини теплоносія знаходити втрати напору в гідравлічному розрахунку: для умовного теплоносія з густиною 1 000 кг/м³ або для того теплоносія, для якого складені розрахункові номограми чи таблиці.

²⁵ Перегрітою водою називають воду, що має температуру, вищу за температуру кипіння за атмосферного тиску. Для нормальних умов ця температура приймається в 100 °С, проте на високогір'ї температура кипіння може бути суттєво нижчою. Наприклад, на висоті 1 км над рівнем моря тиск атмосфери становить 0,9 бар і вода скипає за температури 97 °С, а на висоті 2 км при тиску 0,79 бар – за температури 94 °С.

У гідравлічному розрахунку втрати напору знаходять за формулою

$$\Delta H = \Delta P / (\rho' g), \quad (10.3)$$

де ρ' – густина води, що залежить від її температури, кг/м^3 ;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,807 \text{ м/с}^2$.

Якщо для підрахунку користуватися номограмами на рисунках Т.1 – Т.2 (дод. Т), які складені для густини $\rho' = 917 \text{ кг/м}^3$, то коефіцієнт перерахунку

$$k_H = 1 / (917 \times 9,807) = 1,112 \times 10^{-4} \quad (10.4)$$

і формула перерахунку (10.3) набуде вигляду

$$\Delta H = k_H \Delta P \quad (10.5)$$

для води з $\rho' = 917 \text{ кг/м}^3$. Тоді і втрати напору будуть більшими, ніж для умовного теплоносія з густиною 1000 кг/м^3 . Значення обмежувальних напорів залежно від температури теплоносія для різних густин наведені в таблиці 10.1. У стовпцях 2–4 подані напори на межі скипання, а стовпці 5–7 містять напори, що гарантують із запасом у 5 м нескипання перегрітого теплоносія з температурою зі стовпцем 1. При проміжних значеннях температур теплоносія напори нескипання знаходять шляхом інтерполяції.

Лінія максимальних напорів подавальної магістралі будується за умови неперевищення межі міцності трубопроводів та обладнання самої системи теплопостачання. Традиційно будь-яка система теплопостачання повинна комплектуватися обладнанням, розрахованим на роботу при тиску 1,6 МПа, або 160 м водяного стовпа. Проте, згідно з [1], мінімальний тиск, який мають витримувати всі компоненти теплової мережі, встановлено на рівні 1,0 МПа, що означає можливість застосування в теплових мережах трубопроводів та обладнання, розрахованих на тиск від 1,0 МПа до 1,6 МПа. З урахуванням цього лінія максимальних напорів подавальної магістралі будується на рівні 95 м вище осі теплотраси, проте за необхідності (складний рельєф, протяжна траса) може бути піднята до рівня 155 м. В останньому варіанті все комплектування теплотраси має повністю відповідати вимогам роботи при тиску 1,6 МПа.

Таблиця 10.1 – Напори нескипання перегрітого теплоносія залежно від температури насичення

Темпе- ратура теплоно- сія τ , °C	Напір скипання умовного теплоносія з $\rho = 1\,000$ кг/м ³ ΔH_y , м	Напір скипання теплоносія з $\rho = 917$ кг/м ³ ΔH_y , м	Напір скипання теплоносія з фактичною густиною ΔH_i , м	Напір нескипання умовного теплоносія з $\rho = 1\,000$ кг/м ³ та запасом до 5 м ΔH_{yz} , м	Напір нескипання теплоносія з $\rho = 917$ кг/м ³ та запасом до 5 м ΔH_{yz} , м	Напір нескипання теплоносія з фактичною густиною та запасом до 5 м ΔH_{iz} , м
150	38,21	41,67	41,67	43	47	47
140	26,52	28,92	28,64	32	34	34
130	17,22	18,78	18,42	22	24	23
120	9,92	10,82	10,52	15	16	16
110	4,28	4,67	4,50	9	10	10

Кожна лінія фактичних напорів подавальної та зворотної магістралей має розташовуватися між своїми обмежувальними лініями, жодна з ліній фактичних напорів не повинна перетинати свою обмежувальну лінію, проте перетинання «чужих» обмежувальних ліній допускається.

Креслення лінії фактичних напорів виконується за результатами гідравлічного розрахунку (за значеннями втрат напору) послідовно для зворотної та подавальної магістралей на окремих ділянках згідно з принципом побудови гіпотенузи прямокутного трикутника за двома відомими катетами. У такому прямокутному трикутнику горизонтальний катет – це довжина ділянки, а вертикальний катет – це втрати напору на цій ділянці. Побудову гіпотенузи трикутника можна вести як суто графічним способом (СГС), так і обчислювально-графічним способом (ОГС), тобто шляхом обчислення координати напору та нанесення цієї координати за допомогою шкали напорів вертикальної осі. Практика показує, що другий спосіб дає в результаті менше помилок та більшу точність.

У процесі побудови лінії напорів втрати напору на відповідній ділянці можуть як додаватися до напору в початковому вузлі, так і відніматися залежно від збігу напрямку побудови лінії напору з напрямом руху теплоносія. Якщо напрям побудови лінії напорів збігається з напрямом руху теплоносія, то напір кінцевого вузла отримують шляхом віднімання від напору початкового вузла втрат напору на ділянці. Якщо лінія напорів будується в напрямі, протилежному напрямку руху теплоносія, то напір кінцевого вузла отримують шляхом додавання втрат напору на ділянці до напору в початковому вузлі.

Способи побудови лінії динамічних напорів на ділянках показано на рисунку 10.1.

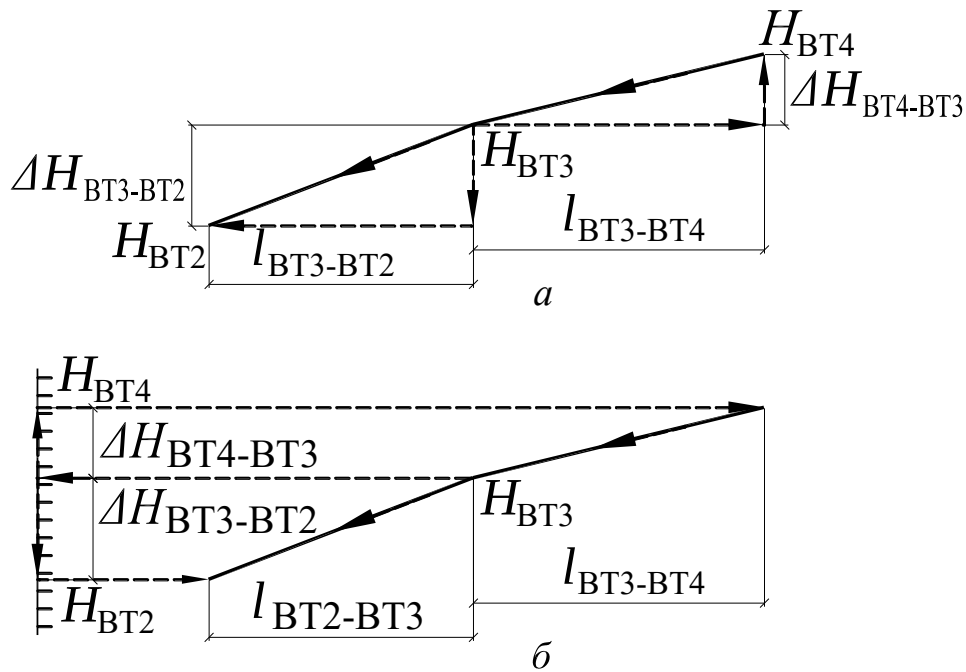


Рисунок 10.1 – Способи побудови лінії фактичних напорів:

а – суто графічний спосіб (СГС); б – обчислювально-графічний спосіб (ОГС)

На рисунку 10.1, а стрілками показано дві послідовності побудови лінії напору згідно з першим способом – суто графічним. За першою послідовністю від визначеного напору (H_{BT3}) спочатку віднімають по вертикалі втрати напору на відповідній ділянці ($\Delta H_{BT3-BT2}$), оскільки напрям побудови лінії напорів збігається з напрямом руху теплоносія, а потім від отриманої точки проводять горизонтальну пряму лінію до перетину з вертикальною лінією, що проходить через кінцевий вузол ділянки (BT2). Точка перетину горизонталі з вертикаллю і є напором H_{BT2} у вузлі BT2. З'єднуючи точки H_{BT2} та H_{BT3} , отримуємо лінію напорів на ділянці BT3-BT2. За другою послідовністю від точки з відомим напором H_{BT3} вузла BT3 спочатку проводять горизонтальну пряму лінію в напрямі кінцевого вузла ділянки (BT3-BT4), а потім з точки перетинану цією горизонталлю вертикалі, піднятої з кінцевого вузла (BT4), відкладають у вертикальному напрямі вгору (оскільки напрям побудови протилежний напрямку руху) втрати напору на ділянці ($\Delta H_{BT4-BT3}$), після чого з'єднують точку з напором у початковому вузлі (H_{BT3}) і точкою з напором у кінцевому вузлі (H_{BT4}).

Згідно з обчислювально-графічним способом, показаним на рисунку 10.1, б, побудова лінії напорів ведеться з використанням вертикальної осі. Від визначеного напору (H_{BT3}) проводять горизонтальну пряму лінію до перетинану з вертикальною віссю напорів. Якщо чисельне значення початкового напору (H_{BT3}) відоме, то воно має збігатися з отриманим

відліком у точці перетину горизонталі з вертикальною віссю. У разі збігу напрямку побудови лінії напорів з напрямком руху теплоносія від чисельного значення початкового напору (НВТ3) віднімають втрати напору на відповідній ділянці ($\Delta\text{НВТ3-ВТ2}$) і від отриманого відліку напору кінцевого вузла ділянки (НВТ2) проводять горизонтальну пряму лінію до перетину з вертикаллю, піднятою з кінцевого вузла ділянки, що будується. З'єднуючи точки напорів у відповідних вузлах, отримуємо потрібну лінію. Якщо напрям побудови лінії напорів протилежний напрямку руху теплоносія, втрати напору ($\Delta\text{НВТ4-ВТ3}$) арифметично додаються до значення відомого напору (НВТ3) у початковому вузлі та від отриманого відліку кінцевого напору (НВТ4) на шкалі вертикальної осі проводять горизонтальну пряму лінію до перетину з вертикаллю, піднятою з кінцевого вузла ділянки (ВТ4) і з'єднують отримані точки.

Більш висока точність обчислювально-графічного способу порівняно з суто графічним пояснюється тим, що у випадку ОГС можливі помилки та похибки побудови напору одного з вузлів не відбиваються на напорах наступних вузлів, оскільки значення напору кожного вузла відкладаються індивідуально за відліком на шкалі вертикальної осі.

Узагальнюючи викладене вище, можна зробити два висновки. Перший: побудову лінії напорів можна проводити з будь-якої точки в будь-якому напрямі. Другий: лінія фактичних напорів завжди має вигляд ламаної прямої лінії, форма якої залежить від втрат напорів на ділянках, визначених гідравлічним розрахунком, від довжин ділянок, а також від масштабів горизонтальної та вертикальної осі, та не залежить від напрямку, послідовності й способу побудови. Із формул (10.1) та (10.2) можна отримати вираз для обчислення відношення вертикального катета $\Delta\text{Н}$ до горизонтального l , яке є питомими втратами напору:

$$R\text{Н} = \Delta\text{Н}/l = R(1 + \alpha l)/(\rho'g). \quad (10.6)$$

Вони прямо пропорційні питомим втратам тиску R і обернено пропорційні густині теплоносія ρ' , проте тангенс кута нахилу лінії напору (гіпотенузи прямокутного трикутника) залежить також від відношення масштабів вертикальної та горизонтальної осі п'єзометричного графіка, тому після зміни масштабу змінюється і кут нахилу. Отже, рекомендоване співвідношення вертикального та горизонтального масштабів п'єзометричного графіка, що будується на папері формату А4, для систем із довжиною основного напрямку 300–1 000 м становитиме 10 : 20.

Власне побудова лінії напорів у динамічному режимі починається зі зворотної магістралі, але перед початком побудови необхідно правильно

визначити початкову точку. На вибір початкової точки здебільшого впливають співвідношення змінювання рельєфу місцевості та питомих втрат напору на ділянках.

Якщо лінія рельєфу землі близька до горизонталі або рівень землі зменшується з віддаленням від джерела теплопостачання, то визначальною точкою для початку побудови лінії напорів зворотної магістралі буде джерело теплопостачання, оскільки саме біля джерела лінія напорів зворотної магістралі буде найбільше наближатися до лінії мінімальних напорів зворотної магістралі.

Якщо позначки профілю місцевості вздовж траси від найвіддаленішого споживача до джерела теплопостачання або ЦТП зменшуються більше, ніж втрачається напір у зворотній магістралі, то визначальною точкою для початку побудови лінії напорів зворотної магістралі буде найвіддаленіший споживач.

Нарешті, якщо з віддаленням від джерела теплопостачання або ЦТП швидкість зростання позначок землі випереджає втрати напору лише до певного проміжного вузла, то саме цей вузол і буде визначальним для початку побудови лінії напорів зворотної магістралі.

Додатковою умовою, якої варто дотримуватися в процесі побудови лінії напорів зворотної магістралі, є відсутність її перетину з лінією мінімальних статичних напорів для невисоких будівель із метою виключення можливості утворення вакууму у верхніх точках систем споживачів. Ця умова не є критичною, оскільки виключити утворення вакууму в системі споживача можна шляхом встановлення регулятора тиску «до себе» на зворотній лінії абонента, проте за відсутності гострої потреби, пов'язаної зі складним рельєфом та високими абонентами, цю умову не варто порушувати.

Отже, якщо висоти будівель не перевищують 20 м, умова неперетину лінії зворотної магістралі з лінією мінімальних статичних напорів також є обов'язковою і легкою для реалізації.

Найлегшим способом ручного креслення є визначення оптимального варіанта розміщення лінії напорів у динамічному режимі, тобто його визначення за допомогою шаблону, який легко виготовити самостійно з товстого паперу або картону. Ширина шаблону має бути не меншою від довжини основного напрямку в масштабі горизонтальної осі, висота – не меншою від втрат напору на основному напрямі в масштабі вертикальної осі.

Побудова лінії напорів ведеться від довільної точки в масштабах графіка так само, як на самому графіку. Піднімаючи шаблон вище та опускаючи його нижче на графіку, що вже має всі обмежувальні лінії, обирають найоптимальніше розташування лінії напорів зворотної магістралі, після чого проводять цю лінію, використовуючи шаблон, як лінійку або лекало. Цей самий

шаблон використовують для проведення лінії напорів подавальної магістралі, повернувши його дзеркально відносно горизонтальної осі або осі симетрії графіка в динамічному режимі.

У разі застосування комп'ютерного креслення лінію напорів будують за правилами, наведеними вище, а в разі потреби пересувається вище або нижче до задоволення всіх вимог так само, як і шаблон. Після остаточної побудови та/або розміщення лінії напорів зворотної магістралі на всьому основному розрахунковому напрямі від джерела теплопостачання до найвіддаленішого споживача відкладають втрати напору цього споживача у вигляді вертикальної прямої лінії. Мінімальний розмір втрат напору будь-якого споживача встановлюється згідно з [1] на рівні 0,2 МПа, що приблизно відповідає 21 м втрат напору.

Згідно з різновидом втрат напору (від джерела тепла до споживачів подавальною магістраллю та від споживачів до джерела зворотною) дотримання мінімальних втрат напору на останньому споживачеві автоматично забезпечує виконання цієї умови для всіх інших споживачів. Тому, якщо немає інших відомостей, на останньому споживачеві відкладають саме 21 м втрат напору. Проте за необхідності розташування лінії напорів подавальної магістралі ще вище можна продовжувати збільшувати наявний напір на останньому споживачеві (тобто різницю напорів подавальної та зворотної магістралі).

Лінія фактичних напорів подавальної магістралі будується від напору у подавальній магістралі найвіддаленішого споживача (який було визначено за його втратами напору) у напрямі, протилежному напрямку руху теплоносія, тому втрати напору на відповідних ділянках додаються до напору в початковому вузлі. За допомогою шаблону можна провести лінію напорів подавальної магістралі, розташувавши шаблон дзеркально симетрично відносно горизонталі, проведеної через середину лінії втрат напору останнього споживача.

Приклад побудови графіка п'єзометричних напорів у статичному та динамічному режимах для системи теплопостачання показаний на рисунку 10.2.

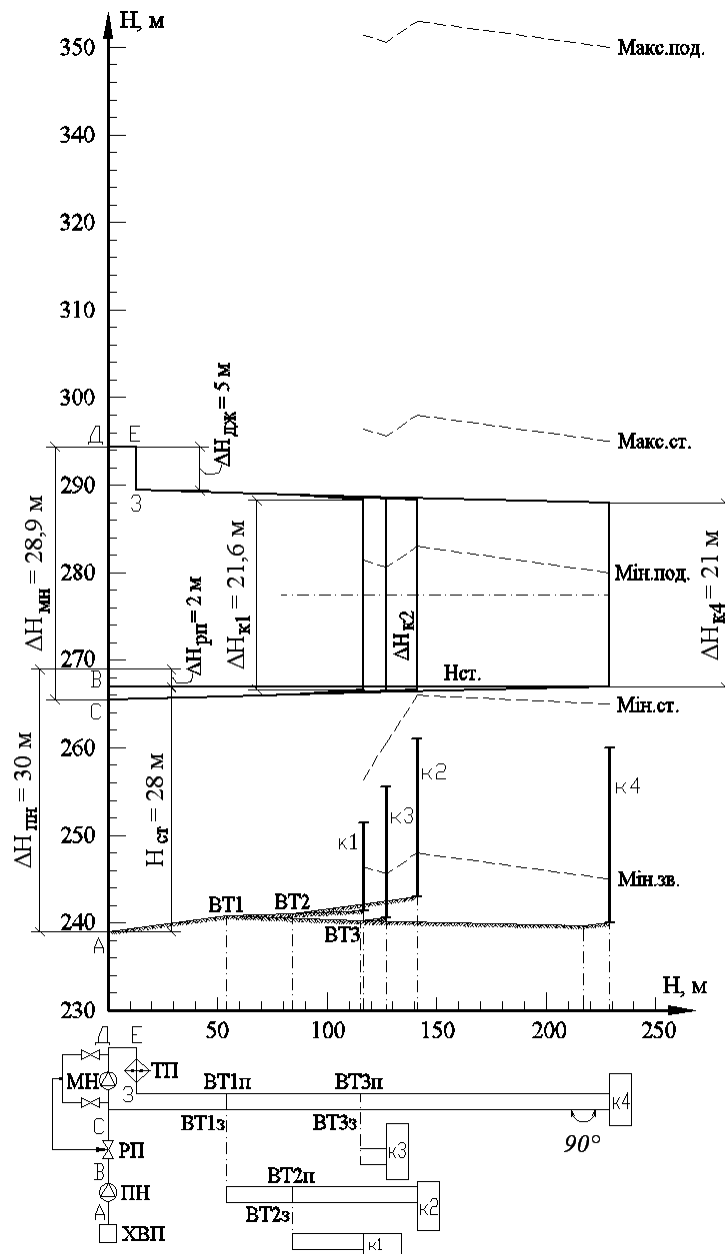


Рисунок 10.2 – Графік п'єзометричних напорів у статичному та динамічному режимах:

Мін. зв. – лінія мінімальних напорів зворотної магістралі; Мін. под. – лінія мінімальних напорів подавальної магістралі; Макс. под. – лінія максимальних напорів подавальної магістралі; Макс. ст. – лінія максимальних статичних напорів; Мін. ст. – лінія мінімальних статичних напорів; Нст. – лінія проектного статичного напору; ВТ1з – ВТ3з – вузли трубопроводів зворотної магістралі графіка; ВТ1п – ВТ3п – те саме подавальної магістралі; К1 – К4 – споживачі; МН і ПН – мережний і підживлювальний насоси; РП – регулятор підживлення; ТП – теплонагрівальний пристрій (котел, теплообмінник); ХВП – комплекс хімводопідготовки

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 10

Задача № 1

Виконати побудову п'єзометричного графіка водяної теплової мережі відповідно до вихідних даних таблиці 10.2 та рисунка 10.3. Дані втрат напору на ділянках та температуру теплоносія прийняти відповідно до виконаного завдання (тема 8, задача № 1). Основна розрахункова ділянка Буд. 1 – ВТ1 – ЦТП. Відгалуження Буд. 2 – ВТ1. У системах опалення споживачів встановлені чавунні радіатори. Необхідний наявний напір у споживача 1 прийняти 15 м вод. ст. Втрати напору на ЦТП прийняти 10 м вод. ст.

Таблиця 10.2 – Вихідні дані

Ч. ч.	Геодезичні позначки					Висота, м		
	а	б	в	г	д	Будівля 1	Будівля 2	Котельня
1	250	249	252	254	255	20	15	12
2	260	257	258	256	258	15	18	6
3	270	272	273	274	278	18	12	6
4	278	274	275	272	270	12	20	12
5	280	281	282	283	278	8	16	6
6	283	280	282	279	283	18	16	12
7	250	249	252	254	255	10	15	6
8	260	257	258	256	258	12	18	6
9	270	272	273	274	278	20	15	12
10	278	274	275	272	270	15	18	6
11	280	281	282	283	278	18	12	12
12	283	280	282	279	283	12	20	6
13	250	249	252	254	255	8	16	6
14	260	257	258	256	258	18	16	12
15	270	272	273	274	278	10	15	6
16	278	274	275	272	270	12	18	12
17	280	281	282	283	278	20	15	6
18	283	280	282	279	283	15	18	6
19	250	249	252	254	255	18	12	12
20	260	257	258	256	258	12	20	6
21	278	274	275	272	270	12	18	6
22	280	281	282	283	278	20	15	12
23	283	280	282	279	283	15	18	6
24	250	249	252	254	255	18	12	12
25	260	257	258	256	258	12	20	6
26	270	272	273	274	278	8	16	6
27	278	274	275	272	270	18	16	12
28	280	281	282	283	278	10	15	6
29	283	280	282	279	283	12	18	12
30	250	249	252	254	255	20	15	6

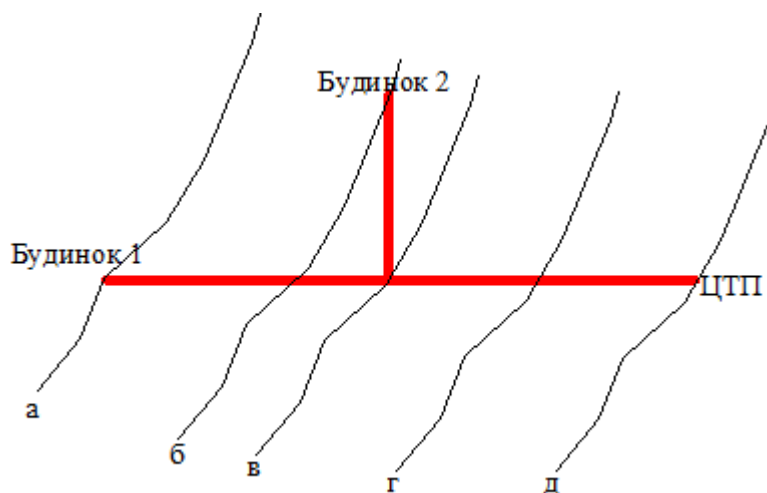


Рисунок 10.3 – Схема для побудови п'єзометричного графіка

11 БУДІВЕЛЬНИЙ ПЛАН ТА МОНТАЖНА СХЕМА ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Мета заняття – навчитися самостійно проєктувати будівельний план та монтажну схему теплових мереж.

Теоретичні положення. Будівельний план та монтажна схема водяних теплових мереж розробляються шляхом поєднання розрахункових схем усіх розроблених систем з урахуванням їхньої кількості в кожній системі.²⁶ Приклад будівельного плану наведено на рисунку 11.1, монтажної схеми – на рисунку 11.2.

На будівельному плані та монтажній схемі відображають всіх споживачів, автомобільні шляхи з під'їздами до будівель та власне теплову мережу. Будівлі, автомобільні шляхи зображають основними тонкими лініями, дещо товстішими за розмірні. У процесі креслення будівель дотримуються обраного масштабу (1 : 500, 1 : 1 000), для автомобільних шляхів необхідно дотримуватися тільки поздовжнього (осьового) масштабу,²⁷ поперечні розміри можна збільшувати, щоб уникнути «злиття» проїжджої частини в одну лінію. Власне схему теплової мережі виконують без масштабу, проте рекомендується дотримуватися поздовжнього (осьового) масштабу (1 : 500, 1 : 1 000) для

²⁶ Для закритої водяної теплової мережі виконується інженерний гідравлічний розрахунок тільки подавальних трубопроводів, а діаметри зворотних трубопроводів приймаються однаковими на відповідних ділянках. Система гарячого водопостачання може бути безциркуляційною і мати тільки розподільні трубопроводи, а може включати й циркуляційні трубопроводи, які повинні розраховуватися окремо. Для спрощення допускається діаметри циркуляційних трубопроводів приймати на 1–2 ступені меншими від розподільних діаметрів на відповідних ділянках.

²⁷ Дотримання поздовжнього масштабу означає, що в ньому показують відстані між поворотами, перехрестями і т. ін., які заміряють і між осями.

відстаней між осями відгалужень, поворотів траси та компенсаторів. Поперечний масштаб може діяти лише для відстаней від будівель до поздовжньої осі теплотраси.

Водяна тепла мережа обов'язково повинна містити трубопроводи всіх розроблених систем (водяної теплової мережі, системи ГВ), компенсатори, нерухомі опори та вузли трубопроводів на відгалуженнях до споживачів. Також на мережі позначають кути поворотів, якщо вони не дорівнюють 90°.

Кожен трубопровід показують основною товстою лінією завширшки 0,5 мм на умовній відстані 2 мм один від одного. Чинними нормами [13] передбачено стандартні позначення трубопроводів: Т1 та Т2 – подавальний та зворотний трубопроводи водяної теплової мережі, Т3 та Т4 – подавальний та циркуляційний трубопроводи системи гарячого водопостачання.

Порядок розташування трубопроводів визначається декількома вимогами та правилами:

1. За напрямом розповсюдження тепла від джерела або ЦТП до споживачів трубопроводи розташовують справа наліво, починаючи від трубопроводів із найбільшою температурою теплоносія та діаметром і закінчуючи тими, у яких температура теплоносія та діаметр найменші²⁸.

2. У процесі розташування трубопроводів водяної теплової мережі за п. 1 пари трубопроводів, що належать до однієї системи, не розбивають, тобто розташовують Т2 поряд із Т1, Т4 поряд із Т3.

Трубопроводи позначають на монтажній схемі відповідними літерно-чисельними позначеннями, які вписують у розриви ліній, що їх зображають, або розташовують поряд із ними. Також на кожній ділянці (між двома відгалуженнями або між відгалуженням та будівлею) трубопроводи позначають підписами на виносних лініях, де вказують тип трубопроводу, його зовнішній діаметр, товщину стінки та загальний діаметр з урахуванням теплової ізоляції (для труб ППУ), наприклад: Т1 Ø133/250×4. Підписи всіх трубопроводів розташовують один над одним у вигляді вертикальної таблички. Порядок розташування підписів (згори вниз) має відповідати порядку перетину ліній трубопроводів виносною лінією в разі її проведення від таблички.

Компенсатори або компенсаційні елементи мають розташовуватися між кожними двома нерухомими опорами. П-подібні компенсатори позначають на монтажній схемі літерою К із порядковим номером компенсатора, наприклад:

²⁸ Це насамперед пов'язано з можливістю розміщення розташованих у горизонтальній площині П-подібних компенсаторів менших розмірів у середині аналогічних компенсаторів більших розмірів. Оптимальне рішення про порядок розташування трубопроводів приймається після порівняння розмірів компенсаторів на основних магістральних ділянках (починаючи з виходу від джерела тепла), де найбільша кількість трубопроводів із найбільшими діаметрами.

K1, K3, K8 і т. і. На монтажній схемі П-подібні компенсатори показують у вигляді П-подібної скоби, що розрізає та перериває лінії всіх трубопроводів, виступаючи за їхні межі.

Осьові компенсатори (сальникові, сильфонові, манжетні) застосовують лише на прямолінійних ділянках траси і позначають літерами ОК з порядковим номером: ОК1, ОК2 тощо.

Нерухомі опори використовують для закріплення на місцевості окремих точок теплотраси з метою сприйняття термічних напружень і запобігання неконтрольованій деформації трубопроводів теплової мережі. Нерухомі опори обов'язково розташовують на виході з джерела тепла, перед будівлею кожного споживача і перед кожним відгалуженням у вузлі трубопроводів або перед ним у напрямі розподілу тепла від джерела теплопостачання до споживачів. Окрім цього, нерухомі опори можуть також розташовуватися поза вузлами трубопроводів на прямолінійних ділянках траси, якщо довжина такої ділянки перевищує рекомендовану відстань між нерухомими опорами. Допустимі відстані між щитовими нерухомими опорами наведені в таблиці С.2 (дод. С). Якщо ділянка містить трубопроводи з різними діаметрами та видами теплоносія, то відстань між нерухомими опорами вибирається за мінімальним значенням, що потребує будь-який трубопровід на ділянці. Наприклад, якщо на прямолінійній ділянці або ділянці з поворотом на кут більше 150° , яка має довжину 120 м і містить, окрім інших, трубопровід із найменшим діаметром $D_y = 100$ мм, застосовують П-подібні компенсатори, ділянку необхідно розділити на два відрізки додатковою нерухомою опорою і на кожному з відрізків встановити свій компенсатор.

Вузли трубопроводів улаштовують на всіх відгалуженнях трубопроводів: як на магістральних, так і на відводах до споживачів, а також у місцях, де є потреба в обслуговуванні трубопроводів, наприклад, на місцях переходів від одного способу прокладання до іншого. У вузлах трубопроводів показують:

- 1) місце приєднання кожного трубопроводу відгалуження до магістрального трубопроводу жирною крапкою;

- 2) запірну арматуру на кожному відгалуженні до споживача незалежно від діаметра відгалуження;

- 3) запірну арматуру на відгалуженнях із умовним діаметром 100 мм та більше;

- 4) переходи діаметрів після відгалужень, якщо за гідравлічним розрахунком відповідної системи ділянка після відгалуження має менший діаметр, ніж до нього;

The diagram illustrates a heating network with two main circuits:

- Top Circuit (Red Lines):** Connects the boiler area (KOTEL'NA) to the school building (ЗАГАЛЬНО-ОСВІТНЯ ШКОЛА). It includes points H1, H2, H6, H4, and BTi-2. Pipe specifications include T1 D108/200 ППУ, T2 D108/200 ППУ, T1 D76/140 ППУ, and T2 D76/140 ППУ.
- Bottom Circuit (Blue Lines):** Connects the school building (ЗАГАЛЬНО-ОСВІТНЯ ШКОЛА) back to the boiler area (KOTEL'NA). It includes points H5, H3, and BTi-1. Pipe specifications include T1 D89/160 ППУ and T2 D89/160 ППУ.

Key components and labels include:

- KOTEL'NA**: Boiler house at the bottom center.
- ЗАГАЛЬНО-ОСВІТНЯ ШКОЛА**: General education school on the left side.
- ПОЧАТКОВА ШКОЛА**: Starting school at the top right.
- BTi-1, BTi-2**: Thermal isolation points or valves.
- H1-H6**: Specific nodes or heat exchangers in the network.
- КП1-КП7**: Control points or pumps along the pipes.
- T1, T2**: Designations for different types of pipes or sections.
- D**: Pipe diameter.
- ППУ**: Polypropylene (Polyethylene) insulation type.

86

Вузол трубопроводів позначають на монтажній схемі окружністю, викресленою тонкою лінією, що охоплює всі основні складові елементи відгалуження (запірну арматуру, точки приєднання трубопроводів, переходи діаметрів тощо). Вузол трубопроводів позначають літерами ВТ із порядковим номером вузла, наприклад: ВТ1, ВТ4, ВТ5 тощо.

Кути поворотів показують на монтажній схемі у випадках, коли вони не є прямими. Кут показують із внутрішнього боку повороту, зазначаючи його розмір у градусах підписом на дузі, викресленої між сторонами лінії найближчого до внутрішнього кута трубопроводу. Кут позначають літерами КП з порядковим номером кута: КП1, КП2 тощо.

Дренажні колодязі влаштовують зазвичай у разі підземного прокладання в нижніх точках теплотраси поряд із вузлом трубопроводів із метою відведення теплоносія у дренаж під час виконання ремонтних робіт або з метою зниження рівня ґрунтових вод. Колодязі позначають літерами КД із порядковим номером колодязя: КД1, КД2 тощо.

Нумерація позначень вузлів трубопроводів, нерухомих опор, компенсаторів, кутів повороту ведеться здебільшого від джерела тепла основною магістраллю й далі другорядними гілками та відгалуженнями до споживачів. Проте потрібно пам'ятати, що точки, що відповідають вузлам трубопроводів, вже мали певні номери в розрахункових схемах гідравлічних розрахунків, які присвоювалися за таким самим принципом. Тому з метою уникнення плутанини потрібно надавати вузлам трубопроводів номери відповідно до розрахункових схем.

12 ПРОКЛАДАННЯ ТРУБОПРОВОДІВ. РОЗРІЗИ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ. ДЕТАЛЮВАННЯ ТРУБОПРОВОДІВ

Мета заняття – ознайомитися з видами прокладання типових мереж, набути навичок щодо підбору каналів тепломережі, компенсаторів, опор та теплофікаційних вузлів.

12.1 Види прокладання теплових мереж. Канали теплових мереж.

Теоретичні положення. Спосіб прокладання теплових мереж може бути підземним і надземним.

Згідно з [1] у містах та інших населених пунктах виконують зазвичай підземне прокладання теплових мереж (безканальне із попередньо ізольованих

трубних секцій, у каналах, у тунелях спільно чи роздільно з іншими інженерними мережами).

Прохідні канали зазвичай застосовують у випадку прокладання в одному напрямі не менше п'яти труб великого діаметра. Висота прохідного каналу має становити не менше ніж 1,8 м, ширина проходу – не менше ніж 0,7 м.

Напівпрохідні канали застосовують за умови наявності обмеженого простору та неможливості ані використання прохідних каналів, ані проведення розкривних робіт для ремонту зазвичай на коротких ділянках мереж. Висота напівпрохідного каналу має бути не менше ніж 1,4 м, ширина проходу – не менше ніж 0,6 м.

Непрохідні канали застосовують у разі підземного прокладання трубопроводів, що не потребують постійного нагляду й обслуговування, з метою здешевлення та спрощення теплотраси і будівельних робіт. Приклад непрохідного каналу наведено на рисунку 14.1.

Прокладання у непрохідних каналах є найрозповсюдженішим способом. Непрохідні канали виконують зі збірних залізобетонних виробів і за конструктивними рішеннями поділяють на три типу: КЛ, КЛп, КЛс. Непрохідні канали типу КЛ збирають із лоткових елементів та перекривають плитами, канали типу КЛп – із лоткових елементів, які опираються на плити, канали типу КЛс – із нижніх та верхніх лоткових елементів (рис. Н.1 – Н.3., дод. Н). Номенклатура збірних залізобетонних виробів каналів складається з лоткових елементів та плит перекриття. Розміри лотків наведені в таблиці Н.1 (дод. Н). Під час прокладання теплових мереж зазвичай використовують канали типу КЛ, тому що канали типів КЛп і КЛс ускладняють проведення монтажно-зварювальних робіт.

Розміри каналу залежать від кількості трубопроводів, їхнього діаметра (з урахуванням теплової ізоляції), а також відповідно до вимог мінімальних відстаней у просвіті між трубопроводами та будівельними конструкціями каналу. Дані мінімальних відстаней наведено в табл. П.1 дод. П).

Мінімальна глибина прокладання при підземному каналному прокладанні згідно з [1] становить 0,5 м від верху плити перекриття до рівня землі (допускається зменшення глибини до 0,3 м) у місцях введення до споживачів.

Мінімальна глибина безканального прокладання, згідно з [1], становить 0,7 м від поверхні теплової ізоляції трубопроводу до поверхні землі. Можливе зменшення глибини до 0,5 м на теплових введеннях до споживачів.

Перевагами каналного прокладання порівняно з безканальним прокладанням трубопроводів є можливість зменшення відстані від конструкції

теплової мережі до будівельних конструкцій і споруд. Це особливо важливо в обмежених умовах міської забудови.

Приклад.

Вихідні дані:

- підземне канальне прокладання теплової мережі, у каналах типу КЛ;
- чотиритрубна система теплопостачання;
- трубопроводи водяних теплових мереж Т1 і Т2: діаметр $159/250 \times 4,5$ мм;
- трубопроводи мережі гарячого водопостачання Т3: діаметр $114/200 \times 4,0$ мм, та Т4: діаметр $76/140/3,5$.

Номенклатура сталевих попередньо ізольованих трубопроводів (ППУ) наведена в таблиці М.1 (дод. М) відповідно до даних [36].

Порядок виконання:

1. Знаходимо мінімальну ширину каналу з урахуванням вимог таблиці П.1 (дод. П):

$$250 + 140 + 250 + 140 + 200 + 140 + 140 + 80 + 70 = 1\,270 \text{ мм},$$

де 250 мм – зовнішній діаметр трубопроводів Т1 і Т2 з урахуванням теплової ізоляції;

200 мм – зовнішній діаметр трубопроводу Т3 з урахуванням теплової ізоляції;

140 мм – зовнішній діаметр трубопроводу Т4 з урахуванням теплової ізоляції;

140 мм – відстань до теплової ізоляції між суміжними конструкціями трубопроводів для труб Ду 100–250 мм;

80 мм – відстань між тепловою ізоляцією трубопроводу до стіни будівельної конструкції для труб з діаметром Ду 100–250 мм;

70 мм – відстань між тепловою ізоляцією трубопроводу до стіни будівельної конструкції для труб з діаметром Ду 25–80 мм.

2. Знаходимо мінімальну висоту каналу з урахуванням вимог таблиці П.1 (дод. П):

$$150 + 250 + 50 = 450 \text{ мм},$$

де 150 мм – мінімальна відстань від теплової ізоляції трубопроводу до дна каналу для труб з діаметром Ду 100–250 мм;

250 мм – зовнішній діаметр трубопроводів Т1 і Т2 з урахуванням теплової ізоляції;

50 мм – мінімальна відстань від теплової ізоляції трубопроводу до перекриття каналу.

3. Згідно з даними таблиці Н.1 (дод. Н) обираємо канал КЛ розміром $1\,500 \times 450$ мм. Результати вибору наведено на рисунку 12.1.

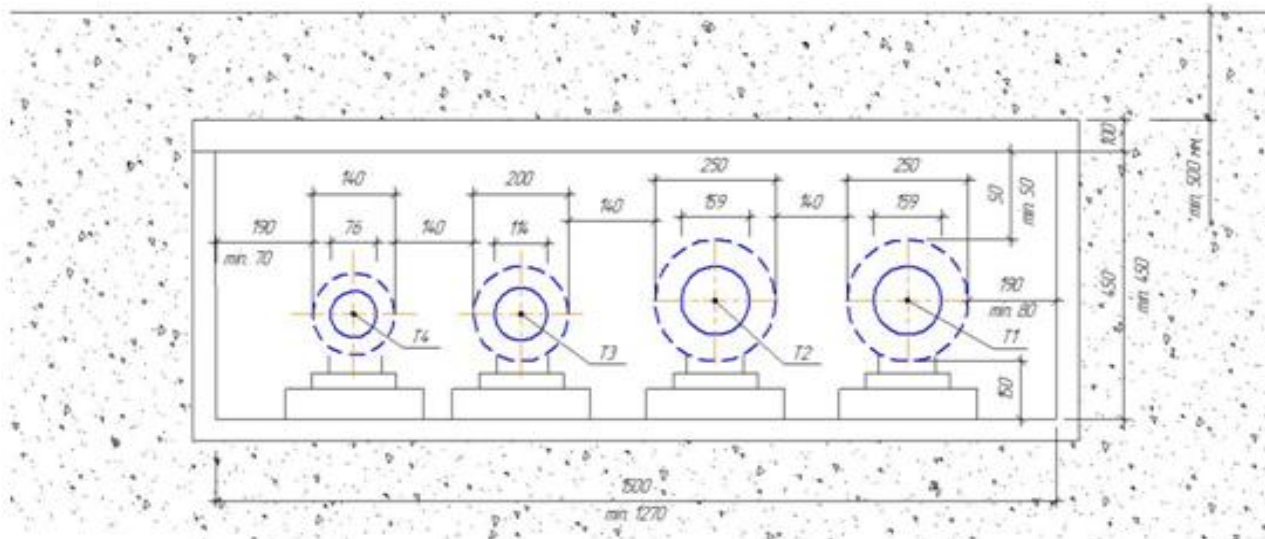


Рисунок 12.1 – Приклад підбору каналу теплових мереж

12.2 Розрізи теплової мережі

Теоретичні положення. Розріз теплової мережі – це креслення, на якому у вертикальній площині показують прокладку трубопроводів теплової мережі з урахуванням рельєфу землі, інженерних споруд та комунікацій. Він дозволяє визначити глибину залягання труб, розташування камер, колекторів, компенсаторів та інші конструктивні особливості мережі.

Призначення розрізів – показати взаємне розташування трубопроводів відносно поверхні землі та інших інженерних мереж; відобразити конструкцію прокладання (канальна, безканальна, надземна); уточнити глибини прокладання, ухили трубопроводів, місця встановлення компенсаторів, опор та запірної арматури; забезпечити можливість узгодження з архітектурно-будівельними та монтажними роботами.

Приклад розрізу канального прокладання теплової мережі до монтажної схеми (рис. 11.2) наведено на рисунку 12.2.

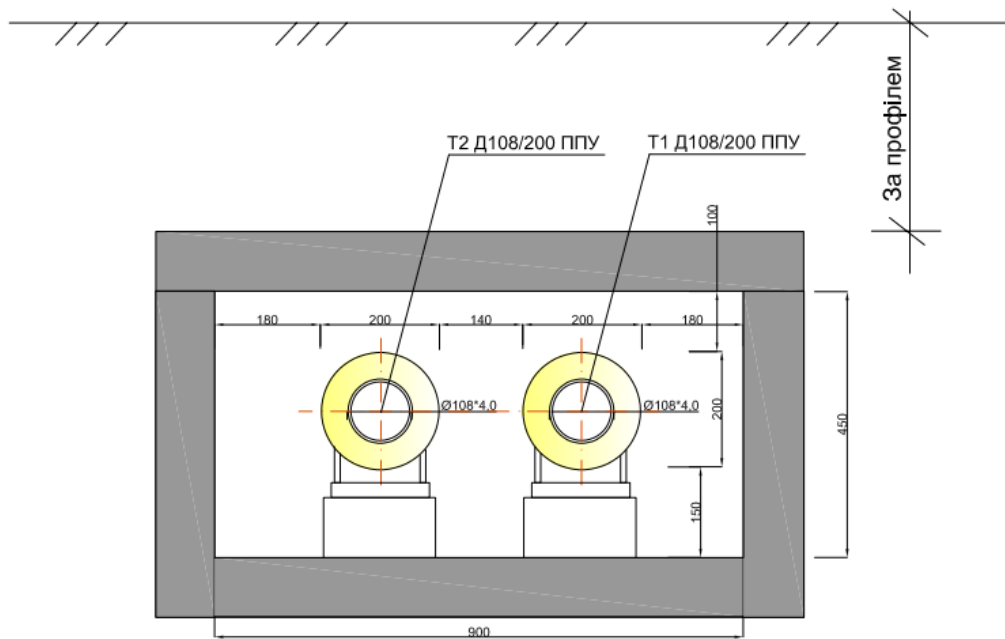


Рисунок 12.2 – Розріз 1–1. Підземне каналне прокладання теплової мережі

12.3 Компенсаційні пристрої теплових мереж

Теоретичні положення. Компенсаційні пристрої (компенсатори) призначаються для зниження до безпечного рівня термічних напружень, що виникають внаслідок лінійного видовження трубопроводів, які працюють при температурах, які є більшими, ніж ті, що вони мали під час монтажу.

Повне теплове видовження розрахункової ділянки трубопроводів Δl , мм, знаходять за формулою

$$\Delta l = \alpha \Delta t L, \quad (12.1)$$

де α – середній коефіцієнт лінійного розширення, мм/(м · °С), у процесі нагрівання від $t_{\text{мон}}$ до $t_{\text{роб}}$, °С;

Δt – розрахунковий перепад температур, що дорівнює різниці температур між $t_{\text{роб}}$ та $t_{\text{мон}}$, °С;

L – відстань між нерухомими опорами на ділянці, де встановлюється компенсатор, м.

Як робоча температура $t_{\text{роб}}$ приймається найбільша температура, яку може набувати теплоносій за період експлуатації трубопроводу. Монтажною температурою трубопроводу $t_{\text{мон}}$ вважають розрахункову опалювальну температуру зовнішнього повітря.

Розрахункове теплове подовження трубопроводів Δx , мм, для визначення розмірів гнучких компенсаторів потрібно визначати за формулою

$$\Delta x = \varepsilon \Delta l = \varepsilon \alpha \Delta t L, \quad (12.2)$$

де ε – коефіцієнт, що враховує релаксацію компенсаційних напружень і попереднє розтягування компенсатора у розмірі 50 % повного теплового видовження Δl для температури теплоносія $t \leq 400$ °С та у розмірі 100 % для температури теплоносія $t > 400$ °С і приймається за таблицею Р.2 (дод. Р).

Компенсатори, або компенсаційні елементи, мають розташовуватися між кожними двома нерухомими опорами. До компенсаційних елементів теплотраси відносять власне компенсатори та елементи самокомпенсації, якими можуть бути повороти траси з кутом від 90° до 150° включно. Один поворот траси утворює так звану Г-подібну ділянку, два повороти в різних напрямках – це Z-подібна ділянка. Серед усіх видів компенсаторів, що застосовуються у теплових мережах, найкращими для промислового теплопостачання вважаються П-подібні компенсатори, що належать до компенсаторів радіального типу. П-подібні компенсатори розташовують посередині ділянки, що потребує компенсації. Відхилення осі П-подібного компенсатора від середини ділянки, що потребує компенсації, не повинне перевищувати ± 15 % відстані між двома нерухомими опорами.

На монтажній схемі П-подібні компенсатори показують у вигляді П-подібної скоби, що розрізає та перериває лінії всіх трубопроводів, виступаючи за їхні межі.

Розміри П-подібного компенсатора відповідно до теплового подовження трубопроводів можна визначити за таблицею Р.1 (дод. Р).

Осьові компенсатори (сальникові, сільфонові, манжетні) застосовують лише на прямолінійних ділянках траси і позначають літерами ОК з порядковим номером: ОК1, ОК2 та ін.

Осьові компенсатори сприймають подовження трубопроводів телескопічним переміщенням труби в трубі (сальникові та муфтові компенсатори) або стисненням пружних вставок (хвилясті або лінзові компенсатори).

Приклад.

Вихідні дані:

- температура теплоносія – 150 °С;
- розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря – -23 °С;
- діаметр теплової мережі – 108 мм;
- довжина ділянки між нерухомими опорами – 80 м.

Порядок виконання:

1. За формулою (12.2) визначаємо теплове подовження: $\Delta x = 86,5$ мм.

2. За таблицею Р.1 (дод. Р) визначаємо «спинку» та «виліт» П-подібного компенсатора.

«Виліт»: $H = 12 \times 108 = 1\,296$ мм. «Спинка»: $B = 2 \times 1\,296 = 2\,592$ мм.

12.4 Опори теплових мереж

Теоретичні положення. Залежно від конструкції та вирішуваних завдань всі опорні конструкції теплових мереж поділяються на рухомі та нерухомі. Рухомі опори призначаються для сприйняття вертикальних зусиль від ваги трубопроводу разом із теплоносієм і запірною арматурою водночас із забезпеченням його вільного горизонтального переміщення.

Рухомі опори застосовуються при використанні всіх способів прокладання теплових мереж, окрім підземного безканального. Відстані, м, між рухомими опорами для теплової мережі з параметрами $p = 1,6$ МПа, $t = 150$ °С наведені в таблиці С.1 (дод. С).

Нерухомі опори призначаються для закріплення на місцевості окремих точок трубопроводів і розподілу теплотраси на ділянки, незалежні за температурними деформаціями та зусиллями. Нерухома опора сприймає як горизонтальні зусилля від термічних та внутрішніх напружень і реакцій компенсаторів на ділянці між нею та сусідніми нерухомими опорами, так і вертикальні зусилля від ваги трубопроводу разом із теплоносієм та запірною арматурою на ділянці між нею та сусідніми рухомими опорами. Нерухомі опори застосовуються при всіх способах прокладання трубопроводів теплових мереж.

Нерухомі опори обов'язково розташовують на виході з джерела тепла, перед будівлею кожного споживача і перед кожним відгалуженням у вузлі трубопроводів або перед ним у напрямі розподілу тепла від джерела теплопостачання до споживачів. Окрім цього, нерухомі опори можуть також розташовуватися поза вузлами трубопроводів на прямолінійних ділянках траси, якщо довжина такої ділянки перевищує рекомендовану відстань між нерухомими опорами. Допустимі відстані між щитовими нерухомими опорами наведені в таблиці С.2 (дод. С).

Якщо ділянка містить трубопроводи з різними діаметрами та видами теплоносія, то відстань між нерухомими опорами обирається за мінімальним значенням, що потребує будь-який трубопровід на ділянці. Наприклад, якщо на прямолінійній ділянці або ділянці з поворотом на кут більше 150° , яка має довжину 120 м і містить, окрім інших, трубопровід із найменшим

діаметром $D_y = 100$ мм, застосовують П-подібні компенсатори, ділянку необхідно розділяти на два відрізки додатковою нерухомою опорою і на кожному з відрізків встановити свій компенсатор.

Нерухому опору показують тонкою лінією, що перетинає всі трубопроводи перпендикулярно до поздовжньої осі траси, відзначаючи заземлення кожного трубопроводу хрестиком. Нерухомі опори поза вузлами трубопроводів позначають літерою Н з порядковим номером опори, наприклад: Н1, Н5 та ін.

12.5 Розрахунок зусиль на опори

1. Вертикальне нормативне навантаження на опори труб F_v , Н, потрібно визначати за формулою

$$F_v = G_v \times L, \quad (12.3)$$

де G_v – вага 1 м трубопроводу, що включає вагу труби²⁹, теплоізоляційної конструкції і води (для паропроводів враховують вагу води при гідравлічному випробуванні), Н/м;

L – проліт між рухомими опорами³⁰, м.

2. Горизонтальне нормативне осьове F_{hx} , Н, і бокове F_{hy} , Н, навантаження на рухомі опори труб від сил тертя в опорах необхідно визначати за формулами

$$F_{hx} = \mu_x G_h \times L, \quad (12.4)$$

$$F_{hy} = \mu_y G_h \times L, \quad (12.5)$$

де μ_x, μ_y – коефіцієнти тертя в опорах відповідно при переміщенні опори вздовж осі трубопроводу і під кутом до осі, приймається за таблицею С.3 (дод. С);

G_h – вага 1 м трубопроводу в робочому стані, що включає вагу труби, теплоізоляційної конструкції і води для водяних і конденсатних мереж (вагу води в паропроводах не враховують), Н/м.

²⁹ Пружинні опори або підвіски паропроводів $D_y \geq 400$ мм у місцях, доступних для обслуговування, допускається розраховувати на вертикальне навантаження без урахування ваги води при гідравлічному випробуванні, для цього передбачаються спеціальні пристрої для розвантаження опор під час випробування.

³⁰ При розташуванні опор у вузлі трубопроводів варто допотрібно враховувати вагу запірної та дренажної арматури, компенсаторів, а також вагу трубопроводів на прилеглих ділянках відгалужень, які діють на цю опору.

При відомій довжині тяги коефіцієнт тертя для жорсткої підвіски потрібно визначати за формулою

$$\mu_x = \frac{0,5\Delta L}{L_t}, \quad (12.6)$$

де ΔL – теплове подовження ділянки трубопроводу від нерухомої опори до компенсатора, мм;

L_t – робоча довжина тяги, мм.

3. Горизонтальне бокове навантаження з урахуванням напрямку його дії потрібно враховувати під час розрахування опор, які розташовані під гнучкими компенсаторами, а також на відстані не більше 40 Д трубопроводу від повороту або гнучкого компенсатора.

4. Під час визначення нормативного горизонтального навантаження на нерухому опору труб потрібно враховувати:

4.1. Силу тертя в рухомих опорах труб N_f , Н:

$$N_f^{op} = \mu G_h L, \quad (12.7)$$

де G_h – вага 1 м трубопроводу в робочому стані (п.2), Н/м;

L – довжина трубопроводу від нерухомої опори до компенсатора або повороту траси при самокомпенсації, м;

μ – коефіцієнт тертя в рухомих опорах труб.

4.2. Силу тертя в сальникових компенсаторах:

$$N_f^c = \frac{4000n}{A_c} L_c d_{ec} \mu_c \pi, \quad (12.8)$$

$$N_f^c = 2P_p L_c d_{ec} \mu_c \pi, \quad (12.9)$$

де P_p – робочий тиск теплоносія, Па (але не менше $0,5 \times 10^6$ Па);

L_c – довжина шару набивки по осі сальникового компенсатора, м;

d_{ec} – зовнішній діаметр патрубку сальникового компенсатора, м;

μ_c – коефіцієнт тертя набивки по металу, який дорівнює 0,15;

n – кількість болтів компенсатора;

A_c – площа поперечного перерізу набивки сальникового компенсатора, м², визначається за формулою

$$A_c = 0.785 (d_{ic}^2 - d_{ec}^2), \quad (12.10)$$

де d_{ic} – внутрішній діаметр корпусу сальникового компенсатора, м.

Під час визначення величини N_f^c за формулою (12.8) величину приймають не менше 1×10^6 Па.

За розрахункову приймають більшу серед сил, розрахованих за формулами (12.8) та (13.9).

4.3. Неврівноважену силу внутрішнього тиску при застосуванні сальникових компенсаторів N_p^c , Н, на ділянках трубопроводів, що мають запірну арматуру, переходи, повороти та заглушки, визначають за формулою

$$N_p^c = P_p A_e^c, \quad (12.11)$$

де A_e^c – площа поперечного перерізу по зовнішньому діаметру патрубків сальникового компенсатора, м^2 ;

P_p – робочий тиск теплоносія, Па.

4.4. Розпірні зусилля сильфонових компенсаторів від внутрішнього тиску, N_p^c , Н, розраховують за формулою

$$N_p^c = P_p A_s, \quad (12.12)$$

де A_s – ефективна площа поперечного перерізу компенсатора, м^2 , визначається за формулою

$$A_s = \pi/16(d_e^s - d_i^s)^2, \quad (12.13)$$

де d_e^s, d_i^s – відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри гнучкого елемента компенсатора, м.

4.5. Жорсткість сильфонових компенсаторів N_R^s , Н, визначають за формулою

$$N_R^s = R \frac{\Delta}{2}, \quad (12.14)$$

де R – жорсткість компенсатора при його стисненні на 1 мм, Н/мм;

Δ – компенсувальна здатність компенсатора, мм.

Значення величин R , Δ , d_e^s і d_i^s приймають за технічними умовами і робочими кресленнями на компенсатори.

4.6. Розпірне зусилля сильфонових компенсаторів при їх встановленні в поєднанні із сальниковими компенсаторами на суміжних ділянках N_p^{cs} , Н, визначають за формулою

$$N_p^{cs} = N_p^c \frac{\pi d_{ec}^2}{4} P_p. \quad (12.15)$$

4.7. Силу пружної деформації при гнучких компенсаторах та при самокомпенсації визначають за розрахунком труб на компенсацію теплових подовжень.

4.8. Сили тертя трубопроводів при переміщеннях труби всередині теплоізоляційної оболонки або сили тертя оболонки об ґрунт при безканальному прокладанні трубопроводів визначають за спеціальними вказівками залежно від типу ізоляції.

5. Горизонтальне осьове навантаження на нерухому опору труби потрібно визначати:

- на кінцеву опору – як суму сил, що діють на опору³¹;
- на проміжну опору – як різницю суми сил, що діють із кожного боку опори; при цьому менша сума сил, за винятком неврівноважених сил внутрішнього тиску, розпірних зусиль і пружності сильфонових компенсаторів, приймається з коефіцієнтом 0,7³².

6. Горизонтальне бокове навантаження на нерухому опору труби потрібно враховувати при поворотах траси і від відгалужень трубопроводів.

При двосторонніх відгалуженнях трубопроводів бокове навантаження на опору враховується від відгалужень із найбільшим навантаженням.

7. Нерухомі опори труб необхідно розраховувати на найбільше горизонтальне навантаження за різних режимів роботи трубопроводів, зокрема при відкритій та закритій запірній арматурі.

При кільцевій схемі теплової мережі потрібно враховувати можливість руху теплоносія з будь-якого боку.

12.6 Вузли теплофікаційні

Теоретичні положення. Конструкція вузла трубопроводів залежить від способу прокладання труб. За будь-якого підземного прокладання вузол трубопроводів улаштовують у вигляді теплової камери.

Площа камери визначається за її розмірами, які залежать від кількості та діаметрів трубопроводів, товщини теплової ізоляції на цих трубопроводах та мінімальних відстаней від захисних оболонок теплоізоляційних конструкцій трубопроводів та обладнання до поверхонь сусідніх теплоізольованих елементів або стінок камери на просвіт згідно з [1].

³¹ При визначенні сумарного навантаження на опори трубопроводів пружність сильфонових компенсаторів потрібно приймати з урахуванням допустимих технічних умов на компенсатори граничних відхилень величин пружності.

³² Якщо суми сил, що діють із кожного боку проміжної нерухомої опори, однакові, горизонтальне осьове навантаження на опору визначається як сума сил, які діють з одного боку опори, з коефіцієнтом 0,3.

Приклад виконання схеми теплової камери у разі підземного прокладання теплової мережі показано на рисунку 12.3. Аналогічний вузол для надземного прокладання на високих опорах наведено на рисунку 12.4.

У разі надземного прокладання на високих опорах вузли трубопроводів облаштовують на стаціонарних майданчиках обслуговування, якщо їхній рівень розташування перевищує 2,5 м. Кожен такий майданчик повинен мати огорожу за зовнішнім периметром для запобігання падіння з висоти обслуговуючого персоналу. Таку саму огорожу з обох боків повинні мати й драбини з кутом нахилу більше ніж 75° або висотою більше ніж 3 м. Ґратчаста конструкція підлоги майданчика й сходи драбини зменшує ймовірність ковзання персоналу по підлозі під час обслуговування. У разі розташування майданчика обслуговування на рівні 5 м і більше сходи виконують із проміжними майданчиками.

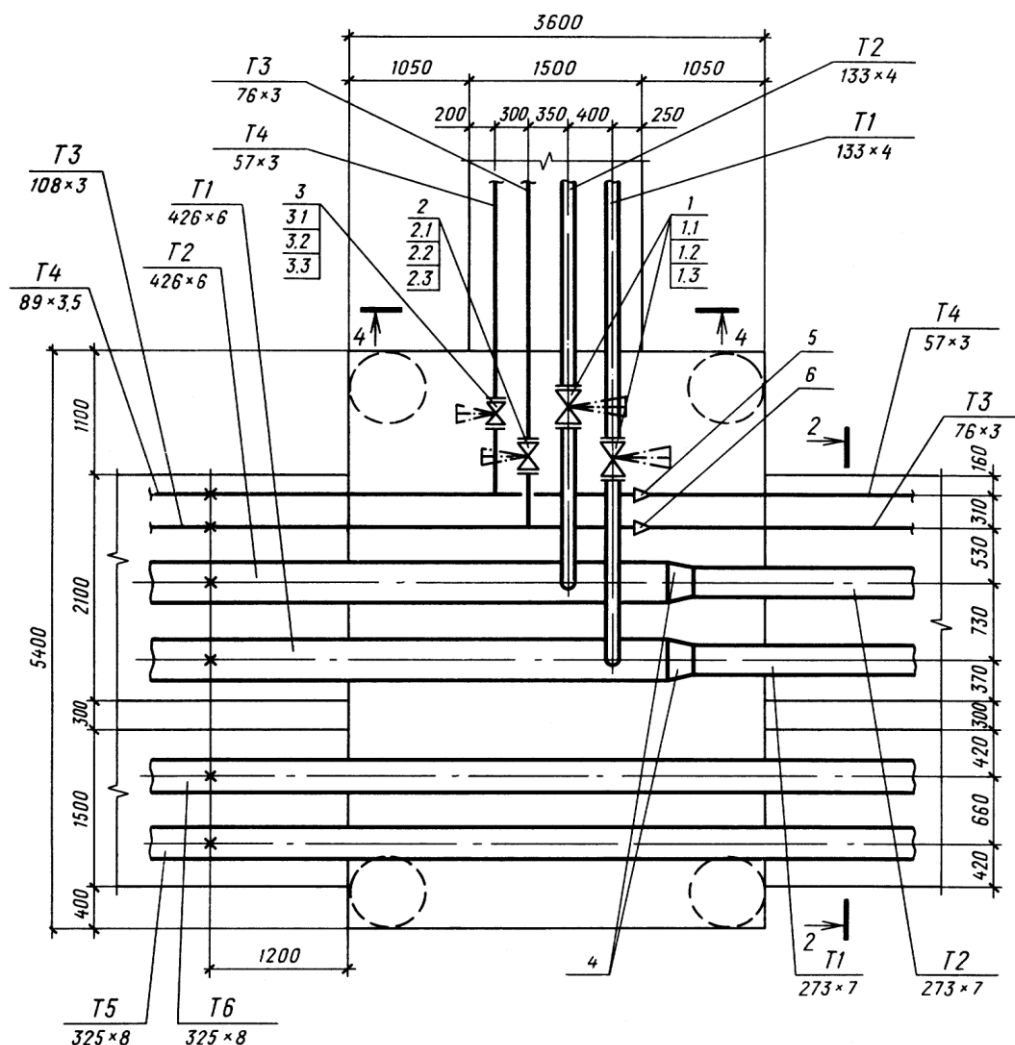


Рисунок 12.3 – Вузол теплофікаційний, підземне прокладання

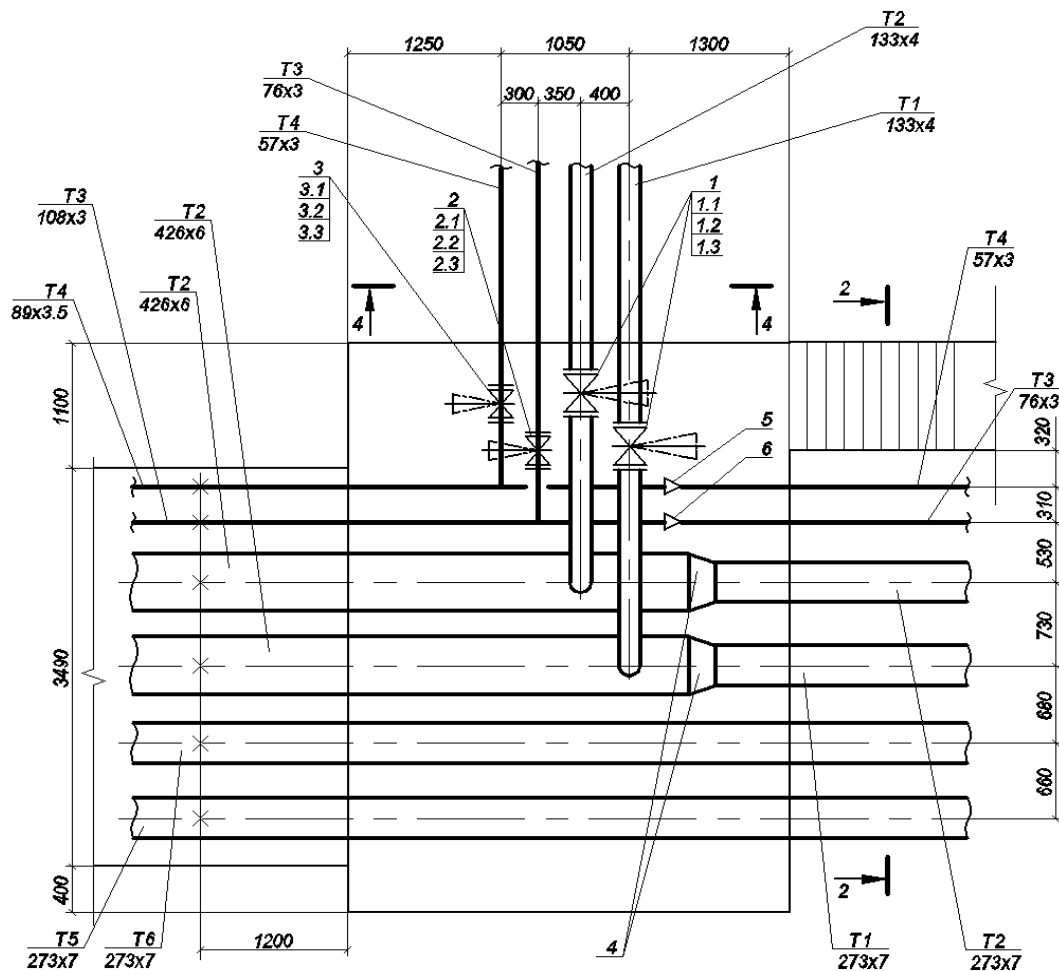


Рисунок 12.4 – Вузол теплофікаційний, надземне прокладання

Майданчик обслуговування зазвичай виконують прямокутної форми, обпираючи його на колони, виконані зі сталевого профілю (двотавр, швелер).

Розмір майданчика, як і теплової камери, визначається залежно від кількості трубопроводів, зовнішніх діаметрів теплоізоляційних конструкцій труб, що складаються з діаметрів самих труб та товщини теплоізоляційних шарів, відстаней між трубопровідними конструкціями на просвіт, а також наявності конструкції та розмірів запірної арматури.

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМИ 11–12

Теоретичні запитання

1. За якими вимогами визначається порядок розташування трубопроводів теплової мережі?
2. Що містить монтажна схема теплових мереж?
3. Які види прокладання теплових мереж існують?
4. Якими є основні недоліки надземного прокладання теплових мереж?
5. Якою є мінімальна висота прохідного каналу (тунелю)?
6. Якою є мінімальна висота напівпрохідного каналу?
7. Для чого виконують розрізи теплових мереж?
8. Яким має бути вид прокладання теплових мереж по території дитячих дошкільних закладів,?
9. При якому виді прокладання можна не передбачати встановлення рухомих опор?
10. При якому виді підземного прокладання (канального або безканального) допускається менша відстань на провіт до фундаментів будівель і споруд?
11. Де здебільшого використовують надземне прокладання?
12. Якою має бути мінімальна глибина для підземного безканального прокладання?
13. Якою має бути мінімальна глибина для підземного канального прокладання?
14. Яким є призначення рухомих опор?
15. Яким є призначення нерухомих опор?
16. Призначення компенсаторів теплових мереж.
17. Які види компенсаторів відносять до радіальних?
18. Які види компенсаторів відносять до осьових?
19. Яке обладнання встановлюють у теплофікаційних вузлах?
20. Від чого залежить вибір кількості люків підземного теплофікаційного вузла?

Задача № 1

Для всіх варіантів виконати підбір непрохідного каналу теплових мереж. Вихідні дані обирають відповідно до таблиці 12.1. Відповідь подати у табличному та графічному вигляді. Графічний вигляд – розріз із розмірами каналу та конструкції теплових мереж.

Таблиця 12.1 – Вихідні дані до задачі № 1

Ч. ч.	Діаметр, мм			
	T1	T2	T3	T4
1	200	200	150	100
2	150	150	125	80
3	100	100	100	65
4	80	80	80	50
5	65	65	65	50
6	50	50	50	40
7	250	250	200	150
8	300	300	250	200
9	200	200	200	150
10	150	150	100	80
11	125	125	100	65
12	80	80	65	50
13	65	65	50	40
14	50	50	50	32
15	250	250	250	200
16	300	300	300	250
17	200	200	100	80
18	150	150	65	50
19	100	100	50	40
20	80	80	50	32
21	65	65	250	200
22	50	50	300	250
23	250	250	100	80
24	300	300	65	50
25	150	150	50	40
26	100	100	50	32
27	80	80	250	200
28	65	65	300	250
29	50	50	100	80
30	250	250	65	50

Примітка 1. У таблиці вказані діаметри умовного проходу труб. Зовнішні діаметри сталевих труб та загальні діаметри труб з урахуванням теплової ізоляції прийняти відповідно до даних таблиці М.1 (дод. М).

Примітка 2. Мінімальні відстані між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для непрохідних каналів приймають відповідно до даних таблиці П.1 (дод. П).

Примітка 3. Обрати канали КЛ відповідно до даних таблиці Н.1 (дод. Н).

Задача № 2

Знайти «виліт» та «спинку» П-подібного компенсатора. Вихідні дані обрати відповідно до таблиці 12.2.

Таблиця 12.2 – Вихідні дані до задачі № 2

Ч. ч.	Діаметр трубопроводу, мм	Довжина ділянки, м	Температура теплоносія, °С	Розрахункова опалювальна температура зовнішнього повітря, °С
1	57	60	150	-23
2	108	80	145	-20
3	219	120	140	-15
4	325	120	135	-10
5	426	160	130	-25
6	529	160	125	-20
7	57	60	120	-15
8	108	80	115	-10
9	219	120	110	-25
10	325	120	105	-20
11	426	160	100	-15
12	529	160	95	-10
13	57	60	90	-25
14	108	80	85	-20
15	219	120	80	-15
16	325	120	150	-10
17	426	160	145	-25
18	529	150	150	-23
19	57	50	145	-25
20	108	70	140	-15
21	219	110	135	-18
22	325	110	130	-19
23	426	150	125	-20
24	529	150	120	-21
25	57	150	115	-22
26	108	50	110	-24
27	219	70	150	-14
28	325	110	145	-17
29	426	110	140	-16
30	529	150	135	-22

13 ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ ТРУБОПРОВОДІВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Мета заняття – вивчити методику розрахування товщини теплової ізоляції.

Теоретичні положення. Теплову ізоляцію трубопроводів та обладнання теплових мереж розраховують згідно з [2] зазвичай за нормованою густиною теплового потоку з поверхні теплоізоляційної конструкції.

Розрахунок товщини теплової ізоляції трубопроводів δ_k за нормованою густиною теплового потоку виконують, використовуючи формулу

$$\delta_k = d_3 (B - 1)/2, \quad (13.1)$$

де d_3 – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

$B = d_i/d_3$ – відношення зовнішнього діаметра ізоляційного шару до зовнішнього діаметра трубопроводу.

Величину B визначають за формулою

$$B = e^{2\pi\lambda_k R_k}, \quad (13.2)$$

де e – основа натурального логарифму;

λ_k – теплопровідність теплоізоляційного шару, що приймається за пп. 2.7 і 3.11 [2], Вт/(м · °С);

R_k – термічний опір шару ізоляції, м² · °С/Вт, величину якого визначають за таким виразом:

$$R_k = R_{\text{tot}} - \sum R_i, \quad (13.3)$$

де R_{tot} – сумарний термічний опір шару ізоляції й інших додаткових термічних опорів на шляху теплового потоку:

$$R_{\text{tot}} = (t_w - t_e)/(q_e K_1), \quad (13.4)$$

де q_e – нормована лінійна густина теплового потоку, Вт/м, прийнята за додатком 4–8 [2];

t_w – середня за період експлуатації температура теплоносія, що при цілорічному режимі роботи теплових мереж може бути прийнята для подавального трубопроводу 90 °С при розрахункових параметрах теплоносія 150–70° С, 65 °С за 130–70 °С, 55°С за 95–70 °С, для зворотного – 50 °С;³³ для

³³ Більш коректні значення розрахункових температур теплоносія можна отримати з прийнятого для системи тепlopостачання, що розраховується, температурного графіка за середньої за період експлуатації (опалювальний період, цілий рік) температури зовнішнього повітря.

розподільного та циркуляційного трубопроводу системи ГВ можна прийняти температури 55 °С та 45 °С відповідно;

t_e – середня за період експлуатації температура довкілля (при підземному прокладанні – середня температура ґрунту на глибині закладання трубопроводу, що для більшості міст перебуває в межах від +1 °С до +5 °С; при прокладанні в тунелях $t_e = 40$ °С; при прокладанні в приміщеннях (зокрема у підвалах) $t_e = 20$ °С; при надземному прокладанні на відкритому повітрі t_e середня за період експлуатації температура навколишнього повітря);

K_1 – коефіцієнт, що для України приймається рівним 1.

Види додаткових термічних опорів ΣR_i залежать від способу прокладання теплових мереж.

При надземному прокладанні, а також прокладанні в тунелях і технічних підпіллях

$$\Sigma R_i = R_m + R_{nc}. \quad (13.5)$$

При підземному каналному прокладанні

$$\Sigma R_i = R_m + R_{nc} + (1 + \psi)(R_{is} + R_c + R_{so}). \quad (13.6)$$

При підземному безканалному прокладанні

$$\Sigma R_i = R_m + \psi R_o + R_{so}, \quad (13.7)$$

де у формулах (12.5), (12.6), (12.7) R_m – термоопір стінки труби, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$, визначається за формулою

$$R_m = \ln(d_3/d_{in})/2\pi\lambda_m, \quad (13.8)$$

де d_{in} – внутрішній діаметр труби, м;

λ_m – теплоємність матеріалу стінки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$.

R_{nc} – термоопір граничної поверхні теплоізоляційного (покривного) шару, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$, визначається за формулою

$$R_{nc} = 1/[\alpha_e \pi (d_3 + 0.1)], \quad (13.9)$$

де α_e – коефіцієнт тепловіддачі з поверхні теплової ізоляції в навколишнє повітря, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$; згідно з додатком 9 [2], у разі прокладання в каналах $\alpha_e = 8$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$; при прокладанні в тунелях $\alpha_e = 11$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$; при надземному прокладанні $\alpha_e = 29$ $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{С})$;

d_3 – зовнішній діаметр трубопроводу, м;

R_{is} – термоопір внутрішньої поверхні стінок каналу, що визначається за формулою

$$R_{is} = 1/\alpha_e \pi d_{ie}, \quad (13.10)$$

де α_e – коефіцієнт тепловіддачі від повітря до внутрішньої поверхні каналу;
 $\alpha_e = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

d_{ie} – внутрішній еквівалентний діаметр каналу, м, що визначається за формулою

$$d_{ie} = 4F/P, \quad (13.11)$$

де F – площа внутрішнього перетину каналу, м^2 ;

P – внутрішній периметр стінок каналу, м;

R_c – термоопір стінки каналу, що визначається за формулою

$$R_c = \frac{1}{2\pi\lambda_{wl}} \ln \frac{d_{oe}}{d_{ie}}, \quad (13.12)$$

де λ_{wl} – теплопровідність стінки каналу (для стінки із залізобетону $\lambda_{wl} = 2.04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$);

d_{oe} – зовнішній еквівалентний діаметр каналу, що визначається за зовнішніми розмірами каналу аналогічно до d_{ie} , м;

R_{so} – термічний опір ґрунту³⁴:

$$R_{so} = \frac{1}{2\pi\lambda_{so}} \ln \left(\frac{2h}{d_{oe}} + \sqrt{\frac{4h^2}{d_{oe}^2} - 1} \right), \quad (13.13)$$

де λ_{so} – теплопровідність ґрунту, що залежить від його структури і вологості; у разі відсутності даних її значення можна приймати приблизно: для вологих ґрунтів $\lambda_{so} = 2\text{--}2,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; для сухих ґрунтів $\lambda_{so} = 1,0\text{--}1,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$;

h – глибина закладання осі теплопроводу від поверхні землі, м;

R_o – додатковий термоопір, що враховує взаємний вплив труб при безканальному прокладанні, величину якого визначають за такими формулами:

– для подавального трубопроводу:

$$R_{o1} = \psi_1 \frac{1}{2\pi\lambda_{so}} \ln \sqrt{\frac{4h^2}{b^2} + 1}; \quad (13.14)$$

³⁴ У разі безканального прокладання у формулі (3.13) замість зовнішнього діаметра каналу d_{oe} підставляють зовнішній діаметр теплоізоляційної конструкції труби, який визначають, задаючися товщиною теплоізоляції в першому наближенні.

– для зворотного трубопроводу:

$$R_{o2} = \psi_2 \frac{1}{2\pi\lambda_{so}} \ln \sqrt{\frac{4h^2}{b^2} + 1}, \quad (13.15)$$

де b – відстань між осями трубопроводів, м, прийнята залежно від їхніх діаметрів умовного проходу;

h – глибина закладення осей трубопроводів, м;

ψ – коефіцієнти, що враховують взаємний вплив температурних полів сусідніх теплопроводів і визначаються за такими формулами:

$$\psi_1 = q_{e1}/q_{e2}, \quad (13.16)$$

$$\psi_2 = 1/\psi_1, \quad (13.17)$$

де q_{e1} , q_{e2} – нормовані лінійні густини теплових потоків, відповідно, для подавального і зворотного трубопроводів, Вт/м (див. формулу (12.4)).

Приклад 1.

Визначення нормативних теплових втрат ізолюваним трубопроводом.

Вихідні дані:

- прокладання теплової мережі – підземне, канальне;
- тепла мережа розташована у м. Харкові;
- діаметр трубопроводів Т1 і Т2 – 108 мм;
- довжина ділянки – 90 м;
- температурний графік – 124–61 °С.

Порядок виконання.

За таблицею Б.1 (дод. Б) визначаємо кількість годин опалювального періоду: 4 296 години.

Подавальний трубопровід.

За таблицею Л.3 (дод. Л) визначаємо норми щільності теплового потоку через ізолювану поверхню трубопроводів при підземному канальному прокладанні теплової мережі.

Виконуємо інтерполяцію для значень 46 Вт/м та 33 Вт/м:

$$(46 - 33) \times (124 - 95)/(150 - 95) + 33 = 40 \text{ Вт/м.}$$

Визначаємо тепловіддачу подавального трубопроводу:

$$Q_{\text{вт1}} = 1,2 \cdot q_{\text{вт1}} \cdot L = 1,2 \times 40 \times 90 = 4\,320 \text{ Вт,}$$

де 1,2 – коефіцієнт 20 %, який враховує теплові втрати на компенсаторах, запірній арматурі тощо для підземного прокладання. Для надземного прокладання приймається 1,25.

Зворотний трубопровід.

За таблицею Л.3 (дод. Л) визначаємо норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів при підземному каналному прокладанні теплової мережі.

Визначаємо тепловіддачу зворотного трубопроводу:

$$Q_{\text{BT2}} = 1,2 \cdot q_{\text{BT2}} \cdot L = 1,2 \times 19 \times 90 = 2\,052 \text{ Вт.}$$

Сумарні теплові втрати: $4\,320 + 2\,052 = 6\,372 \text{ Вт.}$

Приклад 2.

Визначення нормативних теплових втрат ізольованим трубопроводом.

Вихідні дані:

- прокладання теплової мережі – надземне;
- тепла мережа розташована у м. Харкові;
- діаметр трубопроводів Т1 і Т2 – 108 мм;
- довжина ділянки – 90 м;
- температурний графік – 124–61 °С.

Порядок виконання.

За таблицею Б.1 (дод. Б) визначаємо кількість годин опалювального періоду: 4 296 години.

Визначаємо середні річні температури теплоносія у подавальному та зворотному трубопроводах при середній річній температурі зовнішнього повітря. Для м. Харкова – -1 °С (див. табл. Б.1 дод. Б).

t _з , °С	-23	-20	-15	-10	-5	-1	0	5
T1, °С	124	117,2	105,6	93,9	81,9	72,1	69,6	49,1
T2, °С	61	58,8	54,9	50,8	46,5	42,9	42	33,7

За таблицею Л.2 (дод. Л) відповідно до діаметрів трубопроводів та середніх річних температур теплоносія знаходимо питомі втрати трубопроводами.

Подавальний трубопровід.

Виконуємо інтерполяцію для значень 28 Вт/м та 50 Вт/м.

$$(50 - 28) \times (72,1 - 50)/(100 - 50) + 28 = 37,7 \text{ Вт/м.}$$

Визначаємо тепловіддачу подавального трубопроводу:

$$Q_{\text{вт1}} = 1,25 \cdot q_{\text{вт1}} \cdot L = 1,25 \times 37,7 \times 90 = 4\,241 \text{ Вт,}$$

де 1,25 – коефіцієнт 25 %, який враховує теплові втрати на компенсаторах, запірної арматури, тощо. Для надземного прокладання приймається 1,25.

Зворотний трубопровід.

Виконуємо інтерполяцію для значень 13 Вт/м та 28 Вт/м.

$$(28 - 13) \times (42,9 - 20)/(50 - 20) + 13 = 24,5 \text{ Вт/м.}$$

Визначаємо тепловіддачу зворотного трубопроводу:

$$Q_{\text{вт2}} = 1,25 \cdot q_{\text{вт2}} \cdot L = 1,25 \times 24,5 \times 90 = 2\,756 \text{ Вт.}$$

Сумарні теплові втрати: $4\,241 + 2\,756 = 6\,997 \text{ Вт.}$

Приклад 3.

Визначення товщини теплової ізоляції.

Вихідні дані: прокладання трубопроводів – надземне; температурний графік – 95–70 °С; тепла мережа розташована у м. Харків; діаметр теплової мережі Ду – 50 мм (Д57 × 3,0).

Порядок виконання.

За таблицею Б.1 (дод. Б) визначаємо кількість годин опалювального періоду: 4 296 години.

Відповідно до таблиці Л.2 (дод. Л) визначаємо норми щільності теплового потоку для середньої річної температури теплоносія.

Середня річна температура теплоносія у подавальному трубопроводі становить 70 °С, а у зворотному – 50 °С.

Проводимо інтерполяцію значень для подавального трубопроводу:

$$(36 - 19) \times (70 - 50)/(100 - 50) + 19 = 25,8 \text{ Вт/м.}$$

Норма щільності теплового потоку для подавального трубопроводу – 25,8 Вт/м.

Норма щільності теплового потоку для зворотного трубопроводу – 19 Вт/м.

Визначаємо товщину теплової ізоляції подавального трубопроводу.

Сумарний термічний опір шару ізоляції та інших додаткових термічних опорів на шляху теплового потоку визначаємо за формулою

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q_e \cdot K_1} = \frac{70 + 1}{25,8 \times 1} = 2,75,$$

де t_w – температура теплоносія, °С;

t_e – середня опалювальна температура зовнішнього повітря, для м. Харків приймаємо -1 °С;

q_e – нормована лінійна густина теплового потоку, приймаємо 25,8 Вт/м для подавального трубопроводу та 19 Вт/м для зворотного;

K_1 – коефіцієнт, для України приймається рівним 1.

$$\begin{aligned} \ln B &= 2\pi \cdot \lambda_k \cdot \left[r_{tot} - r_m - \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot (d + 1)} \right] = \\ &= 2 \times 3,14 \times 0,033 \times \left[2,75 - \frac{1}{35 \times 3,14 \times (0,057 + 1)} \right] = 0,57 \end{aligned}$$

$$B = 1,8,$$

де d_i – зовнішній діаметр теплової ізоляції, м;

d – зовнішній діаметр труби, м;

λ_k – теплопровідність теплоізоляційного шару, Вт/(м² · °С), приймаємо 0,033 для теплової ізоляції;

r_m – теплопровідність стінки труби, не враховуємо;

α_e – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні теплової ізоляції, приймаємо згідно з додатком 9 [2], 7 Вт/(м² · °С).

Товщину теплоізоляційного шару знаходимо за формулою

$$\delta_k = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,057}{2} \times (1,8 - 1) = 0,0228 \text{ м} \approx 23 \text{ мм},$$

де B – відношення зовнішнього діаметра ізоляційного шару до зовнішнього діаметра труби;

$$B = \frac{d_i}{d}.$$

Визначаємо товщину теплової ізоляції зворотного трубопроводу:

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q_e \cdot K_1} = \frac{50 + 1}{19 \times 1} = 2,68.$$

$$\begin{aligned} \ln B &= 2\pi \cdot \lambda_k \cdot \left[r_{tot} - r_m - \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot (d + 1)} \right] = \\ &= 2 \times 3,14 \times 0,033 \times \left[2,68 - \frac{1}{35 \times 3,14 \times (0,057 + 1)} \right] = 0,55. \end{aligned}$$

$$B = 1,7$$

Товщину теплоізоляційного шару знаходимо за формулою

$$\delta_k = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,057}{2} \times (1,7 - 1) = 0,01995 \text{ м} \approx 20 \text{ мм}.$$

Приклад 4.

Визначення фактичних питомих теплових втрат існуючої теплової мережі з існуючою тепловою ізоляцією.

Вихідні дані:

Існуюча тепла ізоляція – плити мінераловатні; тепла мережа розташована у місці Харкові; температурний графік – 95–70 °С; діаметр теплової мережі D_u – 80 мм (Д89 × 3,5); λ_k – теплопровідність теплоізоляційного шару, Вт/(м² · °С), приймаємо 0,046 для теплової ізоляції плити мінераловатної; товщина теплоізоляційного шару – 25 мм.

Порядок виконання

Для подавального трубопроводу.

Визначаємо B – відношення зовнішнього діаметра ізоляційного шару до зовнішнього діаметра труби:

$$B = \frac{2 \cdot \delta_k}{d} + 1 = \frac{2 \times 0,025}{0,089} + 1 = 1,56,$$

де δ_k – товщина теплоізоляційного шару, м.

Визначаємо $\ln B$.

$$\ln B = 0,44$$

Визначаємо β за формулою

$$\beta = \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot (d + 1)} = \frac{1}{35 \times 3,14 \times (0,089 + 1)} = 0,008.$$

де α_e – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні теплової ізоляції, приймаємо згідно з додатком 9 [2], 35 Вт/(м² · °С);

d – зовнішній діаметр труби, м;

d_i – зовнішній діаметр теплової ізоляції, м.

Визначаємо сумарний термічний опір шару ізоляції та інших додаткових термічних опорів на шляху теплового потоку:

$$r_{tot} = \frac{\ln B}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_k} + \beta = \frac{0,44}{2 \times 3,14 \times 0,046} + 0,008 = 1,53.$$

Визначаємо питомі теплові втрати:

$$q_e = \frac{t_w - t_b}{r_{tot}} = \frac{70 + 1}{1,53} = 46,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}},$$

де t_w – температура теплоносія, °С;

t_e – середня опалювальна температура зовнішнього повітря, °С, для м. Харків -1.

Для зворотного трубопроводу.

Визначаємо B – відношення зовнішнього діаметра ізоляційного шару до зовнішнього діаметра труби:

$$B = \frac{2 \cdot \delta_k}{d} + 1 = \frac{2 \times 0,025}{0,089} + 1 = 1,56.$$

Визначаємо $\ln B$. $\ln B = 0,44$.

Визначаємо β за формулою

$$\beta = \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot (d + 1)} = \frac{1}{35 \times 3,14 \times (0,089 + 1)} = 0,008 \text{ 4.}$$

Визначаємо сумарний термічний опір шару ізоляції та інших додаткових термічних опорів на шляху теплового потоку:

$$r_{tot} = \frac{\ln B}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_k} + \beta = \frac{0,44}{2 \times 3,14 \times 0,046} + 0,008 \text{ 4} = 1,53.$$

Визначаємо питомі теплові втрати:

$$q_e = \frac{t_w - t_b}{r_{tot}} = \frac{50 + 1}{1,53} = 33,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}}.$$

ЗАВДАННЯ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ. ТЕМА 13

Задача № 1

Для всіх варіантів визначити товщину теплової ізоляції наземного прокладання теплової мережі відповідно до даних таблиці 13.1.

Таблиця 13.1 – Вихідні дані до задачі №1

№ з/п	Місто	Зовнішній діаметр трубопроводу, мм		Теплопровідність теплоізоляційного шару, Вт/(м ² ·°C)	Середньорічна температура теплоносія, °C	
		T1	T2		T1	T2
1	Харків	32	32	0,06	70	50
2	Київ	45	45	0,055	80	50
3	Суми	57	57	0,05	90	50
4	Хмельницький	76	76	0,046	70	50
5	Полтава	89	89	0,04	80	50
6	Житомир	108	108	0,035	90	50
7	Одеса	159	159	0,06	70	50
8	Вінниця	219	219	0,055	80	50
9	Ужгород	325	325	0,05	90	50
10	Львів	32	32	0,046	70	50
11	Умань	45	45	0,04	80	50
12	Миколаїв	57	57	0,035	90	50
13	Рівне	76	76	0,06	70	50
14	Луцьк	89	89	0,055	80	50
15	Запоріжжя	108	108	0,05	90	50
16	Дніпро	159	159	0,046	70	50
17	Тернопіль	219	219	0,04	80	50
18	Житомир	325	325	0,06	90	50
19	Одеса	32	32	0,055	70	50
20	Вінниця	45	45	0,05	80	50
21	Ужгород	57	57	0,046	90	50
22	Львів	76	76	0,04	70	50
23	Умань	89	89	0,035	80	50
24	Харків	108	108	0,06	90	50
25	Київ	159	159	0,055	70	50
26	Суми	219	219	0,05	80	50
27	Хмельницький	76	76	0,046	90	50
28	Полтава	89	89	0,04	70	50
29	Миколаїв	108	108	0,06	80	50
30	Рівне	159	159	0,055	90	50

Задача № 2

Для всіх варіантів визначити питомі теплові втрати (Вт/м) наземного прокладання теплової мережі відповідно до даних таблиці 13.2.

Таблиця 13.2 – Вихідні дані до задачі № 2

№ з/п	Місто	Зовнішній діаметр трубопроводу, мм		Теплопровідність теплоізоляційного шару, Вт/(м ² ·°C)	Товщина теплової ізоляції, мм	Середня річна температура теплоносія, °C	
		T1	T2			T1	T2
1	Харків	32	32	0,06	20	70	50
2	Київ	45	45	0,055	25	80	50
3	Суми	57	57	0,05	30	90	50
4	Хмельницький	76	76	0,046	35	70	50
5	Полтава	89	89	0,04	40	80	50
6	Житомир	108	108	0,035	45	90	50
7	Одеса	159	159	0,06	50	70	50
8	Вінниця	219	219	0,055	55	80	50
9	Ужгород	325	325	0,05	60	90	50
10	Львів	32	32	0,046	25	70	50
11	Умань	45	45	0,04	30	80	50
12	Миколаїв	57	57	0,035	35	90	50
13	Рівне	76	76	0,06	40	70	50
14	Луцьк	89	89	0,055	45	80	50
15	Запоріжжя	108	108	0,05	50	90	50
16	Дніпро	159	159	0,046	55	70	50
17	Тернопіль	219	219	0,04	60	80	50
18	Житомир	325	325	0,06	70	90	50
19	Одеса	32	32	0,055	35	70	50
20	Вінниця	45	45	0,05	40	80	50
21	Ужгород	57	57	0,046	45	90	50
22	Львів	76	76	0,04	50	70	50
23	Умань	89	89	0,035	55	80	50
24	Харків	108	108	0,06	60	90	50
25	Київ	159	159	0,055	70	70	50
26	Суми	219	219	0,05	75	80	50
27	Хмельницький	76	76	0,046	45	90	50
28	Полтава	89	89	0,04	50	70	50
29	Миколаїв	108	108	0,06	55	80	50
30	Рівне	159	159	0,055	60	90	50

14 ПОБУДОВА ПОЗДОВЖНЬОГО ПРОФІЛЮ

Мета заняття – вивчення методики розробки поздовжнього профілю.

Теоретичні положення. Поздовжній профіль теплотраси (далі – ППТ) будується з метою визначення способів її прокладання на окремих ділянках та рівня розташування трубопроводів, а також ув'язування обраного розташування теплотраси з іншими інженерними комунікаціями (автомобільні та залізничні шляхи, газопроводи, водопроводи, каналізація, електрокабелі тощо) та підземними й надземними спорудами. Також ППТ використовують для визначення ухилів трубопроводів та місць розташування пристроїв для спуску води (дренажів, дренажних колодязів) та повітря (повітряників). З метою забезпечення природного спорожнення трубопроводів, а також заповнювання водою відремонтованих ділянок теплотраси без залишків повітря дренажі розташовують у найнижчих точках теплотраси, а повітряники – у найвищих точках.

Згідно з [10] ППТ будується у вигляді розгортки по осі траси в таких масштабах: по горизонталі – 1 : 500, 1 : 1 000; по вертикалі – 1 : 50, 1 : 100.

Допускається для зручності користування показувати на профілі вертикальну вісь зі шкалою позначок від рівня океану. Під профілем розташовують табличку, зміст рядків якої обирають залежно від способу прокладання тепломережі – надземного чи підземного, як це показано на рисунку 14.1. Форма 2 відповідає підземному прокладанню, а форма 3 – надземному. Якщо на відрізку теплотраси, для якого будується профіль, застосовано обидва способи прокладання, то його розбивають на фрагменти.

ППТ будують у такій послідовності:

1. Виокремлюють із системи теплопостачання частину, що потребує побудови ППТ.

2. Визначають спосіб прокладання трубопроводів на виокремленій частині.

3. Приймають найбільш зручні для користування масштаби по вертикалі та горизонталі з переліку дозволених (див. вище) залежно від загальної довжини фрагмента тепломережі та амплітуди коливань профілю місцевості.

4. За будівельним планом або розрахунковими схемами мереж розбивають таблицю за формою 2 чи 3 (залежно від способу прокладання) на стовпці, ширина яких становить довжини ділянок в обраному масштабі.

5. У нижньому рядку таблиці будують спрямлений план частини теплотраси, для якої будують ППТ, розкриваючи кути поворотів траси до 180°.

6. На вертикалях, піднятих із меж стовпчиків таблиці, будують натурний профіль місцевості, відкладаючи позначки характерних точок землі по осі теплотраси. Позначки обчислюють шляхом інтерполяції (екстраполяції) значень відомих позначок об'єктів генплану або позначок геодезичних ліній.

7. Якщо потрібно перепланувати профіль місцевості, що може бути спричинене, наприклад, необхідністю забезпечення мінімальних нахилів на певних ділянках теплотраси, то проводять проєктну лінію землі та записують її позначки в перший рядок таблиці за формою 2 або 3. Якщо перепланувати місцевість уздовж теплотраси не потрібно, значення позначок у першому та другому рядках таблиць за формами 2 та 3 будуть збігатися.

8. Показують на профілі всі інженерні комунікації, що перетинають розглядуваний відрізок теплотраси, у вигляді перерізів на відповідних глибинах та відстанях від вузлових точок.

9. Підібравши конструкції нерухомих опор, рухомих опор та каналів (за їхньої наявності в разі надземного прокладання або підземного каналного прокладання), обчислюють позначки для третього та четвертого рядків таблиці, починаючи з перерізів, для яких ці величини відомі або визначені нормативами та обмеженнями відповідно до ДБН «Теплові мережі».

10. Обчислюють нахили (‰) на відрізках профілю теплотраси за формулою

$$N_{\text{від}} = 1\,000 (h_{\text{поч}} - h_{\text{кін}})/l_{\text{від}}, \quad (14.1)$$

де $h_{\text{поч}}$, $h_{\text{кін}}$ – позначки початкового та кінцевого вузлів відрізка теплотраси на профілі, м;

$l_{\text{від}}$ – довжина цього відрізка, м.

За наявності відомого нахилу кінцеву позначку ділянки теплотраси можна знайти за аналогічною формулою:

$$h_{\text{кін}} = h_{\text{поч}} \pm N_{\text{від}} l_{\text{від}}/1\,000. \quad (14.2)$$

Знак операції у формулі (14.2) залежить від характеру змінювання позначок (підвищення або зниження).

11. Розставляють номери перерізів, що відповідають певним відрізням теплотраси, у шостому рядку таблиці за формою 2 або 3 та внутрішні розміри для каналного прокладання за формою 2.

На рисунках 11.1 – 11.2 (тема 11) наведено будівельний план та монтажну схему теплової мережі, а на рисунках 14.2 – 14.4 – приклад побудови поздовжнього профілю ділянок тепломережі.

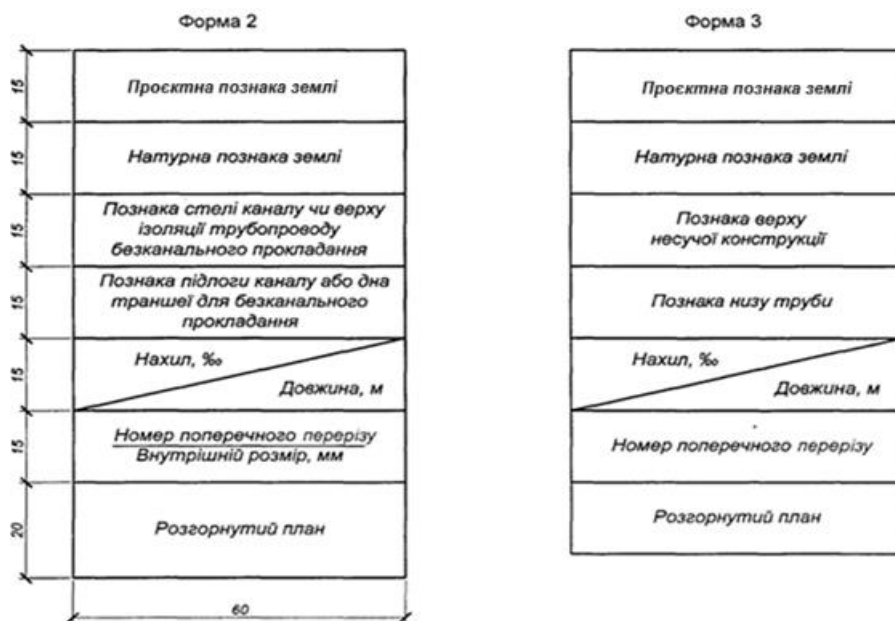


Рисунок 14.1 – Таблиця поздовжнього профілю

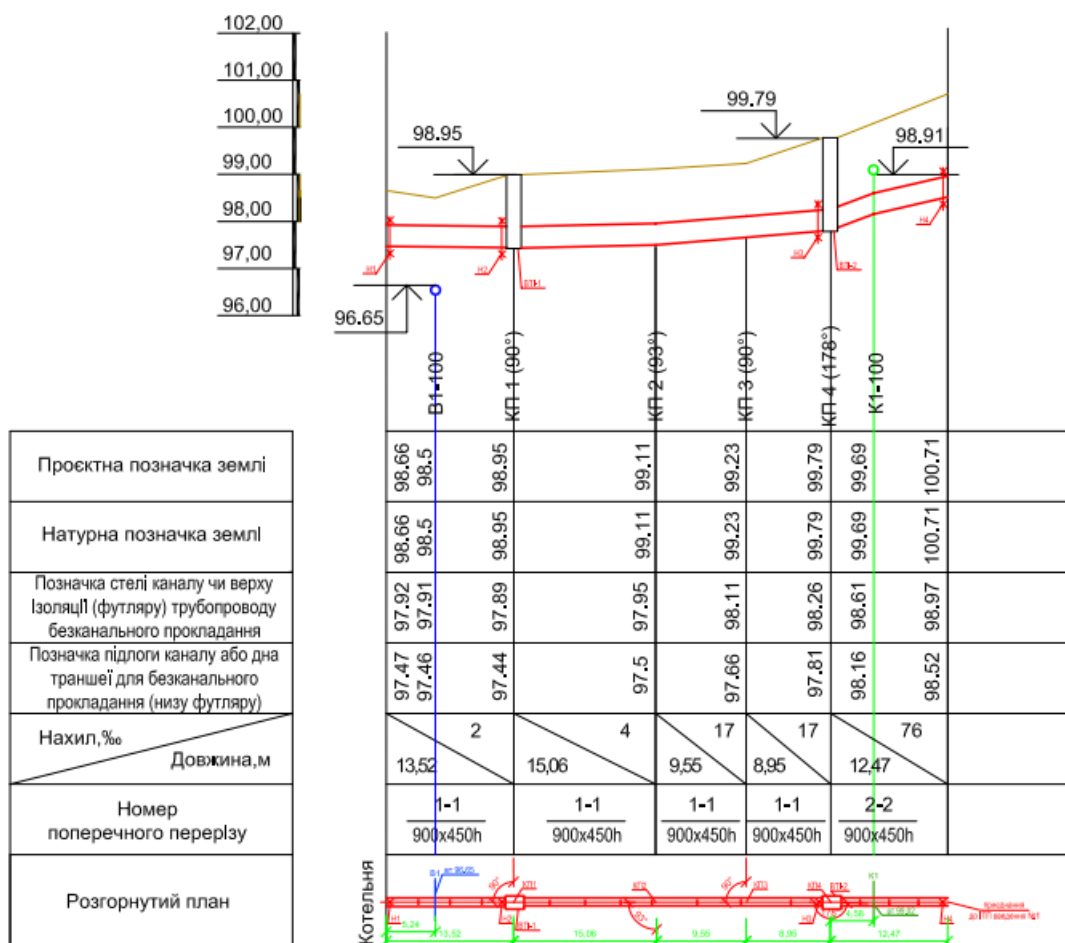


Рисунок 14.2 – Поздовжній профіль ділянки теплової мережі.
Ділянка «Котельня – ЗОШ» (введення № 1)

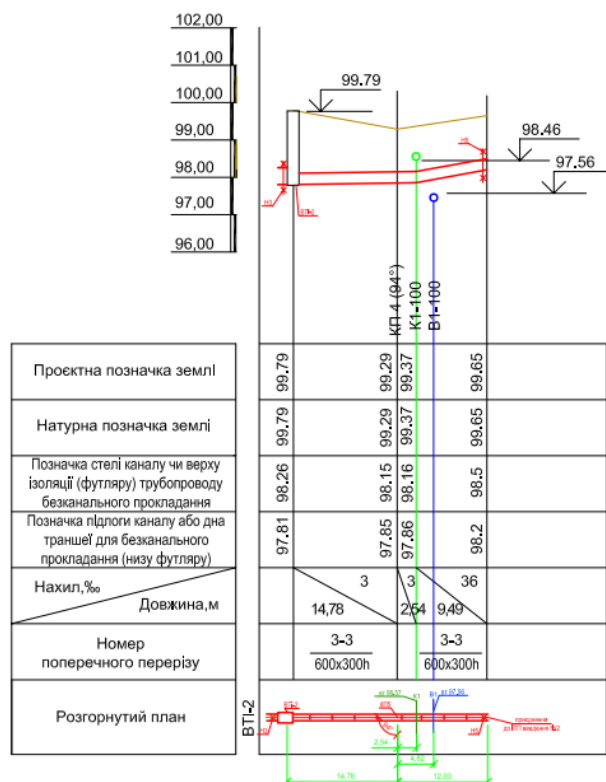


Рисунок 14.3 – Поздовжній профіль ділянки теплової мережі.
Ділянка ВТ-2 – ЗОШ (введення № 2)



Рисунок 14.3 – Поздовжній профіль ділянки теплової мережі.
Ділянка «ВТ-1 – початкова школа»

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.5-39:2008 Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. – Чинний від 2018–01–07. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. – 56 с.
2. КТМ 204 України 244-94 : Норми та вказівки щодо нормування витрат палива та теплової енергії на опалення житлових і громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби в Україні [Електрон. ресурс]. – Електрон. текст. дані. – Режим доступу: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=61012, вільний (дата звернення: 02.06.2026). – Назва з екрана.
3. ДБН В.2.6-31:2021 Теплова ізоляція та енергоефективність будівель. – Чинний від 2022–01–09. – Київ : Міністерство розвитку громад та територій України, 2021. – 27 с.
4. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинний від 2014–01–01. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2013. – 149 с.
5. ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній водопровід та каналізація. Частина І. Проектування. Частина ІІ. Будівництво. – Чинний від 2013–01–03. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2013. – 113 с.
6. ДБН В.2.5-20:2018 Газопостачання. – Чинний від 2020–01–06. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2019. – 109 с.
7. ДБН В.2.5-77:2014 Котельні. Зі зміною № 1. – Чинний від 2018–01–07. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2022. – 55 с.
8. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинний від 2011–01–11. – Київ : ДП «Державний науково-дослідний інститут будівельних конструкцій» (НДІБК), 2010. – 127 с.
9. ДСТУ 9191:2022 Теплоізоляція будівель. Метод вибору теплоізоляційного матеріалу для утеплення будівель. – Чинний від 2023–01–03. – Київ : Технічний комітет стандартизації ТК 302 «Енергоефективність будівель і споруд», 2022. – 63 с.
10. ДСТУ Б А.2.4-28:2008 Мережі теплові (тепломеханічна частина). Робочі креслення. – Чинний від 2010–01–01. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. – 13 с.
11. ДСТУ 9243.4:2023 Система проектної документації для будівництва. Основні вимоги до проектної документації. – Чинний від 2024–01–04. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. – 59 с.

12. ДСТУ 9243.7:2023 Система проєктної документації для будівництва. Правила виконання архітектурно-будівельних креслень. – Чинний від 2024–01–04. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2023. – 48 с.
13. ДСТУ Б А.2.4-1:2009 Система проєктної документації для будівництва. Умовні зображення і позначки трубопроводів та їх елементів. – Чинний від 2010 – 01 – 01. – Київ : Мінрегіонбуд України, 2009. – 12 с.
14. Про теплопостачання : Закон України від 2 червня 2005 р. // Відомості Верховної Ради. – 2005. – № 28. – Ст. 373.
15. Про комерційний облік теплової енергії та водопостачання : Закон України від 22 червня 2017 р. // Відомості Верховної Ради. – 2017. – № 34. – Ст. 370.
16. Правила технічної експлуатації теплових установок і мереж : Наказ № 71 від 14.02.2007 // М-во палива та енергетики України. Зареєстровано у Міністерстві юстиції України 05.03.2007 за № 197/13464. – Чинний від 2007–03–05. – Харків : Форт, 2007 – 176 с.
17. Єнін П. М. Теплопостачання (частина I Теплові мережі і споруди) : навч. посіб. / П. М. Єнін, Н. А. Швачко. – Київ : Кондор, 2007. – 244 с.
18. Ковальчук В. А. Теплопостачання : навч. посіб. / В. А. Ковальчук, Т. С. Мацнєва. – Рівне : НУВГП, 2013. – 300 с.
19. Шульга М. О. Теплогазопостачання і вентиляція : навч. посіб. / О. М. Шульга, О. О. Алексахін, Д. О. Шушляков ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2014. – 191 с.
20. Алексахін О. О. Теплогазопостачання і вентиляція. Вибрані задачі : навч. посіб. / О. О. Алексахін, О. В. Панчук ; Держ. ВНЗ «Укр. Держ. ун-т заліз. трансп.». – Харків : УкрДУЗТ, 2017. – 230 с.
21. Тарадай О. М. Теплозабезпечення : монографія / О. М. Тарадай ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2025. – 322 с.
22. Малявина О. М. Прогнозування надійності трубопроводів розподільних теплових мереж статистичними методами : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.03 – вентиляція, освітлення та теплогазопостачання / Малявина Ольга Миколаївна ; Харків. держ. акад. міськ. госп-ва. – Харків, 2013. – 24 с.
23. Фоміч С. В. Міська система централізованого гарячого водопостачання з вакуумною деаерацією : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.03 – вентиляція, освітлення та теплогазопостачання / Фоміч Сергій Володимирович ; ХНУБА. – Харків, 2018 – 28 с.

24. Насосне обладнання Wilo [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://wilo.com/ua/uk>, вільний (дата звернення: 19.09.2025). – Назва з титул. екрана.

25. Насосне обладнання Grundfos [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://www.grundfos.com/ua>, вільний (дата звернення: 19.09.2025). – Назва з титул. екрана.

26. Каталог теплотехнічного обладнання [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://www.ter-en.com/ua/calculation/zdv>, вільний (дата звернення: 19.09.2025). – Назва з титул. екрана.

27. Облік теплової енергії і води. Системи диспетчеризації [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://antap.com.ua/>, вільний (дата звернення: 19.09.2025). – Назва з титул. екрана.

28. Apator Powogaz [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://apator-powogaz.com/>, вільний (дата звернення: 19.09.2025). – Назва з титул. екрана.

29. Теплотехнічне обладнання [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://www.danfoss.com/uk-ua/>, вільний (дата звернення: 19.09.2025). – Назва з титул. Екрана.

30. Теплотехнічне обладнання Herz [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://herz.ua/>, вільний (дата звернення: 19.09.2025). – Назва з титул. екрана.

31. Енергоресурс інвест. Вироби для теплопостачання та гарячого водопостачання [Електрон. ресурс] : сайт. – Електрон. текст. дані. – Оновлюється постійно. – Режим доступу: <https://energoresurs.com/>, вільний (дата звернення: 19.09.2025). – Назва з титул. екрана.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Питомі теплові характеристики промислових будівель

Номер типу призначення	Найменування будівлі (тип призначення)	Розрахункова внутрішня температура приміщень, t_i , °C	Об'єм будівлі, V , тис. m^3	Питомі теплові характеристики, $Вт/(m^3 \cdot ^\circ C)$		Кількість людей на одну душо- ву сітку, $m_{\text{сіт}}$, осіб/ (сіт.·зм.)	Кіль- кість змін за тиж- день, $N_{\text{змт}}$
				на опалення, $q'_{\text{о}}$	на вентиляцію, $q'_{\text{в}}$		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Чавуноливарний цех	14	10–50 50–100 100–150	0,35–0,29 0,29–0,24 0,24–0,21	1,28–1,16 1,16–1,03 1,03–0,93	3	10–21
2	Сталеливарний цех	14	10–50 50–100 100–150	0,35–0,29 0,29–0,24 0,24–0,21	1,1–0,99 0,99–0,87 0,87–0,81	3	10–21
3	Мідноливарний цех	14	5–10 10–20 20–30	0,47–0,39 0,39–0,29 0,29–0,23	2,91–2,33 2,33–1,74 1,74–1,40	3	10–21
4	Термічний цех	14	До 10 10–30 30–75	0,47–0,35 0,35–0,29 0,29–0,23	1,51–1,40 1,40–1,16 1,16–0,75	3	10–21
5	Ковальський цех	14	До 10 10–50 50–100	0,47–0,35 0,35–0,26 0,26–0,2	0,81–0,70 0,70–0,52 0,52–0,37	3	10–21
6	Механоскладаль- ний, механічні та слюсарні відділення інструментальних цехів	16	5–10 10–50 50–100 100–200	0,64–0,55 0,55–0,47 0,47–0,44 0,44–0,41	0,47–0,29 0,29–0,17 0,17–0,14 0,14–0,09	5–7	5–14
7	Деревообробний цех	16	До 5 5–10 10–50	0,70–0,60 0,60–0,52 0,52–0,47	0,70–0,58 0,58–0,52 0,52–0,47	7–15	5–10
8	Цех металевих конструкцій	16	50–100 100–150	0,44–0,39 0,39–0,35	0,62–0,52 0,52–0,41	15	5–14
9	Котельний цех	14	100–250	0,29	0,70	5–7	5–10
10	Цех покриттів (гальванічний)	16	До 2 2–5 5–10	0,76–0,70 0,70–0,60 0,60–0,52	5,82–4,65 4,65–3,49 3,49–2,33	3	10–21
11	Ремонтний цех	16	5–10 10–20	0,70–0,58 0,58–0,52	0,23–0,17 0,17–0,12	5–7	5–10
12	Локомотивне	12	До 5 5–10	0,81–0,76 0,76–0,70	0,47–0,35 0,35–0,29	5–7	7–14
13	Котельня (опалювальна та парова)	12	2–5 5–10 10–20	0,12 0,12 0,09	0,6–0,48 0,48–0,35 0,35–0,29	7–15	21

Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8
14	Майстерня (цех ФЗН)	16	5–10 10–15 15–20 20–30	0,58 0,47 0,41 0,35	0,50 0,35 0,29 0,23	15	5–7
15	Побутові та адміністративно-допоміжні приміщення (АПК)	18	0,5–1 1–2 2–5 5–10 10–20	0,70–0,52 0,52–0,47 0,47–0,38 0,38–0,34 0,34–0,29	– – 0,16–0,14 0,14–0,13 0,13–0,12	–	5–7
16	ЦЗЛ	16	До 5 5–10 Більше 10	0,43 0,41 0,38	1,16 1,1 1,05	–	5–10
17	Насосна	16	До 0,5 0,5–1 1–2 2–3	1,22 0,86 0,70 0,58	–		21
18	Компресорна	16	До 0,5 0,5–1 1–2 2–5 5–10	1,01 0,81–0,70 0,70–0,56 0,56–0,46 0,46–0,41	–		7–21
19	Газогенераторна	16	5–10	0,12	2,09	7–15	7–14
20	Регенерація мастил	16	2–3	0,87–0,70	0,70–0,58	5–7	7–14
21	Склад хімікатів, барв	12	До 1 1–2 2–5	0,99–0,87 0,87–0,76 0,76–0,67	– – 0,70–0,52	7–15	5–14
22	Склад моделей (головний магазин)	12	1–2 2–5 5–10	0,93–0,81 0,81–0,67 0,67–0,52	–		
23	Гараж	12	До 2 3 5 Більше 5	0,81 0,7 0,64 0,58	– – 0,81 0,76	5–7	5–10
24	Їдальня	16	До 5 5–10 Більш 10	0,41 0,38 0,35	0,81 0,76 0,7	–	7–14
25	Прохідна	16	До 0,5 0,5–2 2–5	1,51–1,40 1,40–0,81 0,81–0,64	– – 0,17–0,12	–	21
26	Казарма (приміщення ВОХР)	18	5–10 10–15	0,44–0,38 0,38–0,36		–	21

Примітка. Значення $q_{оп}$ і q_v визначаються зі співвідношень $q_{оп} = a \cdot q'_{o}$ і $q_v = a \cdot q'_{v}$, до того a приймається залежно від розрахункової температури зовнішнього повітря t_o :

$t_o, ^\circ\text{C}$	≥ -10	-20	-30	≤ -40
a	1,2	1,1	1	0,9

За проміжних значень розрахункової температури t_o коефіцієнт a потрібно знаходити за допомогою інтерполяції або екстраполяції.

Температурний коефіцієнт a також можна знайти за допомогою формули

$$a = 0,54 + 22/(t_i - t_o).$$

ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 – Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря

№ з/п	Назва пункту будівництва	Температура зовнішнього повітря, °С			Кліматичний район	Температурна зона	Тривалість опалювального періоду, Т _р , діб
		Найхолоднішої п'ятиденки із забезпеченістю 0,92, t _{хп}	середня температура опалювального періоду, t _р	середньомісячна температура липня, t _{лп}			
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Вінниця	-21	-0,2	18,7	I	I	182
2	Гайворон	-22	0,3	20,0	II	I	174
3	Дніпро	-24	-0,2	21,6	II	I	172
4	Донецьк	-22	-0,5	21,2	II	I	176
5	Житомир	-22	-0,2	18,5	I	I	184
6	Запоріжжя	-21	0,6	22,4	II	II	166
7	Івано-Франківськ	-20	0,4	18,3	IIIА	I	179
8	Ізмаїл	-15	2	22,3	II	II	151
9	Київ	-22	-0,1	19,8	I	I	176
10	Кропивницький	-22	-0,3	20,4	II	I	175
11	Кривий Ріг	-17	0,2	21,5	II	I	171
12	Лозова	-22	-0,8	21,1	I	I	178
13	Лубни	-23	-0,7	20,2	I	I	180
14	Луганськ	-25	-0,4	22,0	II	I	172
15	Луцьк	-20	0,3	18,4	I	I	180
16	Львів	-19	0,4	17,7	I	I	179
17	Миколаїв	-20	1,1	22,7	II	II	161
18	Одеса	-18	2	22,0	II	II	158
19	Полтава	-23	-0,8	20,5	I	I	178
20	Рівне	-21	0,1	18,2	I	I	182
21	Ромни	-23	-1,1	19,4	I	I	185
22	Сімферополь	-15	2,6	21,8	V	II	154
23	Суми	-25	-1,4	19,5	I	I	187
24	Тернопіль	-20	-0,2	17,8	I	I	184
25	Ужгород	-18	1,4	20,3	IIIБ	II	154
26	Умань	-20	-0,1	19,4	I	I	179
27	Феодосія	-15	3,6	23,2	II	II	142
28	Харків	-23	-1	20,7	I	I	179
29	Херсон	-19	1,3	22,4	II	II	163
30	Хмельницький	-21	-0,1	18,4	I	I	183
31	Черкаси	-21	-0,3	20,1	I	I	178
32	Чернівці	-20	0,5	19,1	IIIА	I	175
33	Чернігів	-23	-0,9	18,5	I	I	187
34	Ялта	-6	5,3	23,6	IV	II	126

Таблиця Б.2 – Кліматологічні дані міст України

Ч. ч.	Місто	Середня темпе- ратура опалю- валь- ного періоду, °С	Трива- лість опалю- валь- ного періо- ду, діб	Тривалість спостереження температур зовнішнього повітря, год, в інтервалах температур, °С									
				-34,9 – -30	-29,9 – -25	-24,9 – -20	-19,9 – -15	-14,9 – -10	-9,9 – -5	-4,9 – 0	+0,1 – +5	+5,1 – +8	Всього годин
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Бердянськ	0,8	165	0	9	34	120	222	431	1 087	1 426	631	3 960
2	Вінниця	-0,2	182	1	10	38	121	308	618	1 180	1 438	655	4 369
3	Джанкой	2,1	158	0	0	0	0	7	77	451	1 760	1 497	3 792
4	Дніпро	-0,2	172	0	9	36	125	231	449	1 132	1 488	658	4 128
5	Донецьк	-0,5	176	0	10	42	176	383	702	1 097	1 169	644	4 223
6	Євпаторія	3	147	0	0	0	0	6	72	420	1 638	1 392	3 528
7	Житомир	-0,2	184	0	5	21	99	296	590	1 185	1 489	730	4 415
8	Запоріжжя	0,6	166	0	9	35	120	223	433	1 093	1 436	635	3 984
9	Івано- Франківськ	0,4	179	0	10	38	130	240	468	1 179	1 548	683	4 296
10	Ізмаїл	2	151	0	0	4	15	87	321	840	1 392	965	3 624
11	Керч	4,5	151	0	0	2	10	76	280	855	1 382	1 019	3 624
12	Київ	-0,1	176	1	4	29	122	316	590	1 153	1 393	616	4 224
13	Кропивницький	-0,3	175	0	9	37	127	235	457	1 153	1 514	669	4 201
14	Луганськ	-0,4	172	1	7	51	154	365	635	992	1 280	643	4 128
15	Луцьк	0,3	180	0	5	20	96	290	578	1 161	1 456	714	4 320
16	Львів	0,4	179	0	0	2	19	58	429	1 060	1 666	1 062	4 296
17	Маріуполь	0,3	169	0	5	34	126	291	573	1 151	1 214	661	4 055
18	Миколаїв	1,1	161	0	0	7	53	221	449	1 025	1 472	638	3 865
19	Одеса	2	158	0	0	5	21	128	382	934	1 705	617	3 792
20	Полтава	-0,8	178	5	8	43	153	372	688	1 165	1 074	764	4 272
21	Рівне	0,1	182	0	5	21	97	293	584	1 173	1 473	722	4 368
22	Сімферополь	2,6	154	0	0	3	15	85	332	825	1 329	1 107	3 696
23	Суми	-1,4	187	1	10	38	125	316	635	1 211	1 479	673	4 488
24	Тернопіль	-0,2	184	1	10	38	122	312	624	1 192	1 455	663	4 417
25	Ужгород	1,4	154	0	0	2	17	52	384	874	1 411	956	3 696
26	Умань	-0,1	179	1	10	37	125	272	540	1 169	1 479	664	4 297
27	Харків	-1,0	179	0	9	44	179	389	714	1 117	1 189	655	4 296
28	Херсон	1,3	163	0	0	7	35	159	423	864	1 518	907	3 913
29	Хмельницький	-0,1	183	1	10	38	121	309	619	1 183	1 445	667	4 393
30	Черкаси	-0,3	178	1	9	37	119	301	605	1 154	1 406	640	4 272
31	Чернівці	0,5	175	0	10	37	127	235	458	1 153	1 513	668	4 201
32	Чернігів	-0,9	187	1	10	38	124	317	634	1 212	1 478	673	4 487
33	Ялта	5,3	126	0	0	0	0	5	61	360	1 404	1 194	3 024



Рисунок Б.1 – Карта-схема температурних зон України

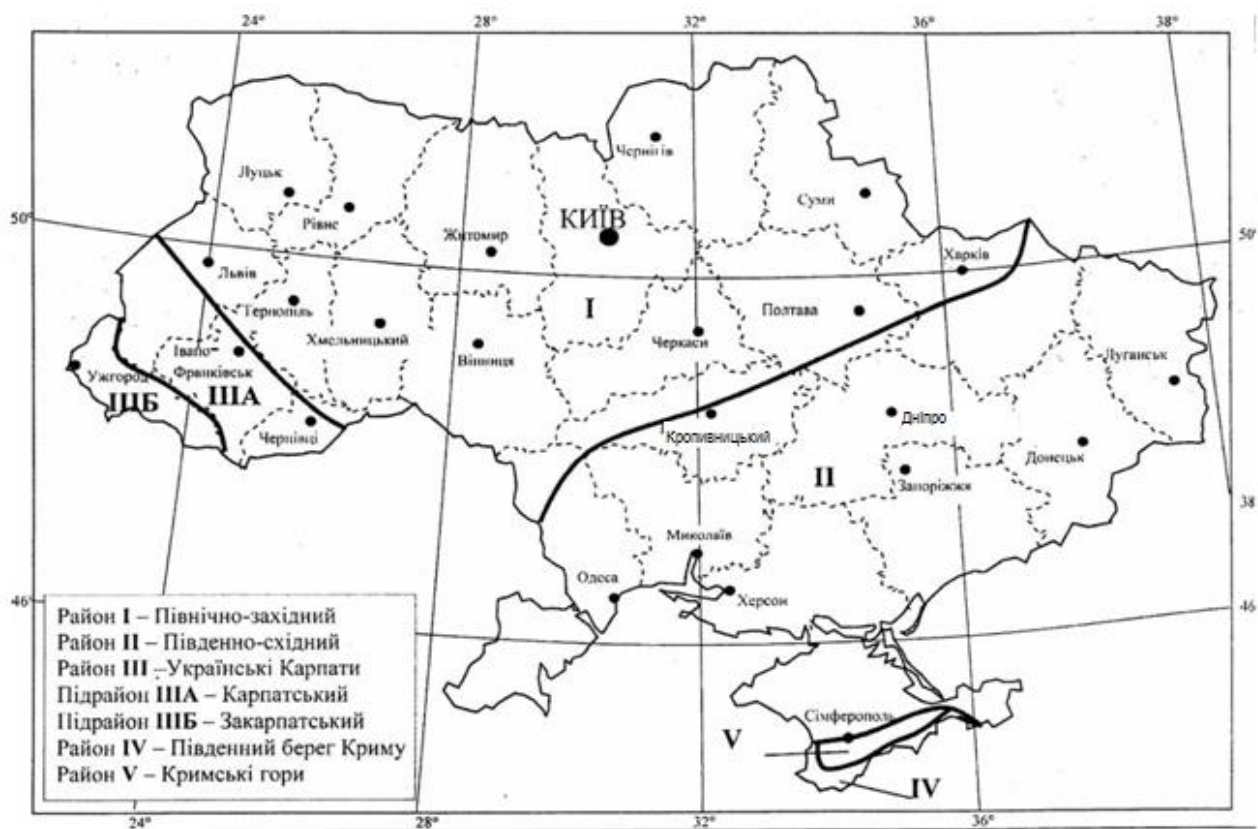


Рисунок Б.2 – Архітектурно-будівельне кліматичне районування території України

ДОДАТОК В

Таблиця В.1 – Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції житлових та громадських будинків, $R_{q \min}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$

Номер поз.	Вид огорожувальної конструкції	Значення $R_{q \min}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ для температурної зони	
		I	II
1	Зовнішні стіни	3,3	2,8
2	Суміщені покриття	5,35	4,9
3	Горищні покриття та перекриття неопалювальних горищ	4,95	4,5
4	Перекриття над проїздами та неопалювальними підвалами	3,75	3,3
5	Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,75	0,6
6	Вхідні двері в багатоквартирні житлові будинки та в громадські будинки	0,44	0,39
7	Вхідні двері в малоповерхові будинки та в квартири, що розташовані на перших поверхах багатоповерхових будинків	0,6	0,54

Таблиця В.2 – Коефіцієнт зменшення n для розрахунку тепловтрат

Огорожувальні конструкції	Коефіцієнт
1 Зовнішні стіни і покриття, перекриття горищні (з покрівлею зі штучних матеріалів) і над проїздами	1
2 Перекриття над холодними підвалами, що сполучаються з зовнішнім повітрям, перекриття горищні (з покрівлею з рулонних матеріалів)	0,9
3 Перекриття над неопалювальними підвалами зі світловими прорізами в стінах	0,75
4 Перекриття над неопалювальними підвалами без світлових прорізів у стінах, розташованих вище рівня землі	0,6
5 Перекриття над неопалювальними технічними підвалами, розташованими нижче рівня землі	0,4

ДОДАТОК Г

Таблиця Г.1 – Розрахункові температури й повітрообмін у допоміжних будинках промислових підприємств

Приміщення	Темпе- ратура, °С	Кратність повітрообміну k_v , 1/год	
		витяжка	приплив
Вестибюлі	16	–	2
Гардеробні вуличного й робочого одягу	18	1	–
Гардеробні душових	23	–	5
Душові (на душову сітку)	25	(75)	–
Умивальні	16	1	–
Вбиральні:			
– на 1 унітаз	14	(50)	–
– на 1 пісуар	14	(25)	–
Курильні	14	10	–
Приміщення особистої гігієни жінок	23	2	2
Приміщення годування грудних дітей	23	2	–
Приміщення для відпочинку (не менше 30 м³/год на людину)	20	4	5
Те саме з охолоджувальними пристроями (не менше 40 м³/год на людину)	20	6	7
Приміщення для обігрівання працівників	2–24	5	5
Приміщення для сушіння, знепилювання або хімічного чищення робочого одягу	16–18	3 розрахунку	
Приміщення ремонту робочого одягу	20	1	–
Приміщення ремонту взуття	20	3	–
Фотарії	25	3 розрахунку	
Приміщення управлінь і громадських організацій	18	1,5	–
Конструкторські бюро, бібліотеки	20	2	–
Зали нарад або зборів:			
– місткістю до 100 осіб;	16	3	3
– місткістю більше 100 осіб (на 1 особу);	16		(40)
Архіви	18	1	–
Світлокопіювальні майстерні	16	3	2
Радіовузли й телефонні станції	18	3	3
Зал, роздавальна, буфет	16	3 розрахунку, але не менше	
		3	2
Комори й склади:			
– із постійним перебуванням людей	16	2	–
– із короткочасним перебуванням людей	10	1	–

ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1 – Нормативні максимальні теплові витрати житлових і громадських будинків (E_{max})

Ч. ч.	Призначення будинку	Значення E_{max} , кВт · год/м ² [кВт · год/м ³], для температурної зони України	
		I	II
1	Житлові будинки з поверховістю:		
	– від 1 до 3	$470 \times F_h^{-1/4}$	$400 \times F_h^{-1/4}$
	– від 4 до 9	55	48
	– від 10 до 16	48	42
	– від 17 до 24	43	38
	– понад 25	40	35
2	Громадські будинки та споруди, окрім груп будинків за рядками з поверховістю 3–6:		
	– від 1 до 3	$[230 \times V_h^{-1/4}]$	$[200 \times V_h^{-1/4}]$
	– від 4 до 9	[15]	[13]
	– від 10 до 16	[14]	[12]
	– від 17 до 24	[13]	[11]
	– понад 25	[12]	[11]
3	Будинки та споруди навчальних закладів	[31]	[28]
4	Будинки та споруди дошкільних навчальних закладів	[36]	[33]
5	Заклади охорони здоров'я	[47]	[42]
6	Підприємства торгівлі	[15]	[12]
7	Готелі	51	44
Примітка. F_h – опалювальна площа житлового будинку, м ² ; V_h – опалювальний об'єм громадського будинку або споруди, м ³ .			

ДОДАТОК Е

Таблиця Е.1 – Розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води в житлових будинках, л/добу, на одного мешканця

Житлові будинки	Кліматичні райони			
	І		ІІ, ІІІ, ІV та V	
	Витрата води			
	загаль- на Q_T^{tot}	зокрема гаряча Q_T^h	загаль- на Q_T^{tot}	зокрема гаряча Q_T^h
З водопроводом і каналізацією без ванн	100	40	110	45
Те саме з газопостачанням	120	48	135	55
З водопроводом, каналізацією і ваннами з водопідігрівачами, які працюють на твердому паливі	150	60	170	70
Те саме з газовими водонагрівачами	210	85	235	95
З централізованим гарячим водопостачанням і сидячими ваннами	230	95	260	105
Те саме з ваннами завдовжки більш ніж 1 500 мм	250	100	285	115
Примітка. Кліматичні райони визначають за рисунком Б.2 (дод. Б).				

Таблиця Е.2 – Розрахункові (питомі середні за рік) добові витрати води, деяких споживачів

Ч. ч.	Споживачі	Одиниця виміру	Розрахункові (питомі) середні за рік добові витрати води, л/добу на одиницю виміру		Підвищувальний коефіцієнт для III, IV кліматичних районів k_r	Тривалість водорозбору T_{ex} , год/добу
			загальна Q_T^{tot}	у т.ч. гарячої Q_T^h		
1	2	3	4	5	6	7
1	Навчальні заклади (спеціальні, санаторні), будинки дитини, дошкільні дитячі будинки, спеціальні та санаторні школи-інтернати – із денним перебування дітей: – із їдальнями на напівфабрикатах;	1 дитина	40	20	1,1	10

Продовження таблиці Е.2

1	2	3	4	5	6	7
	– із їдальнями, які працюють на сировині, і пральнями;	1 дитина	80	30	1,1	10
	– із цілодобовим перебуванням дітей: – із їдальнями на напівфабрикатах;	Те саме	60	30	1,15	24
	– із їдальнями, які працюють на сировині, і пральнями	Те саме	120	40	1,15	24
2	Навчально-освітні та спеціалізовані школи, професійно-навчальні заклади, заклади вищої освіти, інститути підвищення кваліфікації тощо з душовими при гімнастичних залах і їдальнями, які працюють на напівфабрикатах	1 учень (студент і 1 викладач)	20	8	1,1	8
3	Науково-дослідні інститути, проєктні та конструкторські організації, установи органів управління та громадських організацій, бібліотеки та музеї, вокзали всіх видів транспорту тощо	1 працівник	16	6	1,2	8

Таблиця Е.3 – Укрупнений показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину q_h

Середня за опалювальний період норма витрати води за температури 55 °С на гаряче водопостачання на добу на одну людину, що проживає в будинку з гарячим водопостачанням, л	Питомий показник середнього теплового потоку на гаряче водопостачання на одну людину q_h , Вт, що проживає в будинку		
	з гарячим водопостачанням	з гарячим водопостачанням з урахуванням споживання в громадських будинках	без гарячого водопостачання з урахуванням споживання в громадських будинках
85	247	320	73
90	259	332	73
105	305	376	73
115	334	407	73

ДОДАТОК Ж

Таблиця Ж.1 – Теплофізичні властивості водяної пари та води на лінії насичення

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Абсолютний тиск P , МПа	Густина пари ρ'' , кг/м^3	Ентальпія пари i'' , кДж/кг	Теплота пароутворення r , кДж/кг	Ентальпія води i' , кДж/кг	Густина води ρ' , кг/м^3
100	0,101 3	0,598	2 675,6	2 256,5	419,1	958,4
105	0,120 9	0,705	2 683,4	2 243,2	440,21	954,71
110	0,143 4	0,826 9	2 691,1	2 229,7	461,36	950,95
115	0,169 2	0,965 3	2 698,6	2 216,0	482,55	947,09
120	0,198 7	1,121	2 706,5	2 202,8	503,7	943,1
125	0,232 2	1,298 5	2 713,1	2 188,0	525,06	939,02
130	0,270 3	1,496	2 720,7	2 174,3	546,4	934,8
135	0,313 2	1,718 8	2 726,9	2 159,1	567,77	930,54
140	0,361 5	1,966	2 734,1	2 145,0	589,1	926,1
145	0,415 6	2,242 1	2 739,8	2 129,1	610,69	921,63
150	0,476 1	2,547	2 746,7	2 114,4	632,3	917,0
155	0,543 4	2,886	2 751,8	2 097,9	653,88	912,28
160	0,618 1	3,258	2 758,0	2 082,5	675,58	907,4
165	0,700 8	3,670 2	2 762,8	2 065,4	697,35	902,51
170	0,792 1	4,122	2 767,9	2 046,7	719,21	897,3
175	0,892 4	4,616 7	2 772,7	2 031,6	741,15	892,29
180	1,002 6	5,157	2 777,2	2 014,0	763,19	886,9
185	1,123 3	5,749 8	2 781,4	1 996,1	785,32	881,61
190	1,255	6,394	2 785,3	1977,7	807,57	876,0
195	1,398 6	7,097	2 788,9	1 958,9	829,92	870,44
200	1,554 7	7,862	2 792,1	1 939,7	852,39	865,0
205	1,724	8,688 9	2 794,9	1 919,9	874,99	858,77
210	1,907 4	9,588	2 797,4	1 899,6	897,73	852,8
215	2,105 6	10,561	2 799,4	1 878,8	920,61	846,55
220	2,319 3	11,62	2 801,1	1 857,4	943,7	840,8
225	2,549 4	12,753	2 802,3	1 835,4	966,84	833,75
230	2,796 8	13,99	2 803,0	1 812,8	990,2	827,3
235	3,062 2	15,313	2 803,3	1 789,5	1 013,8	820,33
240	3,346 7	16,76	2 803,1	1 765,5	1 037,6	813,6
245	3,650 9	18,296	2 802,3	1 740,8	1 061,5	806,22
250	3,975 9	19,98	2 801,0	1 715,3	1 085,3	799,0

Таблиця Ж.2 – Питома густина та ентальпія перегрітої пари

Тиск P , МПа	Температура перегрітої пари													
	110 °C		120 °C		130 °C		140 °C		150 °C		160 °C		170 °C	
	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг
0,10	0,575	2 696,7	0,558	2 716,8	0,543	2 736,8	0,529	2 756,6	0,516	2 776,4	0,504	2 796,2	0,492	2 816,0
0,12	0,690	2 694,5	0,671	2 714,8	0,653	2 734,9	0,636	2 755,0	0,621	2 775,0	0,606	2 794,9	0,592	2 814,7
0,14	0,807	2 692,2	0,784	2 712,8	0,764	2 733,2	0,744	2 753,4	0,726	2 773,5	0,708	2 793,6	0,691	2 813,6
0,16			0,899	2 710,6	0,875	2 731,3	0,852	2 751,8	0,831	2 772,0	0,810	2 792,0	0,791	2 812,3
0,18			1,014	2 708,6	0,986	2 729,5	0,961	2 750,1	0,973	2 770,6	0,913	2 790,9	0,891	2 811,1
0,20					1,098	2 727,6	1,069	2 748,4	1,073	2 769,0	1,016	2 789,5	0,992	2 809,9
0,22					1,211	2 725,6	1,179	2 746,7	1,150	2 767,5	1,121	2 788,1	1,092	2 808,6
0,24					1,324	2 723,7	1,288	2 744,9	1,255	2 765,9	1,223	2 786,7	1,193	2 807,3
0,26					1,438	2 721,7	1,399	2 743,2	1,362	2 764,4	1,327	2 785,3	1,295	2 806,1
0,28							1,509	2 741,4	1,470	2 762,8	1,432	2 783,9	1,396	2 804,8
0,30							1,616	2 739,6	1,577	2 761,2	1,537	2 782,5	1,498	2 803,5
0,40									2,124	2 752,9	2,067	2 775,1	2,013	2 796,9
0,50											2,605	2 767,3	2,537	2 789,9
0,60											3,159	2 759,2	3,019	2 782,7
0,70													3,613	2 775,2
0,80														
0,90														
1,0														
1,1														
1,2														
1,3														
1,4														

Продовження таблиці Ж.2

Тиск P , МПа	Температура перегрітої пари													
	180 °C		190 °C		200 °C		210 °C		220 °C		230 °C		240 °C	
	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг
0,10	0,481	2 835,7	0,471	2 855,4	0,460	2 875,2	0,451	2 894,9	0,441	2 914,7	0,432	2 934,3	0,424	2 954,3
0,12	0,578	2 834,6	0,565	2 854,4	0,553	2 874,2	0,541	2 894,0	0,529	2 913,8	0,519	2 933,7	0,509	2 953,6
0,14	0,676	2 833,5	0,660	2 853,7	0,646	2 873,3	0,632	2 893,1	0,619	2 913,0	0,606	2 932,9	0,594	2 952,9
0,16	0,773	2 832,4	0,755	2 852,4	0,740	2 872,4	0,723	2 892,3	0,708	2 912,2	0,693	2 932,2	0,679	2 952,2
0,18	0,871	2 831,3	0,851	2 851,4	0,832	2 871,4	0,814	2 891,4	0,797	2 911,4	0,781	2 931,4	0,765	2 951,5
0,20	0,969	2 830,1	0,947	2 850,3	0,926	2 870,5	0,906	2 890,5	0,887	2 910,6	0,868	2 930,7	0,851	2 950,8
0,22	1,067	2 829,0	1,042	2 849,3	1,020	2 869,5	0,997	2 889,6	0,977	2 909,8	0,956	2 929,9	0,936	2 950,0
0,24	1,165	2 827,8	1,138	2 848,2	1,113	2 868,5	1,089	2 888,7	1,066	2 909,0	1,044	2 929,2	1,023	2 949,3
0,26	1,264	2 826,7	1,235	2 847,2	1,207	2 867,6	1,181	2 887,8	1,156	2 908,1	1,158	2 928,4	1,109	2 948,6
0,28	1,363	2 825,5	1,331	2 846,1	1,301	2 866,6	1,273	2 886,9	1,246	2 907,3	1,210	2 927,6	1,195	2 947,9
0,30	1,462	2 824,3	1,428	2 845,5	1,396	2 865,8	1,365	2 886,1	1,335	2 906,5	1,308	2 926,9	1,281	2 947,2
0,40	1,963	2 818,5	1,916	2 839,6	1,872	2 860,6	1,829	2 881,5	1,790	2 902,2	1,751	2 922,9	1,715	2 943,5
0,50	2,471	2 812,9	2,411	2 833,6	2,353	2 855,5	2,299	2 876,8	2,248	2 897,9	2,198	2 918,9	2,152	2 939,9
0,60	2,987	2 805,6	2,912	2 828,1	2,840	2 850,2	2,774	2 872,0	2,710	2 893,6	2,649	2 914,9	2,593	2 936,1
0,70	3,513	2 798,9	3,419	2 822,1	3,334	2 844,8	3,253	2 867,1	3,178	2 889,1	3,105	2 910,6	3,038	2 932,3
0,80	4,044	2 792,0	3,937	2 815,5	3,833	2 839,2	3,738	2 862,0	3,651	2 884,5	3,565	2 906,6	3,485	2 928,4
0,90	4,587	2 784,8	4,460	2809,5	4,340	2 833,5	4,230	2 856,9	4,127	2 879,8	4,031	2 702,3	3,939	2 924,5
1,0	5,131	2 777,3	4,995	2 802,9	4,857	2 827,5	4,728	2 851,5	4,610	2 874,9	4,498	2 897,9	4,396	2 920,5
1,1			5,537	2 796,0	5,379	2 821,5	5,233	2 846,1	5,097	2 870,0	4,473	2 893,4	4,857	2 916,4
1,2			6,090	2 788,9	5,910	2 815,2	5,744	2 840,5	5,593	2 865,0	5,453	2 888,9	5,321	2 912,2
1,3					6,447	2 808,6	6,262	2 834,8	6,091	2 859,5	5,938	2 884,2	5,790	2 908,0
1,4					6,998	2 802,1	6,789	2 828,9	6,601	2 854,5	6,427	2 879,5	6,265	2 903,7

Продовження таблиці Ж.2

Тиск P , МПа	Температура перегрітої пари													
	250 °C		260 °C		270 °C		280 °C		300 °C		320 °C		340 °C	
	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг
0,10	0,416	2 974,2	0,408	2 994,1	0,400	3 014,0	0,393	3 034,0	0,379	3 074,1	0,366	3 114,4	0,354	3 155,1
0,12	0,499	2 973,5	0,489	2 993,4	0,481	3 013,4	0,472	3 033,4	0,458	3 073,6	0,439	3 113,9	0,421	3 154,5
0,14	0,583	2 972,8	0,571	2 992,8	0,561	3 012,8	0,551	3 032,9	0,531	3 073,1	0,519	3 113,5	0,496	3 154,1
0,16	0,666	2 972,2	0,654	2 992,2	0,641	3 012,2	0,629	3 032,3	0,607	3 072,6	0,578	3 113,1	0,567	3 153,7
0,18	0,750	2 971,5	0,736	2 991,6	0,722	3 011,7	0,709	3 031,8	0,684	3 072,1	0,660	3 112,6	0,638	3 153,3
0,20	0,834	2 970,8	0,818	2 990,9	0,803	3 011,1	0,788	3 031,2	0,759	3 071,6	0,734	3 112,2	0,709	3 152,9
0,22	0,918	2 970,2	0,901	2 990,3	0,883	3 010,5	0,867	3 030,8	0,836	3 071,1	0,818	3 111,8	0,781	3 152,5
0,24	1,002	2 969,5	0,983	2 989,7	0,964	3 009,0	0,947	3 030,1	0,912	3 070,6	0,882	3 118,3	0,852	3 152,1
0,26	1,087	2 968,8	1,065	2 989,1	1,045	3 009,3	1,026	3 029,6	0,989	3 070,1	0,955	3 110,8	0,923	3 151,7
0,28	1,171	2 968,2	1,148	2 988,4	1,127	3 008,7	1,105	3 029,0	1,066	3 069,7	1,029	3 110,4	0,995	3 151,5
0,30	1,255	2 967,5	1,231	2 987,8	1,208	3 008,1	1,185	3 028,5	1,142	3 069,2	1,103	3 110,0	1,066	3 150,9
0,40	1,680	2 964,1	1,647	2 984,6	1,615	3 005,2	1,588	3 025,7	1,527	3 066,7	1,474	3 107,7	1,424	3 148,9
0,50	2,108	2 960,7	2,066	2 981,4	2,025	3 002,1	1,986	3 022,8	1,911	3 064,2	1,846	3 105,5	1,784	3 146,8
0,60	2,539	2 957,2	2,487	2 978,2	2,438	2 999,1	2,391	3 020,4	2,302	3 061,7	2,220	3 103,2	2,145	3 144,8
0,70	2,974	2 953,7	2,912	2 974,9	2,853	2 996,1	2,797	3 017,2	2,693	3 059,1	2,596	3 100,9	2,507	3 142,7
0,80	3,411	2 950,1	3,339	2 971,6	3,271	2 993,0	3,206	3 014,2	3,085	3 056,5	2,974	3 098,7	2,870	3 140,7
0,90	3,852	2 946,5	3,771	2 968,2	3,693	2 989,8	3,618	3 011,3	3,479	3 054,0	3,352	3 096,3	3,235	3 138,6
1,0	4,298	2 942,8	4,205	2 964,8	4,117	2 986,7	4,032	3 008,3	3,876	3 051,3	3,734	3 094,0	3,602	3 136,5
1,1	4,746	2 939,0	4,643	2 961,3	4,543	2 983,4	4,450	3 005,3	4,275	3 048,7	4,179	3 091,6	3,979	3 134,4
1,2	5,198	2 935,2	5,081	2 957,8	4,973	2 980,2	4,869	3 002,3	4,677	3 046,0	4,500	3 089,3	4,340	3 132,2
1,3	5,656	2 931,3	5,528	2 954,2	5,405	2 976,8	5,291	2 999,2	5,081	3 043,4	4,888	3 086,9	4,710	3 130,1
1,4	6,116	2 927,4	5,971	2 950,6	5,841	2 973,5	5,718	2 996,1	5,485	3 040,7	5,277	3 084,5	5,083	3 128,0

Закінчення таблиці Ж.2

Тиск P , МПа	Температура перегрітої пари											
	360 °C		380 °C		400 °C		420 °C		440 °C		460 °C	
	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг	ρ , кг/м ³	i_{nn} , кДж/кг
0,10	0,343	3 195,7	0,332	3 236,7	0,322	3 278,0	0,312	3 319,5	0,304	3 361,2	0,296	3 403,2
0,12	0,412	3 195,3	0,399	3 236,4	0,387	3 277,6	0,376	3 319,1	0,365	3 360,9	0,355	3 402,1
0,14	0,480	3 195,0	0,465	3 236,0	0,451	3 277,3	0,438	3 318,9	0,426	3 360,6	0,414	3 402,7
0,16	0,549	3 194,6	0,532	3 235,7	0,515	3 277,0	0,501	3 318,0	0,487	3 360,4	0,474	3 402,4
0,18	0,618	3 194,2	0,99	3 235,4	0,581	3 276,7	0,564	3 318,3	0,528	3 360,1	0,533	3 402,2
0,20	0,687	3 193,8	0,665	3 235,0	0,645	3 276,4	0,627	3 318,0	0,609	3 359,8	0,592	3 401,9
0,22	0,756	3 193,5	0,732	3 234,7	0,711	3 276,1	0,689	3 317,7	0,670	3 359,6	0,651	3 401,7
0,24	0,824	3 193,1	0,799	3 234,4	0,770	3 275,8	0,752	3 317,4	0,731	3 359,3	0,711	3 401,4
0,26	0,894	3 192,8	0,860	3 234,0	0,839	3 275,5	0,816	3 317,2	0,792	3 359,1	0,770	3 401,2
0,28	0,962	3 192,4	0,932	3 233,7	0,905	3 275,2	0,878	3 316,9	0,853	3 358,8	0,830	3 400,9
0,30	1,031	3 192,0	1,00	3 233,4	0,969	3 274,9	0,942	3 316,6	0,914	3 358,5	0,889	3 400,7
0,40	1,378	3 190,1	1,335	3 221,7	1,294	3 273,3	1,256	3 315,2	1,221	3 357,2	1,187	3 399,5
0,50	1,725	3 188,3	1,671	3 230,0	1,620	3 271,8	1,572	3 313,7	1,527	3 355,9	1,485	3 398,2
0,60	2,074	3 186,4	2,008	3 228,4	1,947	3 270,3	1,889	3 312,4	1,835	3 354,6	1,783	3 397,1
0,70	2,424	3 184,6	2,346	3 226,6	2,271	3 268,7	2,207	3 310,9	2,143	3 353,3	2,083	3 395,8
0,80	2,775	3 182,7	2,686	3 225,0	2,603	3 267,2	2,525	3 309,5	2,452	3 352,0	2,383	3 394,6
0,90	3,127	3 180,8	3,027	3 223,2	2,932	3 265,6	2,843	3 308,1	2,761	3 350,6	2,683	3 394,4
1,0	3,481	3 178,9	3,367	3 221,5	3,262	3 264,0	3,164	3 306,6	3,071	3 349,3	2,984	3 392,1
1,1	3,836	3 177,0	3,709	3 219,8	3,593	3 262,3	3,484	3 305,8	3,382	3 347,9	3,285	3 390,9
1,2	4,191	3 175,1	4,054	3 219,1	3,925	3 260,9	3,805	3 303,7	3,693	3 346,6	3,588	3 389,6
1,3	4,548	3 173,2	4,398	3 216,3	4,261	3 259,3	4,127	3 302,3	4,005	3 345,3	3,891	3 388,4
1,4	4,908	3 171,2	4,744	3 214,6	4,591	3 257,7	4,450	3 300,8	4,138	3 343,9	4,195	3 387,1

ДОДАТОК И

Таблиця И.1 – Технічні характеристики перетворювача витрат Sharky-775

Номінальний діаметр, мм	Д, мм	15	15	20	20	20	25	25	32	32	40	50	65	80	100
Номінальна витрата, м ³ /год	q _p	0,6	1,5	0,6	1,5	2,5	3,5	6,0	3,5	6,0	10,0	15,0	25,0	40,0	60,0
Мінімальна витрата, л/год	q _i	6	6	6	6	10	24	35	24	35	40 ³ /100	60 ³ /150	100 ³ /250	160	240 ³ /600
Максимальна витрата, м ³ /год	q _s	1,2	3,0	1,2	3,0	5,0	7,0	12,0	7,0	12,0	20	30	50	80	120
Монтажна довжина, мм	L	110	110	190	190	190	260	260	260	260	300	270	300	300	360
Робочий тиск, атм	PN	16	16	16	16	16	16	16	16	25	25	25	25	25	25
Втрати тиску при q _p , мбар.	ΔP	85	75	85	75	100	44	128	44	128	95	80	75	80	75

Таблиця І.2 – Технічні характеристики лічильника гарячої води JS Master+

Номінальний діаметр, мм	Д, мм	25	25	32	32	40
Безперервна (номінальна) витрата, м³/год	Q ₃	6,3	10	6,3	10	16
Мінімальна витрата, л/год	Q ₁	79	125	79	125	200
Максимальна витрата, м³/год	Q ₄	7,875	12,5	7,875	12,5	20
Середня (перехідна) витрата, л/год	Q ₂	126	200	126	200	320
Монтажна довжина, мм	L	260	260	260	260	300
Робочий тиск, атм	PN	16	16	16	16	16
Втрати тиску при Q ₃ , кПа	ΔP	63	63	63	63	63

Таблиця І.3 – Технічні характеристики лічильника гарячої води MWN-130 Nubis

Номінальний діаметр, мм	Д, мм	50	65	80	100	125
Безперервна (номінальна) витрата, м³/год	Q ₃	25	40	63	100	160
Мінімальна витрата, м³/год	Q ₁	0,625	1,0	1,575	2,5	4,0
Максимальна витрата, м³/год	Q ₄	31,25	50	78,75	125	200
Середня (перехідна) витрата, л/год	Q ₂	1,0	1,6	2,52	4,0	6,4
Монтажна довжина, мм	L	200	200	225	250	250
Робочий тиск, атм	PN	16	16	16	16	16
Втрати тиску при Q ₃ , кПа	ΔP	16	16	16	16	16

Таблиця И.4 – Технічні характеристики клапану регулятора теплового потоку VM-2

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
15	Муфтове	0,25
		0,4
		0,63
		1,0
		1,6
		2,5
		4,0
20	Муфтове	4,0
		6,3
25	Муфтове	6,3
		8,0
32	Муфтове	10
40	Муфтове	16
50	Муфтове	25

Таблиця И.5 – Технічні характеристики клапану регулятора теплового потоку VB-2

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
15	Фланцеве	0,25
		0,4
		0,63
		1,0
		1,6
		2,5
		4,0
20	Фланцеве	6,3
25	Фланцеве	10,0
32	Фланцеве	16
40	Фланцеве	25
50	Фланцеве	40

Таблиця І.6 – Технічні характеристики клапана регулятора теплового потоку VFM-2

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
65	Фланцеве	63,0
80	Фланцеве	100,0
100	Фланцеве	160,0
125	Фланцеве	250,0
150	Фланцеве	400,0
200	Фланцеве	630,0
250	Фланцеве	900,0

Таблиця І.7 – Технічні характеристики клапану регулятора перепаду тиску AVP

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
15	Муфтове	1,0
		1,6
		2,5
		4,0
20	Муфтове	6,3
25	Муфтове	8,0
15	Фланцеве	4,0
20	Фланцеве	6,3
25	Фланцеве	8,0
32	Фланцеве	12,5
40	Фланцеве	16,0
50	Фланцеве	20,0

Таблиця І.8 – Технічні характеристики клапана регулятора перепаду тиску AFP/VFG2

Ду, мм	З'єднання	Kv _s , м ³ /год
40	Фланцеве	20,0
50	Фланцеве	32,0
65	Фланцеве	50,0
80	Фланцеве	80,0
100	Фланцеве	125
125	Фланцеве	160
150	Фланцеве	280
200	Фланцеве	320
250	Фланцеве	400

ДОДАТОК К

Таблиця К.1 – Коефіцієнт α_1 для визначення сумарних еквівалентних довжин місцевих опорів для парових, водяних і конденсатних мереж

Типи компенсаторів	Умовний прохід трубопроводу D _y , мм	Значення коефіцієнта α ₁ для мереж	
		водяних та конденсатних	парових
Транзитні теплові мережі (без відгалужень)			
Сальникові	До 1 400	0,2	0,2
П-подібні із гнутими відводами	До 300	0,3	0,5
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	200–350	0,5	0,7
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	400–500	0,7	0,9
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відводами	600–1 400	1	1,2
Розгалужені теплові мережі			
Сальникові	До 400	0,3	0,4
Сальникові	450–1 400	0,4	0,5
П-подібні із гнутими відведеннями	До 150	0,3	0,5
П-подібні із гнутими відведеннями	165–200	0,4	0,6
П-подібні із гнутими відведеннями	250–300	0,6	0,8
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відведеннями	175–250	0,6	0,8
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відведеннями	300–350	0,8	1,0
П-подібні зі звареними або крутозігнутими відведеннями	400–500	0,9	1,0
П-подібні зі звареними відведеннями	600–1 400	1	1,2

ДОДАТОК Л

Таблиця Л.1 – Норми щільності теплового потоку у разі розташування на відкритому повітрі й кількості годин роботи на рік більше ніж 5 000 [2]

Умовний прохід трубопро-воду, мм	Середня температура теплоносія, °С												
	20	50	100	160	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	Норми лінійної щільності теплового потоку, Вт/м												
15	4	10	20	30	42	55	68	83	99	115	133	152	172
20	5	11	22	34	47	60	75	91	108	127	147	167	188
25	5	13	25	37	52	66	82	99	117	137	158	180	203
40	7	15	29	44	59	77	95	115	136	158	182	206	232
50	7	17	31	47	64	82	102	123	145	168	193	219	246
65	9	19	36	54	72	93	114	137	162	187	214	243	272
80	10	21	39	58	77	99	122	147	172	200	228	258	279
100	11	24	43	64	85	109	134	160	187	216	247	278	311
125	12	27	49	70	93	122	149	178	208	240	273	308	344
150	14	30	54	77	102	134	164	194	226	260	296	333	372
200	18	37	65	93	122	159	194	228	266	305	345	387	431
250	21	43	75	106	138	179	215	254	294	337	381	426	474
300	25	49	84	118	155	198	239	280	324	370	418	467	518
350	28	55	93	131	170	218	261	306	353	403	454	507	561
400	30	61	102	142	185	236	282	330	380	433	487	543	601
450	33	65	109	152	197	252	301	351	404	460	516	575	638
500	36	71	119	166	211	271	322	376	431	491	550	612	678
600	42	82	136	188	240	306	363	422	483	548	614	684	754
700	48	92	151	209	264	337	399	463	529	599	672	745	820
800	53	103	167	213	292	371	438	507	579	654	733	811	892
900	59	113	184	253	319	405	477	551	628	709	793	877	962
1 000	65	124	201	275	346	438	516	595	677	763	853	930	1033
Криволінійні поверхні з діаметром більше ніж 1 020 мм і плоскі	Норми поверхневої щільності теплового потоку, Вт/м ²												
	19	35	54	70	85	105	120	135	150	165	180	194	209
Примітка. Проміжні значення норм щільності теплового потоку варто визначати інтерполяцією.													

Таблиця Л.2 – Норми щільності теплового потоку в разі розташування на відкритому повітрі й кількості годин роботи на рік 5 000 і менше [2]

Умовний прохід трубопро- воду, мм	Середня температура теплоносія, °С												
	20	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	Норми лінійної щільності теплового потоку, Вт/м												
15	5	11	22	34	46	59	74	90	106	124	143	163	185
20	6	13	25	38	52	66	82	99	118	138	158	180	203
25	6	15	28	42	57	73	90	108	127	149	171	195	219
40	8	18	33	49	66	86	105	126	149	173	199	225	253
50	9	19	36	53	71	91	113	135	159	184	212	240	269
65	10	23	41	61	81	104	127	152	178	207	237	268	299
80	11	25	45	66	87	112	137	163	191	221	253	285	319
100	13	28	50	73	97	123	150	178	208	241	275	309	345
125	15	32	56	81	107	139	168	200	233	269	306	344	383
150	18	35	63	89	118	153	185	219	256	294	332	372	415
200	22	44	77	109	142	184	221	262	303	346	391	438	486
250	26	51	88	125	161	207	248	293	336	385	434	485	538
300	30	59	101	140	181	231	278	324	374	426	479	534	591
350	35	66	112	155	200	255	305	355	409	466	523	582	643
400	38	73	122	170	217	276	331	386	442	502	563	626	691
450	41	80	132	182	233	298	353	412	471	535	599	665	734
500	45	88	143	197	251	322	379	442	506	573	641	711	783
600	53	100	165	225	288	365	432	499	570	644	719	796	876
700	60	114	184	250	319	404	475	550	626	707	788	871	956
800	67	128	205	278	353	447	526	605	688	775	863	953	1045
900	75	141	226	306	388	487	574	660	749	843	937	1034	1132
1000	83	155	247	333	421	531	622	715	810	911	1011	1114	1223
Криволіній- ні поверхні з діаметром більше ніж 1020 мм і плоскі	Норми поверхневої щільності теплового потоку, Вт/м ²												
	25	44	71	88	108	133	152	165	190	209	227	245	265
Примітка. Див. примітку до таблиці Л.1.													

Таблиця Л.3 – Норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж у разі прокладання в непрохідних каналах і кількості годин роботи на рік 5 000 і менше, Вт/м

Умов- ний- прохід трубо- прово- ду, мм	Трубопровід					
	пода- валь- ний	зво- рот- ний	пода- валь- ний	зво- рот- ний	пода- валь- ний	зво- рот- ний
	Середньорічна температура теплоносія, °С					
	65	50	90	50	110	50
25	18	12	26	11	31	10
30	19	13	27	12	33	11
40	21	14	29	13	36	12
50	22	15	33	14	40	13
65	27	19	38	16	47	14
80	29	20	41	17	51	15
100	33	22	46	19	57	17
125	34	23	49	20	61	18
150	38	26	54	22	65	19
200	48	31	66	26	83	23
250	54	35	76	29	93	25
300	62	40	87	32	103	28
350	68	44	93	34	117	29
400	76	47	109	37	123	30
450	77	49	112	39	135	32
500	88	54	126	43	167	33
600	98	58	140	45	171	35
700	107	63	163	47	185	38
800	130	72	181	48	213	42
900	138	75	190	57	234	44
1000	152	78	199	59	249	49
1200	185	86	257	66	300	54
1400	204	90	284	69	322	58

Таблиця Л.4 – Норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж у разі прокладання в непрохідних каналах і кількості годин роботи на рік більше ніж 5 000, Вт/м

Умов- ний прохід трубо- прово- ду, мм	Трубопровід					
	пода- валь- ний	зво- рот- ний	пода- валь- ний	зво- рот- ний	пода- валь- ний	зво- рот- ний
	Середньорічна температура теплоносія, °С					
	65	50	90	50	110	50
25	16	11	23	10	28	9
30	17	12	24	11	30	10
40	18	13	26	12	32	11
50	20	14	28	13	35	12
65	23	16	34	15	40	13
80	25	17	36	16	44	14
100	28	19	41	17	48	15
125	31	21	42	18	50	16
150	32	22	44	19	55	17
200	39	27	54	22	68	21
250	45	30	64	25	77	23
300	50	33	70	28	84	25
350	55	37	75	30	94	26
400	58	38	82	33	101	28
450	67	43	93	36	107	29
500	68	44	98	38	117	32
600	79	50	109	41	132	34
700	89	55	126	43	151	37
800	100	60	140	45	163	40
900	106	66	151	54	186	43
1000	117	71	158	57	192	47
1200	144	79	185	64	229	52
1400	152	82	210	68	252	56

Примітки до табл. Л.3 та Л.4:

1. Розрахункові середньорічні температури води у водяних теплових мережах 65, 90, 110 °С. відповідають температурним графікам 95–70, 150–70, 180–70 °С.

2. Див. примітки до таблиці К.1.

Таблиця Л.5 – Норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж у разі підземного безканального прокладання й кількості годин роботи на рік 5 000 і менше, Вт/м

Умовний прохід трубопроводу, мм	Трубопроводи			
	подавальний	зворотний	подавальний	зворотний
	Середньорічна температура теплоносія, °С			
	65	60	90	50
25	36	27	48	26
50	44	34	60	32
65	50	38	67	36
80	51	39	69	37
100	55	42	74	40
125	61	46	81	44
150	69	52	91	49
200	77	59	101	54
250	83	63	111	59
300	91	69	122	64
350	101	75	133	69
400	108	80	140	73
450	116	86	151	78
500	123	91	163	83
600	140	103	186	94
700	156	112	203	100
800	169	122	226	109

Примітки до таблиць Л.5 і Л.6:

1. Див. примітки до таблиці К.1.
2. Розрахункові середньорічні температури води у водяних теплових мережах 65 °С і 90 °С відповідають температурним графікам 95–70 °С і 150–70 °С.

Таблиця Л.6 – Норми щільності теплового потоку через ізольовану поверхню трубопроводів двотрубних водяних теплових мереж у разі підземного безканального прокладання й кількості годин роботи на рік більше ніж 5 000, Вт/м

Умовний прохід трубопроводу, мм	Трубопроводи			
	подавальний	зворотний	подавальний	зворотний
	Середньорічна температура теплоносія, °С			
	65	60	90	60
25	33	25	44	24
50	40	31	54	29
65	45	34	60	33
80	46	35	61	34
100	49	38	65	35
125	53	41	72	39
150	60	46	80	43
200	66	50	89	48
250	72	55	96	51
300	79	59	105	56
350	86	65	113	60
400	91	68	121	63
450	97	72	129	67
500	105	78	138	72
600	117	87	156	80
700	126	93	170	86
800	140	102	186	93

3. У разі застосування як теплоізоляційного шару пінополіуретану (ППУ), фенольного поропласту ФЛ, полімербетону значення норм щільності варто визначати з урахуванням коефіцієнта K_2 , наведеного в таблиці Л. 7.

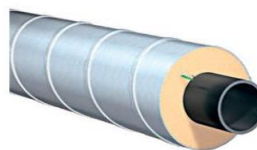
Таблиця Л.7 – Коефіцієнт K_2 , що враховує змінювання норм щільності теплового потоку в разі застосування теплоізоляційного шару з пінополіуретану (ППУ), полімербетону, фенольного поропласту ФЛ

Матеріал теплоізоля- ційного шару	Умовний прохід трубопроводу, мм				Матеріал теплоізоля- ційного шару	Умовний прохід трубопроводу, мм			
	25—65	80—150	200—300	350—500		25—65	80—150	200—300	350—500
	Коефіцієнт K ₂					Коефіцієнт K ₂			
ПУ, ФЛ	0,5	0,6	0,7	0,8	Полімербетон	0,7	0,8	0,9	1,0

ДОДАТОК М



а



б

Рисунок М.1 – Попередньо ізольована сталева труба (ППУ):
а – для підземного прокладання; б – для надземного прокладання «Спіро»

Таблиця М.1 – Номенклатура попередньо ізольованих сталевих труб

d_3 / D_3 , мм	Сталева труба		Захисна оболонка	
	d_3 , мм	δ_{min} , мм	D_3 , мм	δ_{min} , мм
32/90	32	2,5	90	2,2
38/110	38		110	2,5
45/110	45			
57/125	57	3,5	125	3,0
76/140	76		140	
89/160	89		160	
108/200	108	4,0	200	3,2
114/200	114		225	3,5
133/225	133			
159/250	159	4,5	250	3,9
219/315	219	6,0	315	4,9
273/400	273	7,0	400	6,3
325/450	325	8,0	450	7,0
377/500	377	9,0	500	7,8
426/560	426	7,0	560	8,8
530/710	530		710	11,1

ДОДАТОК Н

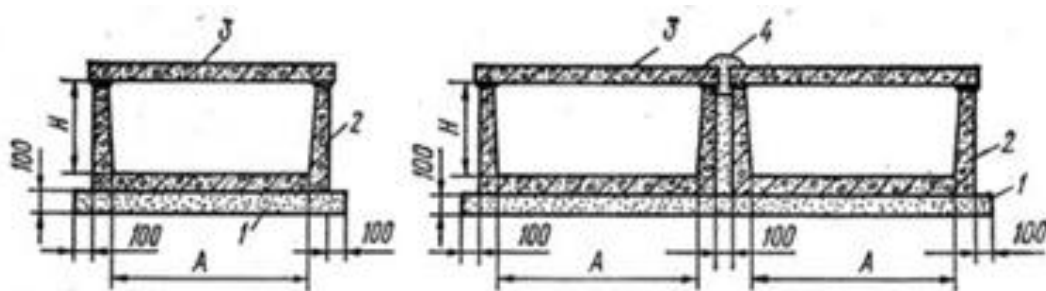


Рисунок Н.1 – Канали типу КЛ:

1 – піщана подушка; 2 – канал; 3 – плита перекриття; 4 – цементна заливка

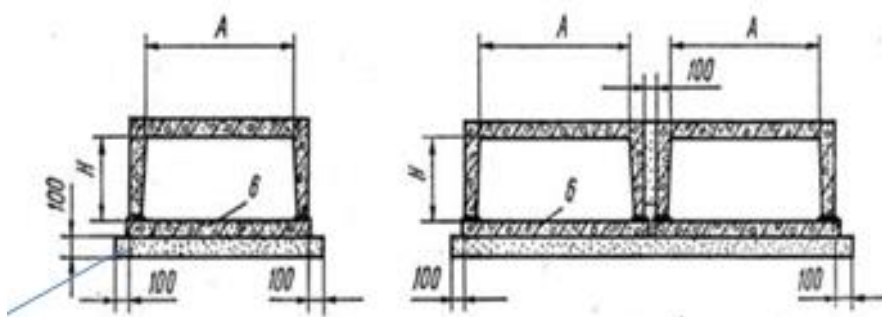


Рисунок Н.2 – Канали типу КЛп

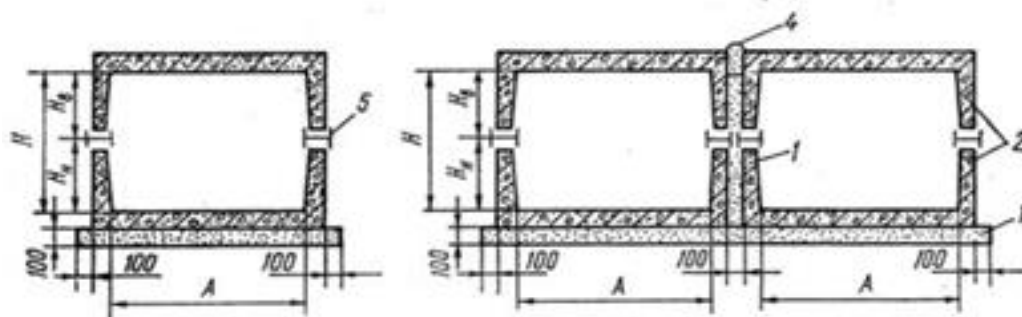


Рисунок Н.3 – Канали типу КЛс

Таблиця Н.1 – Збірні залізобетонні канали з лотків

Тип каналу	А, мм	Н = Н _н + Н _в , мм				
КЛ, КЛп	300	300	—	—	—	—
	450		—	—	—	—
	600		450	600	—	—
	900	450	600	900	1 200	—
	1 200					—
	1 500					1 500
	1 800	600	900	1 200	1 500	—
	2 100					—
	2 400	900	1 200	1 500	—	—
	3 000				—	—
КЛс	900	900	1 200	—	—	—
	1 200			1 500	—	—
	1 500			—	—	—
	1 800	1 200	—	—	—	—
	2 100		—	—	—	—

ДОДАТОК П

Таблиця П.1 – Мінімальна відстань між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для непрохідних каналів

Умовний прохід трубопроводів, мм	Відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводів на просвіт, мм, не менше			
	до стінки каналу	до поверхні теплоізоляційної конструкції суміжного трубопроводу	до перекриття каналу	до дна каналу
25–80	70	100	50	100
100–250	80	140	50	150
300–350	100	160	70	150
400	100	200	70	180
500–700	110	200	100	180
800	120	250	100	200
900–1400	120	250	100	300

Примітка. У разі реконструкції теплових мереж із використанням існуючих будівельних конструкцій допускається відхилення від розмірів, указаних у цій таблиці.

Таблиця П.2 – Мінімальна відстань між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для тунелів, надземного прокладання та теплових пунктів

Умовний прохід трубопроводів, мм	Відстань від поверхні теплоізоляційної конструкції трубопроводу на просвіт, мм, не менше				
	до стінки тунелю	до перекриття тунелю	до дна тунелю	до поверхні теплоізоляційної конструкції суміжного трубопроводу в тунелі, за надземного прокладання та в теплових пунктах	
				по вертикалі	по горизонталі
25–80	150	100	150	100	100
100–250	170	100	200	140	140
300–350	200	120	200	160	160
400	200	120	200	160	200
500–700	200	120	200	200	200
800	250	150	250	200	250
900	250	150	300	200	250
1 000–1 400	350	250	350	300	300

Примітка. У разі реконструкції теплових мереж із використанням існуючих будівельних конструкцій допускається відхилення від розмірів, указаних у цій таблиці.

Таблиця П.3 – Мінімальна відстань між будівельними конструкціями та трубопроводами теплових мереж для вузлів трубопроводів у тунелях, камерах, павільйонах

Найменування відстані	Відстань, мм, не менше
Від підлоги або перекриття до поверхні теплоізоляційних конструкцій трубопроводів (для переходу)	700
Бокові проходи для обслуговування арматури та сальникових компенсаторів (від стінки до фланця арматури або до компенсатора) за діаметрів труб, мм:	700
– до 500;	600
– від 600 до 900;	700
– від 1 000 і більше	1 000
Від стінки до фланця корпусу сальникового компенсатора (з боку патрубка) за діаметрів труб, мм:	
– до 500;	600 (уздовж осі труби)
– 600 і більше	800 (уздовж осі труби)
Від підлоги або перекриття до фланця арматури або до осі болтів сальникових ущільнювачів	400
Те саме до поверхні теплоізоляційної конструкції відгалужень труб	300
Від висунутого шпінделя засувки (або штурвала) до стіни або перекриття	200
Для труб діаметром 600 мм і більше між стінками суміжних труб з боку сальникового компенсатора	500
Від стінки або від фланця засувки до штуцерів для випускання води або повітря	100
Від фланця засувки на відгалуженні до поверхні теплоізоляційних конструкцій основних труб	100
Між теплоізоляційними конструкціями суміжних сифонових компенсаторів за діаметрів компенсаторів, мм:	
– до 500;	100
– 600 і більше	150

ДОДАТОК Р

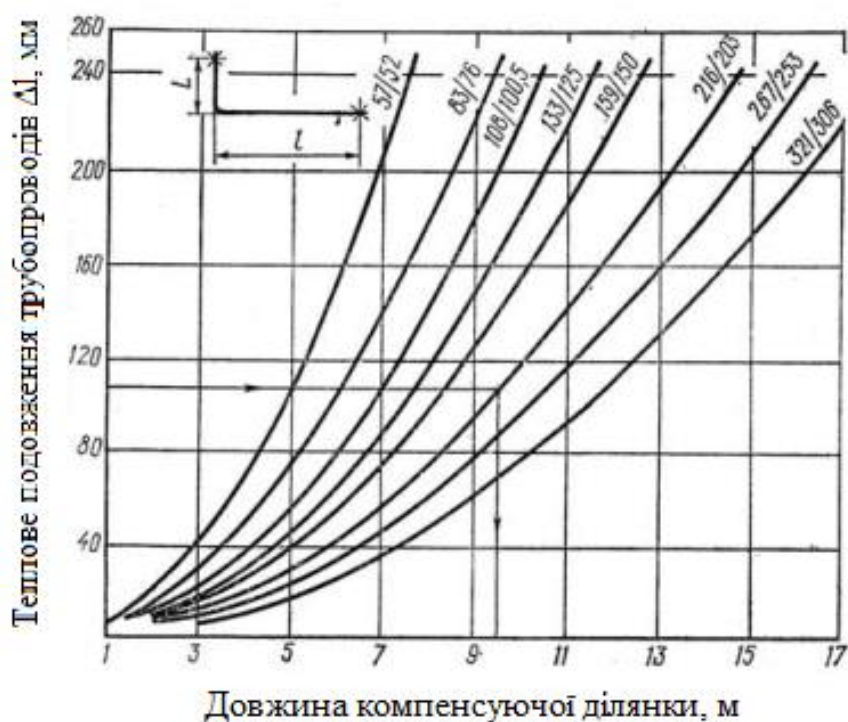


Рисунок Р.1 – Графік для підбору Г-подібних компенсаторів

Таблиця Р.1 – Компенсуюча здатність Δ , мм, П-подібних компенсаторів

Діаметр, мм	В/Н	Продовження, мм при «вильоті», м			
		$8D_n$	$12D_n$	$16D_n$	$24D_n$
1	2	3	4	5	6
57	0,5	13	28	48	80
	1	18	37	65	108
	2	26	56	98	167
	4	42	94	164	282
108	0,5	31	61	104	200
	1	37	76	125	260
	2	50	104	176	372
	4	76	163	280	605
219	0,5	74	136	213	400
	1	85	158	252	490
	2	104	204	334	670
	4	148	293	494	1 030
325	0,5	117	207	316	585
	1	127	237	368	705
	2	155	296	472	940
	4	206	413	678	1 410

Продовження таблиці Р.1

1	2	3	4	5	6
426	0,5	150	272	417	780
	1	168	312	490	940
	2	204	392	610	1 265
	4	275	452	920	1 910
529	0,5	195	348	530	960
	1	215	392	610	1 114
	2	254	480	765	1 495
	4	332	660	1 080	2 200

Таблиця Р.2 – Значення корегувального коефіцієнта ε

Температура теплоносія, °С	Коефіцієнт ε	
	трубопровід у холодному стані	трубопровід у робочому стані
≤ 250	0,5	0,5
251–300	0,6	0,5
301–400	0,7	0,5
401–450	1,0	0,35

ДОДАТОК С

Таблиця С.1 – Відстані, м, між рухомими опорами для теплової мережі з параметрами $p = 1,6 \text{ МПа}$, $t = 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Найменування	Умовний діаметр труби, D _y , мм												
	25	40	70	100	150	200	300	400	500	600	800	1 000	
Прогін між рухомими опорами трубопроводів, м													
Прокладка на бетонних подушках	1,7	2,5	3	4	5	6	8	8,5	10	10	10	10	
Прокладка надземна з П-подібними компенсаторами	2	2,5	3,5	5	7	9	12	14	14	15	16	20	
Те саме з чепцевими компенсаторами	2	2,5	3,5	5	7	9	12	13	13	13	13	16	
Відстань між нерухомими опорами трубопроводів, м													
Із П-подібними компенсаторами	50	60	70	80	100	120	120	160	180	200	200	200	
Із чепцевими компенсаторами	—	—	—	70	80	80	100	140	140	160	160	160	

Примітка 1. Для відстаней між рухомими опорами за надземного прокладання й по стелажах необхідно вводити такі коефіцієнти: для ділянок перед гнучкими компенсаторами, перед поворотами й для кінцевих ділянок – 0,8; для поворотів – 0,67; для ділянок з кожного боку чепцевого компенсатора – 0,5.

Примітка 2. Відстані між нерухомими опорами відповідно до розташування компенсаторів не ближче ніж $1/3$ і не далі $2/3$ зазначених відстаней від нерухомих опор. Для ділянок самокомпенсації приймати відстані, що дорівнюють 0,6 від зазначених у таблиці.

Таблиця С.2 – Відстані, м, між нерухомими опорами трубопроводів із П-подібними (П) і чепцевими (Ч) компенсаторами

D_y , мм	Теплоносій					
	Вода		Пара			
	$p = 0,8\text{--}1,6 \text{ МПа}$ $t = 100\text{--}150 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$p = 0,8 \text{ МПа}$ $t = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$		$p = 1,3 \text{ МПа}$ $t = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
	П	Ч	П	Ч	П	Ч
25	—		50		50	
32	50		50		50	
40–50	60	—	60	—	60	—
70	70		70		70	
80	80		80		80	
100	80	70	80	60	80	50
125	90	70	90	60	90	50
150	100	80	100	70	90	60
175	100	80	100	70	100	60
200	120	80	120	70	100	60
250	120	100	120	70	120	60
300	120	100	120	70	120	60
350	140	120	120	70	120	60
400	160	140	140	100	140	80

Примітка 1. Відстань між нерухомими опорами трубопроводів на ділянках самокомпенсації повинна мати не більше ніж 60 % від зазначених для П-подібних компенсаторів.

Таблиця С.3 – Коефіцієнти тертя в опорах, відповідно, при переміщенні опори вздовж осі трубопроводу і під кутом до осі

Тип опор	Коефіцієнт тертя (сталь по сталі)	
	μ_x	μ_y
Ковзні	0,3	0,3
Коткові	0,1	0,3
Кулькові	0,1	0,1
Жорсткі підвіски	0,4	0,1
Примітка. У разі застосуванні фторопластових прокладок під ковзні опори коефіцієнт тертя варто приймати 0,1.		

ДОДАТОК Т

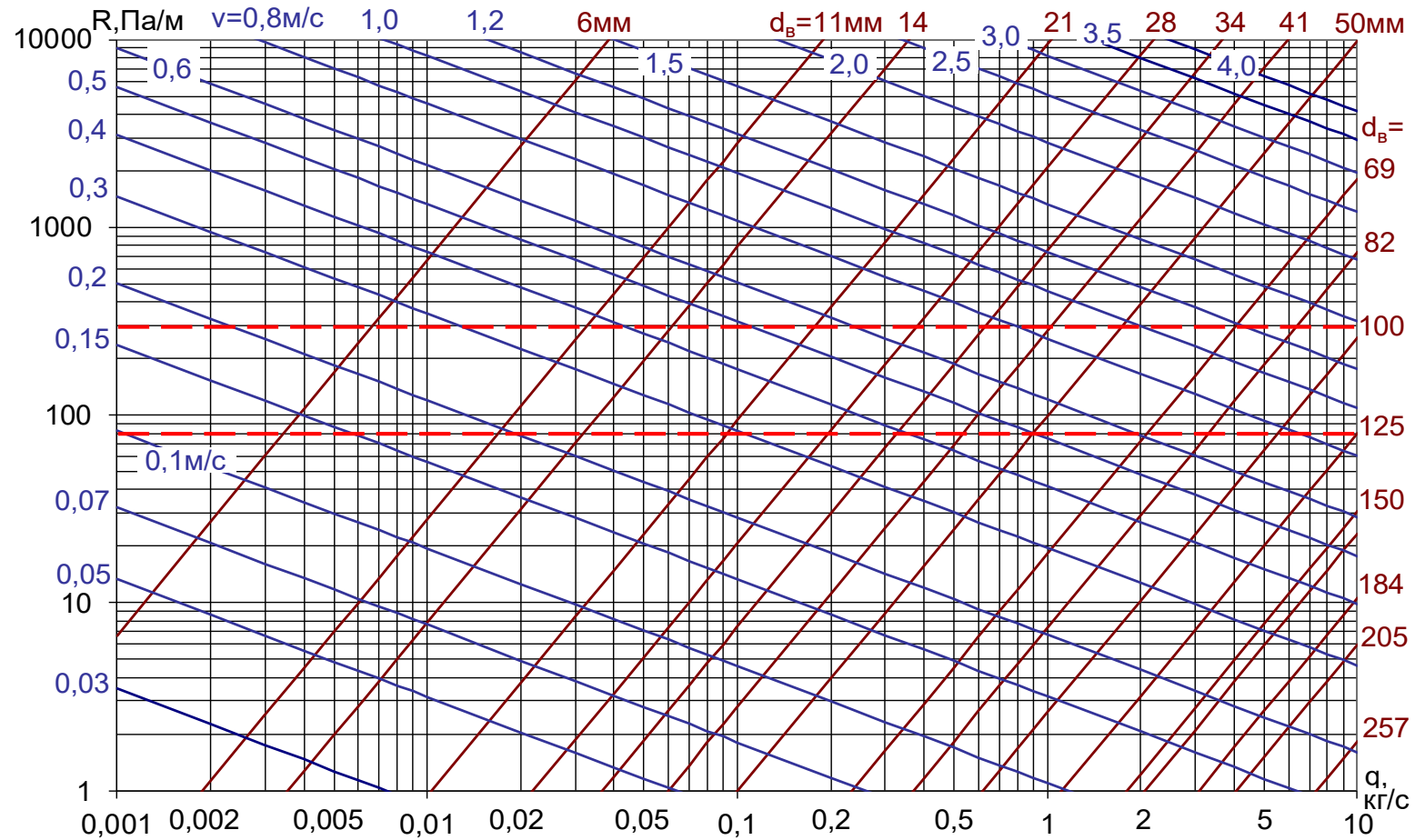


Рисунок Т.1 – Залежність R від q для води при малих значеннях витрат ($k_c = 0,5$ мм; $T = 150$ °С, $\rho = 917$ кг/м³)

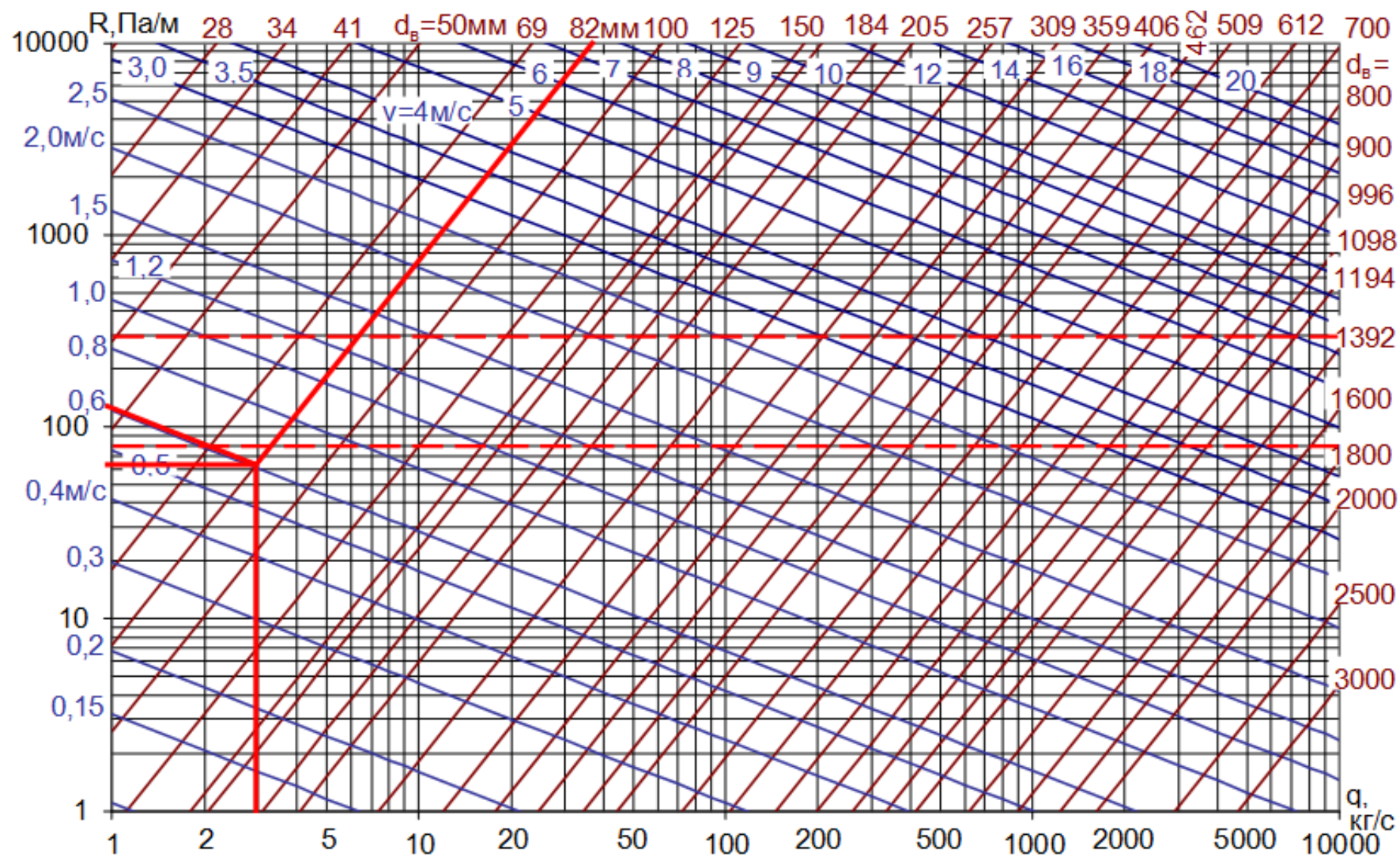


Рисунок Т.2 – Залежність R від q для води при великих значеннях витрат ($k_e = 0,5$ мм; $T = 150$ °C, $\rho = 917$ кг/м³)

Електронне навчальне видання

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до проведення практичних занять та організації самостійної роботи

з навчальної дисципліни

«ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ»

(для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти всіх форм навчання галузі знань G – Інженерія, виробництво та будівництво зі спеціальності G19 – Будівництво та цивільна інженерія, освітня програма «Цивільна інженерія»)

Укладачі: **ГВОЗДЕЦЬКИЙ** Олександр Вадимович,
РЕДЬКО Ігор Олександрович,
ЧАЙКА Юрій Іванович

Відповідальний за випуск *Ю. І. Чайка*

Редактор *О. А. Норик*

Комп'ютерне верстання *О. В. Гвоздецький, І. В. Волосожарова*

План 2025, поз. 602М

Підп. до друку 10.06.2025. Формат 60 × 84/16.

Ум. друк. арк. 9,1.

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,
вул. Чорноглазівська, 17, Харків, 61002.

Електронна адреса: office@kname.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 8386 від 14.07.2025.