

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

ОПАЛЕННЯ ПРОМИСЛОВИХ БУДІВЕЛЬ І СПОРУД

Методичні вказівки до виконання практичних занять
та індивідуальної роботи з освітньої компоненти
«Опалення промислових будівель і споруд»
для студентів спеціальності
G19 «Будівництво та цивільна інженерія»
ОПП «Теплогазопостачання і вентиляція»

Київ 2025

УДК 69.057.16

О-60

Укладачі: М.П.Сенчук, канд.техн.наук, доцент
О.П.Любарець, канд.техн.наук, доцент

Рецензент: В.О. Мілейковський, докт. техн. наук., професор
Відповідальний за випуск К.М. Предун, докт. екон. наук,
професор, завідувач кафедри теплогазопостачання і вентиляції
КНУБА

*Затверджено на засіданні кафедри теплогазопостачання і
вентиляції, протокол № 20 від 17 червня 2025 року.*

Опалення промислових будівель і споруд: методичні вказівки до
О-60 виконання практичних занять та індивідуальної роботи / уклад.:
М.П.Сенчук, О.П.Любарець.– К.: КНУБА, 2025.– 84 с.

Містять загальні рекомендації з теплотехнічного підбору будівельних конструкцій, розрахунку тепловтрат і теплонадходжень та складання теплового балансу приміщень промислових будівель і споруд, з проектування та розрахунку системи опалення, з конструювання вузла теплового вводу із забезпеченням регулювання опалення приміщень різного призначення в основному і черговому режимах роботи та підтримання необхідної внутрішньої температури.

Призначено для студентів ОПІ «Теплогазопостачання і вентиляція» спеціальності G19 «Будівництво та цивільна інженерія»

© КНУБА, 2025

ЗМІСТ

Загальні положення.....	4
1.Теплотехнічний розрахунок та підбір огорожувальних конструкцій.....	5
2.Тепловий режим будівлі в холодний період року.....	14
2.1.Проектні тепловтрати опалювального приміщення.....	14
2.2 Витрата теплоти на нагрівання матеріалів і виробів, обладнання та транспортних засобів.....	20
2.3.Розрахунок теплонадходжень до приміщень.....	22
2.4.Розрахунок теплової потужності системи опалення.....	28
3.Проектування системи водяного опалення.....	31
3.1.Основні вимоги до проектування системи опалення.....	31
3.2.Гідравлічний розрахунок системи водяного опалення.....	44
3.3.Розрахунок та підбір опалювальних приладів.....	51
Список літератури.....	57
<i>Додаток А. Дані для теплотехнічного розрахунку і підбору огорожувальних конструкцій.....</i>	<i>59</i>
<i>Додаток Б. Дані для розрахунку проектних тепловтрат опалювального приміщення.....</i>	<i>63</i>
<i>Додаток В. Дані для розрахунку теплонадходжень приміщень у холодний період року.....</i>	<i>67</i>
<i>Додаток Г. Дані для розрахунку теплової потужності системи опалення.....</i>	<i>72</i>
<i>Додаток Д. Схема вузла теплового вводу.....</i>	<i>75</i>
<i>Додаток Е. Дані для гідравлічного розрахунку системи опалення.....</i>	<i>77</i>
<i>Додаток Є. Дані для розрахунку і підбору опалювальних приладів....</i>	<i>81</i>

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Індивідуальне завдання з дисципліни «Опалення промислових будівель і споруд» студенти виконують з метою закріплення теоретичних знань, отриманих в лекційному курсі і практичних заняттях, та набуття необхідних навичок з розрахунку і проектування систем опалення. У обов'язі індивідуальної роботи на тему «Опалення промислової будівлі» студенти повинні самостійно вирішувати питання проектування систем водяного опалення виробничих приміщень з необхідним обґрунтуванням прийнятих технічних рішень; виконувати необхідні теплові та гідравлічні розрахунки запроєктованих систем; підбирати та раціонально розташовувати опалювальні прилади; конструювати вузол теплового вводу для приготування теплоносія та автоматичного регулювання роботи системи опалення тощо; виконувати графічну частину проекту, а саме, в такому обов'язі:

Виконання розрахунків:

- теплотехнічний розрахунок і підбір огорожувальних конструкцій виробничих приміщень;
- розрахунок тепловтрат приміщень і витрати теплоти на нагрівання матеріалів і виробів, обладнання та транспортних засобів;
- розрахунок теплонадходжень приміщень;
- складання теплового балансу для холодного періоду року та визначення теплової потужності системи опалення;
- гідравлічний розрахунок трубопроводів системи опалення;
- підбір і розрахунок опалювальних приладів;
- проектування і підбір обладнання вузла теплового вводу.

Розроблення креслення системи опалення:

- плани будівлі з нанесеними трубопроводами опалення та теплопостачання калориферів, опалювальними приладами, вузлом теплового вводу та іншими конструктивними елементами системи опалення;
- аксонометричні схеми трубопроводів системи опалення та теплопостачання калориферів;

- схема вузла теплового вводу;
- схеми конструктивних вузлів системи опалення та тепlopостачання калориферів (схема обв'язки опалювального приладу, калорифера тощо);
- специфікація системи опалення та вузла теплового вводу.

Оцінювання знань здійснюється шляхом опитування студентів, перевірки виконаних розрахунків та графічної частини індивідуального завдання.

1. ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ОГОРОДЖУВАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ

З метою забезпечення раціонального використання енергетичних ресурсів на опалення, довговічності огороджувальних конструкцій під час експлуатації будинків та споруд, нормативних санітарно-гігієнічних параметрів мікроклімату приміщень відповідно до [1, 10-12] теплотехнічні показники огороджувальних конструкцій встановлюють згідно з вимогами нормативних документів [1, 2].

Теплофізичні характеристики огороджувальних конструкцій значною мірою залежать від умов їхньої експлуатації, які характеризуються параметрами зовнішнього повітря [3] та внутрішнього повітря [1]. Для уникнення незадовільного тепловологісного стану конструкцій через можливе надмірне накопичення вологи в теплоізоляційному шарі, з внутрішнього боку конструкцій треба розташовувати шари з матеріалів, що мають більш високу теплопровідність та більший опір паропроникненню, а ззовні – шари з теплоізоляційних матеріалів.

Для зовнішніх огороджувальних конструкцій і внутрішніх конструкцій, що розділяють приміщення, температури повітря в яких відрізняються на 4 °С та більше, обов'язкове виконання умов:

$$R_{\Sigma \text{пр}} \geq R_{q \text{ min}}, \quad (1)$$

$$\Delta\theta_{\text{int-si}} \leq \Delta\theta_{\text{int-si,max}}, \quad (2)$$

$$\theta_{\text{tb,si,min}} > \theta_{\text{si,min}}. \quad (3)$$

Наведені умови містять такі позначення: $R_{\Sigma пр}$ – приведений опір теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції (для термічно однорідних огорожувальних конструкцій визначається опір теплопередачі), приведений опір теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $R_{q \min}$ – мінімально допустиме значення приведенного опору теплопередачі непрозорої огорожувальної конструкції чи непрозорої частини огорожувальної конструкції, мінімально допустиме значення приведенного опору теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $\Delta\theta_{\text{int-si}}$ – різниця між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції за внутрішніми розмірами, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta\theta_{\text{int-si,max}}$ – допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції за внутрішніми розмірами, $^{\circ}\text{C}$; $\theta_{\text{si,tb,min}}$ – мінімальне значення температури внутрішньої поверхні в зонах теплопровідних включень в огорожувальній конструкції, $^{\circ}\text{C}$; $\theta_{\text{si,min}}$ – мінімально допустиме значення температури внутрішньої поверхні при розрахункових значеннях температур внутрішнього й зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$.

Приведений опір теплопередачі $R_{\Sigma пр}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, огорожувальної конструкції (для термічно однорідних огорожувальних конструкцій — опір теплопередачі R_{Σ} , $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$) розраховують урахуванням умов їхньої експлуатації згідно з [2] за методиками, наведеними в [4, 5] за використання даних наведених у [14].

Експлуатація матеріалу в огорожувальних конструкціях визначається вологісним режимом приміщень (табл.1) і характеризується умовами А і Б (табл.2).

Таблиця 1

Вологісний режим приміщень [2]

Вологісний режим	Вологість внутрішнього повітря $\varphi_{\text{в}}$, %, за температури θ_{int} , $^{\circ}\text{C}$		
	$\theta_{\text{int}} \leq 12^{\circ}\text{C}$	$12 < \theta_{\text{int}} \leq 24^{\circ}\text{C}$	$\theta_{\text{int}} > 24^{\circ}\text{C}$
Сухий	$\varphi_{\text{в}} < 60$	$\varphi_{\text{в}} < 50$	$\varphi_{\text{в}} < 40$
Нормальний	$60 \leq \varphi_{\text{в}} \leq 75$	$50 \leq \varphi_{\text{в}} \leq 60$	$40 \leq \varphi_{\text{в}} \leq 50$
Вологий	$75 < \varphi_{\text{в}}$	$60 < \varphi_{\text{в}} \leq 75$	$50 < \varphi_{\text{в}} \leq 60$
Мокрий	-	$75 < \varphi_{\text{в}}$	$60 < \varphi_{\text{в}}$

Таблиця 2

Вологісні умови експлуатації матеріалу в конструкціях [2]

Вологісний режим приміщень (за табл.1)	Умови експлуатації
Сухий	А
Нормальний	Б
Вологий	Б
Мокрий	Б

Примітка. Матеріали внутрішніх конструкцій будинків з нормальним вологісним режимом розраховуються для умов експлуатації А.

Теплотехнічний розрахунок і підбір огорожувальних конструкцій виконують за розрахункових значень температури θ_{int} і вологості φ_v внутрішнього повітря приміщень будівлі, взятих згідно з нормативними вимогами (див.дод.А, табл.А.1), та за розрахункових температур зовнішнього повітря θ_e , °С, для найхолоднішої п'ятиденки забезпеченістю 0,92 [3]. Розрахункові температури зовнішнього повітря для оцінки температурного режиму огорожувальних конструкцій, повітропроникності та теплостійкості беруть залежно від температурної зони будівництва: для І зони — $\theta_e = \text{мінус } 22 \text{ } ^\circ\text{C}$, для ІІ зони — $\theta_e = \text{мінус } 19 \text{ } ^\circ\text{C}$ [2].

За завданням на проектування допускається передбачати параметри зовнішнього повітря у холодний період року більш низькі за їхні нормовані значення. У робочій зоні виробничих приміщень, за відсутності додаткових вимог та відповідного техніко-економічного обґрунтування, допускається брати параметри мікроклімату у холодний період року в межах допустимих значень.

Мінімально допустиме значення, $R_{q \min}$, опору теплопередачі (див.дод.А, табл.А.2) непрозорих огорожувальних конструкцій, світлопрозорих огорожувальних конструкцій, дверей та воріт промислових будівель встановлюють залежно від температурної зони експлуатації [2], тепловологісного режиму внутрішнього середовища

та теплової інерції огорожувальних конструкцій, D , яку розраховують згідно з [6]:

$$D = \sum_{i=1}^n R_i s_{ip}, \quad (4)$$

де R_i – термічний опір i -го однорідного шару конструкції, що визначають за формулою:

$$R_i = \frac{d_i}{\lambda_{ip}}, \quad (5)$$

де d_i – товщина i -го шару конструкції, м; λ_{ip} – теплопровідність матеріалу i -го шару конструкції за розрахункових умов експлуатації, Вт/(м · К); s_{ip} – коефіцієнт теплосвоєння матеріалу i -го шару конструкції за розрахункових умов експлуатації, Вт/(м² · К); n – кількість шарів у конструкції.

Розрахункові теплофізичні характеристики будівельних матеріалів та теплоізоляційні матеріали для утеплення необхідно приймати згідно з [5].

Мінімально допустиме значення, $R_{q \min}$, опору теплопередачі внутрішніх конструкцій, що розмежують приміщення з розрахунковими температурами внутрішнього повітря, які відрізняються більше ніж на 4 °С (теплі горища, стіни, перекриття тощо), розраховують за формулою (приймають не менше ніж 0,5 (м²·К)/ Вт [2]):

$$R_{q \min} = (\theta_{int1} - \theta_{int2}) / (\Delta\theta_{int-si,max} \cdot h_{si}), \quad (6)$$

де θ_{int1} , θ_{int2} – розрахункові температури внутрішнього повітря в суміжних приміщеннях, °С; $\Delta\theta_{int-si,max}$ – те саме, що в формулі (2), беруть згідно з дод.А, табл.А.3; h_{si} – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні конструкцій, Вт/(м²·К), який приймають згідно з [5] (дод.А, табл.А.4).

У випадку, коли термічний опір заданої або прийнятої конструкції $R_{\Sigma} < R_{qmin}$, слід додатково утеплювати огорожувальну конструкцію шаром теплоізоляції завтовшки δ_{iz} , яка визначається за

умови $R_{\Sigma} = R_{qmin}$ з формули для розрахунку опору теплопередачі термічно однорідної багатошарової огорожувальної конструкції:

$$R_{\Sigma} = 1/h_{si} + \Sigma(d_{оши}/\lambda_{оши}) + d_{із}/\lambda_{із} + 1/h_{se}, \quad (7)$$

де $\Sigma(d_{оши}/\lambda_{оши}) = R_{оши}$ – сумарний термічний опір багатошарової основної конструкції, $m^2 \cdot ^\circ C / W$; $d_{із}/\lambda_{із}$ – термічний опір теплоізоляції, $m^2 \cdot ^\circ C / W$; h_{si} – те саме, що в формулі (6); h_{se} – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції, який береться згідно з [5] (дод.А, табл.А.4), $W / (m^2 \cdot K)$.

Для практичних розрахунків з достатньою точністю розрахункову товщину теплоізоляції, $\delta_{із}^p$, м, можна визначити за формулою:

$$d_{із}^p = \lambda_{із} (R_{qmin} - R_{оши}). \quad (8)$$

Конструктивна товщина додаткового утеплюючого шару, $\delta_{із}$, м, береться за даними виробника, але не меншою за розрахункову.

Теплопередачу огорожувальних конструкцій, які контактують з ґрунтом, визначають згідно з EN ISO 13370, зокрема коефіцієнт теплопередачі плити перекриття підлоги, $U_{equiv,k}$, $W / (m^2 \cdot ^\circ C)$, розраховують залежно від характеристичного параметру B' , м [15].

Характеристичний параметр B' визначають як відношення загальної площі першого поверху до половини периметру підлоги, який примикає до ґрунту (див. рис. 1), для будівлі в цілому. При цьому вважається, що теплопровідність ґрунту дорівнює $\lambda_g = 2,0$ $W / m \cdot ^\circ C$, а ефект бокової теплоізоляції не враховується.

При розрахунках тепловтрат окремих приміщень параметр B' , м, визначається одним із трьох способів:

- для всіх кімнат без стін, що відділяють приміщення від теплового простору, величина параметру B' розраховується як для будівлі;
- для всіх кімнат з ізолюваною підлогою ($U_{floor} < 0,5$ $W / m^2 \cdot ^\circ C$) величина параметру B' приймається рівною розрахованій для будівлі в цілому;
- для всіх інших приміщень величина параметру B' розраховується за методом «кімната за кімнатою».

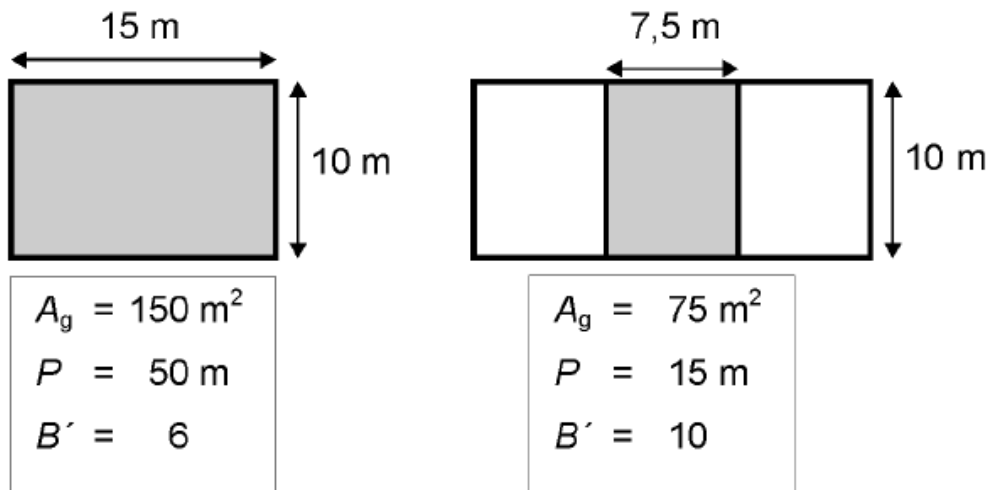
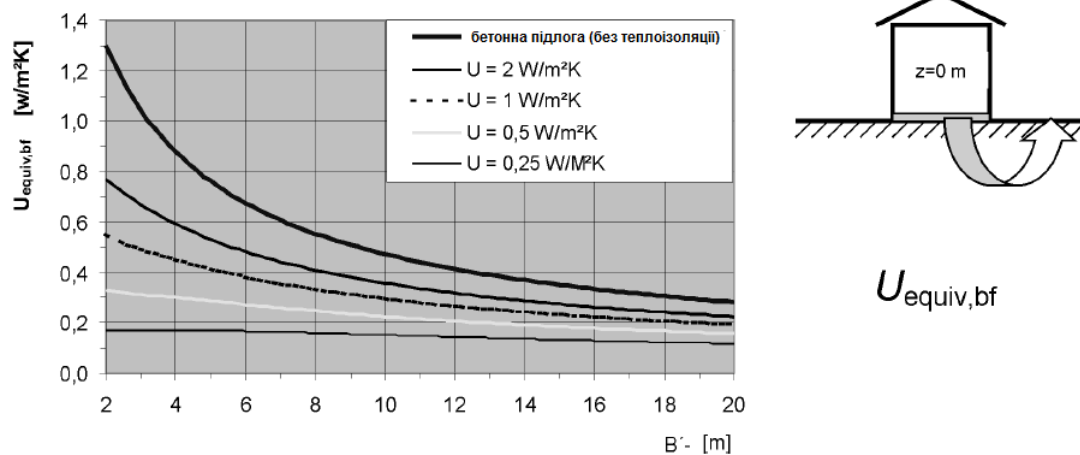


Рис.1. Визначення характеристичного параметру B'

Так, за характеристичним параметром B' коефіцієнт теплопередачі плити перекриття підлоги першого поверху, що розташована на рівні землі, визначається за даними наведеними на рис.2:



$B', \text{ м}$	$U_{\text{equiv,bf}}$ (при $z = 0 \text{ м}$) $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$				
	Без утеплення	$U_{\text{Boden}} = 2,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	$U_{\text{Boden}} = 1,0 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	$U_{\text{Boden}} = 0,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$	$U_{\text{Boden}} = 0,25 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$
2	1,30	0,77	0,55	0,33	0,17
4	0,88	0,59	0,45	0,30	0,17
6	0,68	0,48	0,38	0,27	0,17
8	0,55	0,41	0,33	0,25	0,16
10	0,47	0,36	0,30	0,23	0,15
12	0,41	0,32	0,27	0,21	0,14
14	0,37	0,29	0,24	0,19	0,14
16	0,33	0,26	0,22	0,18	0,13
18	0,31	0,24	0,21	0,17	0,12
20	0,28	0,22	0,19	0,16	0,12

Рис.2. Коефіцієнт теплопередачі плити перекриття підлоги першого поверху, що розташована на рівні землі

Коефіцієнт теплопередачі огорожувальних конструкцій U_k , Вт/(м²·К) дорівнює:

$$U_k = 1 / R_{\Sigma \text{пр}}. \quad (9)$$

Показники конструкцій зовнішніх і внутрішніх огорожень, що беруться для будівництва, повинні забезпечувати умови експлуатації будівлі відповідно до нормативних вимог по теплосасвоєнню поверхнею підлоги, повітропроникності та вологісному стану зовнішніх огорожувальних конструкцій.

Показник теплосасвоєння поверхнею підлоги приміщень промислових будинків із постійними робочими місцями повинен відповідати умові:

$$Y_{\text{п}} \leq Y_{\text{maxп}}, \quad (10)$$

де $Y_{\text{п}}$ – показник теплосасвоєння поверхнею підлоги, Вт/(м²·К); $Y_{\text{maxп}}$ – максимальне допустиме значення показника теплосасвоєння поверхнею підлоги, Вт/(м²·К).

Для ділянок з постійними робочими місцями в опалюваних приміщеннях промислових будівель $Y_{\text{maxп}} = 17$ Вт/(м²·К) [2]. Показник теплосасвоєння поверхнею підлоги $Y_{\text{п}}$, покриття якої (перший шар конструкції підлоги) має теплову інерцію $D_I = R_I s_I \geq 0,5$ дорівнює [6]:

$$Y_{\text{п}} = 2s_I, \quad (11)$$

де s_I – коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу першого шару конструкції підлоги за розрахункових умов експлуатації [5].

Повітропроникність огорожувальних конструкцій характеризується властивістю пропускати повітря під дією різниці тисків на їх внутрішніх і зовнішніх поверхнях та для опалюваних будівель відповідати вимогам згідно з [7] виконання обов'язкової умови:

$$G^{\text{к}} \leq G^{\text{н}}, \quad (12)$$

де G^k – повітропроникність огорожувальної конструкції, кг/(м²·год) або кг/(м·год); G^k_n – нормативна повітропроникність (див. табл. 3), кг/(м²·год) або кг/(м·год).

Таблиця 3

Допустимі значення повітропроникності огорожувальних конструкцій [7]

Вид огорожувальної конструкції	G^k_n
Зовнішні непрозорі конструкції промислових будівель	0,6 кг/(м ² ·год)
Стики між елементами (панелями) непрозорих конструкцій промислових будівель	1,0 кг/(м·год)
Світлопрозорі конструкції промислових будівель	7,0 кг/(м ² ·год)

Масову повітропроникність огорожувальної конструкції — маса повітря, яке проникає за одиницю часу через 1 м² площі для одношарової конструкції G^k , кг/(м²·год), або окремого однорідного шару конструкції $G^{\Delta p}$, кг/(м²·год), можна розрахувати залежно від перепаду тиску за формулою

$$G^k = G^{\Delta p} = G^{\Delta p_0} (\Delta p / \Delta p_0)^n, \quad (13)$$

де $G^{\Delta p_0}$ – масова повітропроникність огорожувальної конструкції при Δp_0 , яку визначають за результатами випробувань (див. дод. А, табл. А5), кг/(м²·год); Δp_0 – різниця тисків за якою визначають масову повітропроникність конструкції експериментальним шляхом ($\Delta p_0 = 10$ Па); Δp – розрахункова різниця тисків, Па, яку визначають за формулою (14); n – показник фільтрації за результатами випробувань. За відсутності даних в розрахунках можна прийняти: для утеплювачів з мінеральної вати $n = 1,5$; для цегляної кладки $n = 0,8$; для вікон та дверей $n = 0,67$.

Розрахункову різницю тисків Δp , Па, визначають за формулою:

$$\Delta p = (H - h_i) (\gamma_z - \gamma_v) + 0,03 \cdot \gamma_z v^2 \beta_v, \quad (14)$$

де H – висота будівлі (від рівня підлоги першого поверху до верху витяжної шахти), м; h_i – висота від рівня підлоги першого поверху до

середини огорожувальної конструкції i -го поверху, для якої виконується розрахунок, м; v – максимальна із середніх швидкостей вітру за румбами за січень, м/с, повторюваність яких складає 16 % та більше [3] (для фасадів з вентиляльованим повітряним прошарком $v=1$ м/с); β_v – коефіцієнт, що враховує зміну швидкості повітря за висотою будівлі (табл. 4); γ_z , γ_v – питома вага відповідно зовнішнього та внутрішнього повітря, Н/м³:

$$\gamma_z = 3463 / (273+t_z); \gamma_v = 3463 / (273+t_v), \quad (15)$$

де t_z – розрахункове значення температури зовнішнього повітря, °С, залежно від температурної зони будівництва згідно з [2]; t_v – розрахункове значення температури внутрішнього повітря, °С.

Таблиця 4

Коефіцієнт урахування швидкості руху зовнішнього повітря залежно від висоти будівлі

Висота будівлі, h_i , м	Коефіцієнт β_v залежно від характеристики місцевості		
	А	В	С
≤ 5	0,75	0,50	0,40
10	1,00	0,65	0,40
20	1,25	0,85	0,55

Примітки: 1. А – відкрите узбережжя моря, озера, водосховища, поле;
В – територія, лісовий масив тощо з рівномірно розташованими перешкодами заввишки понад 10 м;
С – місцевість з розташованими будинками заввишки понад 25 м.
2. Споруда вважається розташованою на місцевості даного типу, якщо ця місцевість є незмінною з навітряного боку споруди на відстані до $30 \cdot h$ при висоті споруди до 60 м та 2 км – при більшій висоті будівлі.
3. Проміжні значення коефіцієнта β_v слід визначати лінійною інтерполяцією

Повітропроникність огорожувальних конструкцій з послідовним розміщенням шарів (наприклад, стіна з утеплювачем) G^k , кг/(м²·год), розраховують за формулою:

$$G^k = \left[\sum_{i=1}^n (1/G_i^{A_p}) \right]^{-1} \quad (16)$$

де $G_i^{\Delta p}$ – повітропроникність $G_i^{\Delta p}$ i -го шару конструкції, кг/(м²·год), яка визначається за формулою (13); n – кількість шарів конструкції.

Повітропроникність огорожувальних конструкцій з паралельним розміщенням шарів (наприклад, стіна з різними несучими шарами) розраховують за формулою:

$$G^k = \left[\sum_{j=1}^n [(G_j^{\Delta p} F_j) / \Sigma F_j] \right], \quad (17)$$

де $G_j^{\Delta p}$ – повітропроникність $G_j^{\Delta p}$ j -го шару конструкції, кг/(м²·год), яка визначається за формулою (13); F_j – площа j -го шару конструкції, м²; n – кількість шарів конструкції.

Вологісний стан зовнішніх огорожувальних конструкцій будівель, що опалюються, повинен задовольняти відповідати вимогам згідно з [8]:

$$\Delta w \leq \Delta w_d, \quad (18)$$

де Δw – збільшення вологості матеріалу у товщі шару конструкції, в якому може відбуватися конденсація вологи протягом холодного періоду року, % за масою;

Δw_d – допустиме за теплоізоляційними характеристиками збільшення вологості матеріалу в холодний період року, в шарі якого може відбуватися конденсація вологи, % за масою згідно з [2] залежно від виду матеріалу.

2. ТЕПЛОВИЙ РЕЖИМ БУДІВЛІ В ХОЛОДНИЙ ПЕРІОД РОКУ

Тепловий режим будівлі головним чином визначається тепловим балансом між тепловтратами та теплонадходженнями приміщень за нормованої температури внутрішнього повітря, які включають [1, 9, 15]:

1) трансмісійні тепловтрати опалюваними приміщеннями через зовнішні огорожувальні будівельні конструкції, що контактують із

зовнішнім повітрям;

2) трансмісійні тепловтрати опалюваними приміщеннями до приміщень із більш низькою розрахунковою температурою;

3) трансмісійні тепловтрати опалювальними приміщеннями через неопалювані приміщення;

4) трансмісійні тепловтрати опалюваними приміщеннями через конструкцію підлоги та ґрунт;

5) вентиляційні тепловтрати на нагрівання інфільтраційного повітря в опалюваних приміщеннях будівлі, за винятком теплоти, що передана з повітрям у середині будівлі;

6) компенсаційну теплову потужність в опалюваних приміщеннях будівлі при періодичному режимі роботи системи опалення;

7) витрату теплоти на нагрівання матеріалів і виробів, обладнання та транспортних засобів;

8) надходження теплоти, що регулярно надходить у приміщення від електричних приладів, приладів освітлення, технологічного обладнання, трубопроводів, людей та інших джерел.

2.1. Проектні тепловтрати опалювального приміщення

2.1.1. Трансмісійні тепловтрати

Розрахункові теплові втрати приміщення за рахунок теплопередачі через будівельні огороження $\Phi_{T,i}$, Вт, з урахуванням основних можливих варіантів влаштування приміщення визначають за формулою:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,ij} + H_{T,iue} + H_{T,ig}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \text{ Вт} \quad (19)$$

де $H_{T,ie}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення назовні, Вт/°С; $H_{T,ij}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат опалюваного приміщення через огорожувальну конструкцію до суміжного опалюваного приміщення із іншою розрахунковою температурою, Вт/°С; $H_{T,iue}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат опалюваного приміщення через неопалюване приміщення назовні, Вт/°С; $H_{T,ig}$ – характеристика трансмісійних тепловтрат через огорожувальні конструкції до ґрунту, Вт/°С; $\theta_{int,i}$ – розрахункова температура внутрішнього повітря ([1], дод. А, табл. А1), °С; θ_e – температура зовнішнього повітря, °С.

Характеристика (коефіцієнт) тепловтрат H_i як питомі

тепловтрати i -го приміщення – це відношення величини тепловтрат Φ_i до різниці температур внутрішнього та зовнішнього повітря:

$$H_i = \Phi_i / (\theta_{int,i} - \theta_e), \text{ Вт/}^\circ\text{С.}$$

Розрахункову температуру внутрішнього повітря у холодний період року в опалюваних адміністративно-побутових і виробничих приміщеннях упродовж періоду їх невикористання (черговий режим роботи) приймають нижчою від нормованої температури не більше ніж на 4°С від нормованої температури, але не нижче ніж 5°С у виробничих приміщеннях [1].

Відновлення нормованої температури слід забезпечувати до початку використання приміщення або до початку роботи.

Розрахункову температуру повітря, $\theta_{int,i}$, $^\circ\text{С}$, у приміщеннях заввишки понад 4 м можна визначити за формулами:

$$\theta_{int,i}^{B3} = \theta_{int,i}^{P3} + grad(t) \cdot (h_{пр} - 2);$$

$$\theta_{int,i}^B = \theta_{int,i}^{P3} + grad(t) \cdot (h_{ог} - 2);$$

$$\theta_{int,i}^{сер} = 0,5 \cdot (\theta_{int,i}^{P3} + \theta_{int,i}^B),$$

де $\theta_{int,i}^{P3}$ – внутрішня температура повітря у робочій зоні приміщення, що дорівнює розрахунковій температурі внутрішнього повітря, $^\circ\text{С}$; $\theta_{int,i}^{B3}$ – внутрішня температура повітря у верхній зоні приміщення, $^\circ\text{С}$; $\theta_{int,i}^B$ – внутрішня температура повітря у верхній зоні огороження, $^\circ\text{С}$; $\theta_{int,i}^{сер}$ – середня внутрішня температура повітря, $^\circ\text{С}$; $h_{пр}$ – висота приміщення (від підлоги до стелі), м; $h_{ог}$ – висота огороження від рівня підлоги приміщення до верху огороження, м; $grad(t) = 0,02 \cdot \theta_{int,i}^{P3}$ – підвищення внутрішньої температури повітря вище робочої зони, $^\circ\text{С/м}$, на 1 м висоти.

Рекомендується під час розрахунку тепловтрат крізь огорожувальні конструкції залежно від їх виду брати внутрішню температуру повітря:

- $\theta_{int,i}^{P3}$ — для підлоги, дверей, воріт і вікон заввишки до 4 м від рівня підлоги приміщення;
- $\theta_{int,i}^{B3}$ — для стелі, горищного перекриття або безгорищного покриття;
- $\theta_{int,i}^{сер}$ — для вертикальних огорожувальних конструкцій заввишки понад 4 м від рівня підлоги приміщення.

Характеристика трансмісійних тепловтрат приміщення до зовнішнього повітря.

Розрахункове значення характеристики тепловтрат приміщення при теплопередачі з опалюваного приміщення назовні через будівельні огороження (елементи лінійного теплового мосту) а саме, стіни, двері, стелю та вікна, розраховують за формулою

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot e_k + \sum_l \psi_l \cdot l_l \cdot e_l, \text{ Вт/}^\circ\text{C}, \quad (20)$$

де: A_k – площа теплопередачі k -ї будівельної конструкції огорожень приміщення, м^2 ; U_k – коефіцієнт передачі теплоти від внутрішнього повітря через k -ту будівельну конструкцію огороження приміщення до зовнішнього середовища, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; ψ_l – лінійний коефіцієнт теплопередачі l -го елемента лінійного теплового мосту в конструкції будівельного огороження згідно з ДСТУ ISO 10211-1:2005 «Теплопровідні включення в будівельних конструкціях». Обчислення теплових потоків та поверхневих температур, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$; l_l – довжина лінійного теплового мосту в конструкції будівельного огороження, м ; e_k, e_l – поправочні коефіцієнти, на додаткові тепловтрати, що враховують випромінюючі властивості поверхні огороження, з урахуванням впливу мікрокліматичних умов, типу ізоляційних матеріалів, їх вологості, швидкості вітру і температури зовнішнього повітря.

Для зменшення термічної неоднорідності в площині фасаду будівлі необхідно не наскрізні теплопровідні включення розташовувати з теплового боку огорожувальних конструкцій, наскрізні включення ізолювати матеріалами з теплопровідністю не більше ніж $0,35 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$. За наявності зовнішньої теплоізоляції елементів теплового мосту додаткові тепловтрати не враховуються.

Поправочні коефіцієнти e_k та e_l визначаються на підставі даних попередньо чинної в Україні методики, для малоповерхових будівель дані наведені в дод. Б., табл. Б.1. Площа теплопередачі k -тої будівельної конструкції огорожень приміщення розраховується за їх розмірами, які визначаються, як і довжина лінійних теплових мостів l , за будівельними кресленнями.

Розрахунок характеристик трансмісійних тепловтрат приміщення до зовнішнього повітря втрат тепла з урахуванням додаткових тепловтрат крізь конструктивні елементи лінійних теплових мостів

(теплопровідні включення в будівельних конструкціях, які контактують безпосередньо з внутрішнім простором приміщення і зовнішнім середовищем) можна виконувати за спрощеною методикою [EN 12831:2003 (E). Heating systems in buildings — Method for calculation of the design heat load. — CEN, 2003. — 76] , яка полягає в розрахунку за скоригованим коефіцієнтом теплопередачі, U_{kc} , Вт/(м²·°К):

$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb}, \quad (21)$$

де ΔU_{tb} – коригувальний коефіцієнт залежно від типу елементів будівлі (дод. Б, табл. Б2), Вт/(м²·К):

**Характеристика трансмісійних тепловтрат
(теплонадходжень) через внутрішні стіни в опалювальних
приміщеннях, що мають різні розрахункові температури
внутрішнього повітря**

Характеристика трансмісійних тепловтрат через огорожувальні конструкції між приміщеннями, що опалюються при різних розрахункових температурах, $H_{T,ij}$, визначається за різниці внутрішніх температур більше 3°С за формулою:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{ij} \cdot A_k \cdot U_k, \text{ Вт/}^\circ\text{C} \quad (22)$$

де f_{ij} – поправочний коефіцієнт, що враховує різницю температур у суміжних опалювальних приміщеннях і обчислюється за формулою

$$f_{ij} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{adjacent.space}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (23)$$

де $\theta_{adjacent.space} = \theta_{int,j}$ – температура в сусідньому j-му приміщенні з урахуванням температурного градієнта по висоті приміщення, °С.

Вплив елементів термічних мостів у даному розрахунку не враховується.

**Характеристика трансмісійних тепловтрат приміщення через
неопалювальне приміщення до зовнішнього повітря**

Характеристика трансмісійних тепловтрат опалювального приміщення через неопалюване приміщення до зовнішнього середовища визначається за формулою:

$$H_{T,ue} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u + \sum_l \psi_l \cdot l_l \cdot b_u, \text{ Вт/}^\circ\text{C} \quad (24)$$

де b_u – температурний коефіцієнт кореляції, що враховує різницю розрахункових температур неопалювального приміщення та зовнішнього середовища.

Значення коефіцієнта кореляції b_u за складності розрахунку або відсутності національних даних можна прийняти за дод. Б, табл. Б.3 [15].

Характеристика трансмісійних тепловтрат приміщення через огорожувальні конструкції, що контактують із ґрунтом

Характеристика трансмісійних тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення до масиву землі $H_{T,ig}$ визначається за формулою:

$$H_{T,ig} = f_{g1} f_{g2} (\sum_k A_k U_{equiv,k}) G_w, \text{ Вт/}^\circ\text{C}, \quad (25)$$

де $f_{g1} = 1,45$ – поправочний коефіцієнт, що враховує річні коливання температури ґрунту (за відсутності національних даних); G_w – корегувальний коефіцієнт, що враховує вплив ґрунтових вод (при рівні ґрунтових вод нижче плити перекриття підлоги $h_{г.в} > 1,0$ м $G_w = 1,0$; при $h_{г.в} \leq 1,0$ м $G_w = 1,15$); f_{g2} – поправочний коефіцієнт на можливе зниження зовнішньої температури, який враховує різницю між середнім коливанням і розрахунковим значенням температури зовнішнього повітря (середню амплітуду коливання) і визначається за формулою:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \quad (26)$$

де θ_{me} – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період (розрахункова зовнішня температура $\theta_e < 8$ °C), °C.

2.1.2. Вентиляційні тепловтрати

Розрахункові теплові втрати приміщення на нагрівання вентиляційного повітря в опалювальних приміщеннях $\Phi_{V,i}$, Вт, визначають за формулою

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), \quad (27)$$

де $H_{V,i}$ – характеристика вентиляційних тепловтрат приміщення, Вт/°C.

Розрахункове значення характеристики тепловтрат опалювального приміщення при нагріванні зовнішнього

вентиляційного повітря, що поступає до нього за рахунок вентиляції (інфільтрації, провітрювання тощо):

$$H_{V,i} = 0,278 \cdot V_i \rho c_p, \text{ Вт/}^\circ\text{C}, \quad (28)$$

де ρ – густина повітря при розрахунковій температурі приміщення, кг/м^3 ; c_p – питома теплоємність повітря при розрахунковій температурі приміщення, $\text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$; V_i – об’ємна витрата повітря, що надходить до опалювального приміщення, $\text{м}^3/\text{с}$, яка розраховується залежно від організації повітрообміну в приміщенні.

Об’ємну витрату вентиляційного повітря, V_i , визначаємо залежно від відсутності або наявності механічної вентиляції.

За відсутності організованої подачі припливного повітря в приміщення при визначенні об’ємної витрати повітря V_i за розрахункову величину приймають більше значення між інфільтраційним та санітарно-гігієнічним повітрообмінами:

$$V_i = \max(V_{inf,i}, V_{min,i}), \text{ м}^3/\text{год}. \quad (29)$$

Методика розрахунку витрати інфільтраційного повітря наведено в [15]. Мінімальна питома витрата вентиляційного повітря за санітарно-гігієнічними вимогами для виробничих приміщень нормується згідно з [1]:

- для основного режиму роботи системи вентиляції при перебуванні людей більше двох годин безперервно у приміщенні: з природним провітрюванням — $30 \text{ м}^3/(\text{люд}\cdot\text{год})$, без природного провітрювання — $60 \text{ м}^3/(\text{люд}\cdot\text{год})$;

- для чергового режиму роботи системи вентиляції рекомендується обирати мінімальне значення витрати зовнішнього повітря (якщо інше не регламентовано окремими вимогами) від $0,1 \text{ дм}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ до $0,2 \text{ дм}^3/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$.

За організованої подачі в опалюване приміщення повітря вентиляційною системою слід враховувати, що його температура може відрізнятись від температури зовнішнього повітря за рахунок:

- використання теплоутилізаторів;
- попереднього нагрівання зовнішнього повітря у вентиляційних установках;
- нагрівання або охолодження при надходженні через

сусідні приміщення.

Розрахунок витрати зовнішнього повітряного потоку при організованій подачі в опалюване приміщення для подальшого визначення характеристики вентиляційних тепловтрат виконується при проектуванні систем вентиляції і кондиціонування повітря.

Послідовність розрахунку трансмісійних та вентиляційних тепловтрат приміщень у формі таблиць наведено дод. Б (табл. Б.4, табл. Б.5).

2.2 Витрата теплоти на нагрівання матеріалів і виробів, обладнання та транспортних засобів

Такі витрати теплоти потрібно враховувати у випадку потрапляння транспортних засобів, матеріалів, виробів тощо у приміщення, що розраховується, ззовні або з іншого приміщення з нижчою внутрішньою температурою.

Витрата теплоти на нагрівання матеріалів і виробів, $\Phi_{Q_{HM}}$, Вт, що ввозяться у приміщення ззовні, визначають за формулою:

$$\Phi_{Q_{HM}} = 0,278 \cdot G_M \cdot c_M (\theta_{int,i} - t_{zМ}) \beta_H, \quad (30)$$

де G_M – маса однорідних матеріалів і виробів, що надходять у приміщення протягом однієї години, кг/год; c_M – питома теплоємність матеріалу (значення для розрахунків: для металу — 0,46, для дерева — 2,3), кДж/(кг·°С); β_H – коефіцієнт, який враховує загальну частку кількості теплоти, що отримується матеріалом за кожну наступну годину знаходження у приміщенні (рекомендується брати за першу годину нагрівання — 0,5, за другу — 0,3 і за третю — 0,2); $t_{zМ}$ – зовнішня температура матеріалу, °С.

Температуру матеріалів, що надходять ззовні, беруть: для металу — $t_{zМ} = t_z$, для інших несипучих матеріалів — $t_{zМ} = t_z + 10$, °С; для сипучих матеріалів (пісок, вугілля, руда тощо) — $t_{zМ} = t_z + 15$, °С.

Витрата теплоти на нагрівання обладнання, матеріалів тощо $\Phi_{Q_{обл}}$, Вт, при змінному тепловому режимі приміщення (підвищення внутрішньої температури повітря при переході з чергового режиму до робочого):

$$\Phi_{Q_{обл}} = 0,278 \cdot G_{обл} \cdot c_{обл} (\theta_{int,i} - \theta_{int,ч}) \beta_H, \quad (31)$$

де $G_{\text{обл}}$ – маса обладнання, кг; $c_{\text{обл}}$ – середня питома теплоємність матеріалу обладнання, кДж/(кг·°С); $\theta_{\text{int},i}$ – розрахункова внутрішня температура повітря під час роботи чергової системи опалення, °С; β_n – те саме, що в формулі (30), у випадку тривалості робочого часу не більше трьох годин $\beta_n = 1$.

Витрата теплоти на нагрівання транспорту, $Q_{\text{тп}}$, Вт, який ззовні заїхав у приміщення. Під час перебування транспорту у приміщенні менше однієї години кількість асимільованої теплоти береться пропорційно фактичному:

$$\Phi_{Q_{\text{тп}}} = q_{\text{тп}} \beta_n \tau / 60, \quad (32)$$

де $q_{\text{тп}}$ – витрата теплоти на нагрівання транспорту від температури t_z до t_b (за довідковими даними), Вт; τ – час, протягом якого транспорт перебуває у приміщенні, хвилин; β_n – те саме, що в формулі (30).

Утрата теплоти з повітрям, яке видаляється з приміщення

Утрата теплоти з повітрям, $\Phi_{Q_{\text{вм}}}$, Вт, яке видаляється місцевою вентиляцією:

$$\Phi_{Q_{\text{вм}}} = 0,278 \cdot G_{\text{вм}} c_{\text{внт}} (\theta_{\text{int},i}^{\text{п3}} - t_{\text{пр}}), \quad (33)$$

де $G_{\text{вм}}$ – витрата витяжного повітря, кг/год; $c_{\text{внт}}$ – питома теплоємність витяжного повітря, дорівнює 1,005 кДж/(кг·°С); $t_{\text{пр}}$ – температура припливного повітря, °С.

Утрата теплоти з повітрям, $\Phi_{Q_{\text{вз}}}$, Вт, яке видаляється загальнообмінною вентиляцією:

$$\Phi_{Q_{\text{вз}}} = 0,278 \cdot G_{\text{вз}} c_{\text{внт}} (\theta_{\text{int},i}^{\text{в3}} - t_{\text{пр}}). \quad (34)$$

2.3. Розрахунок теплонадходжень до приміщень

Основні теплонадходження до виробничих приміщень [1. 9, 15]:

- 1) теплонадходження від людей;
- 2) тепловиділення від джерел штучного освітлення;
- 3) тепловиділення від матеріалів і виробів, які остигають у приміщенні;
- 4) тепловиділення від нагрітих поверхонь повітроводів і технологічних трубопроводів;

- 5) тепло, що надходить з припливним повітрям;
- 6) тепловиділення від устаткування, обладнання;
- 7) тепловиділення під час технологічних процесів (у процесі зварювання, лиття тощо);
- 8) теплонадходження від остигання обладнання, матеріалів тощо при переході на черговий режим використання приміщення.

Теплонадходження від людей

Тепловиділення людини розраховують за явною і повною теплотою, які залежать, в основному, від характеру виконуваної роботи, температури і швидкості руху внутрішнього повітря, а також теплозахисних властивостей одягу. Віддачу людиною явного тепла $Q_{л.я}$, Вт, можна визначити за формулою:

$$\Phi_{Q_{л.я}} = \beta_{\text{інт}} \beta_{\text{од}} (2,5 + 10,3 \cdot v_{\text{п}}^{0,5}) \cdot (35 - \theta_{\text{інт},i}), \quad (35)$$

де $\beta_{\text{інт}}$ – коефіцієнт, який враховує інтенсивність роботи; $\beta_{\text{од}}$ – коефіцієнт, який враховує теплозахисні властивості одягу; $v_{\text{п}}$ – швидкість повітря у приміщенні, м/с; $\theta_{\text{інт},i}$ – температура внутрішнього повітря, °С.

У розрахунках беруть коефіцієнт $\beta_{\text{інт}}$, що дорівнює: 1 — для легкої роботи; 1,07 — для роботи середньої важкості і 1,15 — для важкої роботи; коефіцієнт $\beta_{\text{од}}$ дорівнює: 1 — для легкого одягу; 0,65 — для звичайного одягу і 0,4 — для утепленого одягу.

У практичних розрахунках опалення, як правило, враховують тільки явну теплоту, оскільки прихована теплота збільшує ентальпію повітря без значного впливу на зміну його температури. Загальні теплонадходження від людей до виробничих приміщень дорівнюють:

$$\Phi_{Q_{л}} = q^{\text{ч}}_{\text{табл}} (n_{\text{ч}} + 0,85 \cdot n_{\text{ж}}), \quad (36)$$

де $q^{\text{ч}}_{\text{табл}}$ – тепловиділення від дорослого чоловіка (див. дод. В, табл. В.1), Вт/чол.; $n_{\text{ч}}$, $n_{\text{ж}}$ – кількість відповідно чоловіків та жінок, які працюють у приміщенні.

Теплонадходження від дорослої людини, $\Phi_{Q_{л1}}$, Вт, до внутрішнього повітря приміщення можна також визначити за рівнем метаболізму m , мет, який беруть залежно від стану людини та категорії виконуваних робіт за даними [1]. У випадку перебування людини у приміщенні більше однієї години:

$$\Phi_{Q_{л1}} = 58 \cdot m. \quad (37)$$

Теплонадхоження від людей враховують у виробничих приміщеннях, об'єм яких не перевищує 40 м³ з розрахунку на одного працівника.

Тепловиділення від джерел штучного освітлення.

Кількість тепла, що надходить у приміщення від джерел штучного освітлення, визначають за фактичною або проектною потужністю світильників.

Якщо потужність світильників невідома, то тепловиділення від джерел освітлення $\Phi_{Q_{осв}}$, Вт, можна визначити за формулою:

$$\Phi_{Q_{осв}} = E_{осв} F_{пр} q_{осв} \eta_{осв}, \quad (38)$$

де $E_{осв}$ – освітленість робочих поверхонь (див. дод. В, табл. В.2), лк; $F_{пр}$ – площа підлоги приміщення, м²; $q_{осв}$ – питомі тепловиділення від світильників (див. дод. В, табл. В.3), Вт/(м²·лк); $\eta_{осв}$ – коефіцієнт, який враховує частку тепла, що надходить від джерел освітлення до робочої зони приміщення (значення для розрахунків: 0,55 – для люмінесцентних світильників, 0,85 – для ламп розжарювання).

Тепловиділення від джерел освітлення робочих місць враховують незалежно від періоду року і часу доби, а від джерел загального освітлення – з урахуванням часу доби та архітектурно-планувальних рішень.

Тепловиділення від матеріалів і виробів, $\Phi_{Q_{тм}}$, Вт, які остигають у приміщенні за відсутності фазового переходу визначають за формулою:

$$\Phi_{Q_{тм}} = 0,278 \cdot G_m c_m (t_{п} - t_{к}) \beta_t, \quad (39)$$

де G_m , c_m – те саме, що у формулі (30); β_t – коефіцієнт, що залежить від розмірів, форми, теплофізичних властивостей матеріалу, тривалості його остигання; $t_{п}$, $t_{к}$ – температура матеріалу на початку і наприкінці остигання, °С.

Тепловиділення від нагрітих поверхонь повітроводів і технологічних трубопроводів. Передачу тепла крізь стінки повітроводів і технологічних трубопроводів $\Phi_{Q_{нп}}$, Вт, визначають за наведеними нижче формулами:

$$\Phi_{Q_{нп}} = k_{нп} F_{нп} (t_c - \theta_{int,i}). \quad (40)$$

Якщо відома температура нагрітої поверхні, тоді

$$\Phi_{Q_{\text{нп}}} = h_{\text{нп}} F_{\text{нп}} (t_{\text{нп}} - \theta_{\text{int},i}), \quad (41)$$

де $k_{\text{нп}}$ – коефіцієнт теплопередачі крізь конструкцію стінки повітропроводів або технологічних трубопроводів, Вт/(м²·°C); $F_{\text{нп}}$ – площа нагрітої зовнішньої поверхні, м²; t_c , $\theta_{\text{int},i}$, $t_{\text{нп}}$ – температура відповідно середовища в повітропроводі або в трубопроводі, внутрішнього повітря та нагрітої зовнішньої поверхні, °C; $h_{\text{нп}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої поверхні до внутрішнього повітря, Вт/(м²·K).

Коефіцієнт тепловіддачі $h_{\text{нп}}$, Вт/(м²·K) для повітропроводів:

$$h_{\text{нп}} = 11,6 \cdot v_{\text{п}}^{0,5},$$

а для трубопроводів нагрітих гарячою водою:

$$h_{\text{нп}} = 5,7 + 4,1 \cdot v_{\text{п}},$$

де $v_{\text{п}}$ – швидкість руху внутрішнього повітря біля нагрітої поверхні, м/с.

Тепловиділення від нагрітих поверхонь трубопроводів за відомими величинами питомих втрат теплоти $q_{\text{нт}}$ можна визначити:

- для неізольованих трубопроводів:

$$\Phi_{Q_{\text{нп}}} = \Sigma(q_{\text{нт } i} L_i) (t_{\text{нп}} - \theta_{\text{int},i}), \quad (42)$$

- для ізольованих трубопроводів:

$$\Phi_{Q_{\text{нп}}} = \Sigma(q_{\text{нт } i} L_i) \cdot (t_{\text{нп}} - \theta_{\text{int},i}) \cdot (1 - \eta_{\text{ізол}}), \quad (43)$$

де $q_{\text{нт}}$ – питомі надходження теплоти з поверхні неізольованого трубопроводу за різниці температур $\Delta t_{\text{нп}} = t_{\text{нп}} - \theta_{\text{int},i} = 1^{\circ}\text{C}$, Вт/(м·K), на один метр погонної довжини; L_i – довжина труб, м; $\eta_{\text{ізол}}$ – коефіцієнт ефективності ізоляції (у практичних розрахунках беруть рівним 0,7). З достатньою точністю в практичних розрахунках питомі надходження теплоти $q_{\text{нт}}$ можна взяти залежно від їхнього діаметра за табл. 5.

Теплота, що надходить до приміщення з припливним повітрям, визначається за формулою:

$$\Phi_{Q_{\text{пр}}} = 0,278 \cdot G_{\text{пр}} c_{\text{пр}} (t_{\text{пр}} - \theta_{\text{int},i}), \quad (44)$$

де $G_{\text{пр}}$ – кількість припливного повітря у приміщення, кг/год; $c_{\text{пр}}$ – теплоємність припливного повітря, дорівнює 1,005 кДж/(кг·К); $t_{\text{пр}}$ – температура припливного повітря, °С.

Таблиця 5

Теплонадходження від неізольованих трубопроводів

Показники	Питомі надходження теплоти $q_{\text{нт}}$, Вт/(м·°С), для трубопроводів умовним діаметром d_y , мм											
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200
$q_{\text{нт}}$, Вт/(м·°С)	0,9	1,13	1,42	1,79	2,0	2,67	2,93	3,11	3,94	4,9	5,87	8,34

Тепловиділення від устаткування, обладнання.

1. *Тепловиділення від механічного устаткування з електродвигунами.* Надходження теплоти від електродвигунів, що приводять в дію механізми механічного устаткування, які встановлені безпосередньо у приміщенні, $\Phi_{Q_{\text{заг.уст}}}$, Вт, розраховують за формулою:

$$\Phi_{Q_{\text{заг.уст}}} = 10^3 \cdot N_y k_{\text{зе}} (1 - k_{\text{п}} \eta_{\text{е}} + k_{\text{т}} k_{\text{п}} \eta_{\text{е}}). \quad (45)$$

Якщо електродвигуни і механічне устаткування знаходяться у різних приміщеннях, то тепловиділення визначають окремо:

- для електродвигунів:

$$\Phi_{Q_{\text{ел.дв}}} = 10^3 \cdot N_y k_{\text{зе}} (1 - k_{\text{п}} \eta_{\text{е}}), \quad (46)$$

- для устаткування:

$$\Phi_{Q_{\text{уст}}} = 10^3 \cdot N_y k_{\text{зе}} k_{\text{т}} k_{\text{п}} \eta_{\text{е}}, \quad (47)$$

де N_y – установлена (номінальна) потужність електродвигунів, кВт; $k_{\text{зе}}$ – коефіцієнт запиту на електроенергію, взятий за завданням до роботи, а за відсутності даних – за дод. В, табл. В.4; $k_{\text{т}}$ – коефіцієнт переходу тепла від устаткування у приміщення; $k_{\text{п}}$ – коефіцієнт, що враховує повноту завантаження електродвигунів; $\eta_{\text{е}}$ – коефіцієнт корисної дії (ККД) електродвигуна при повному його завантаженні, взятий за каталогами виробників або за середніми даними (табл. 6).

Коефіцієнт корисної дії електродвигуна

Показники	ККД електродвигуна η_e з установленою потужністю N_y												
	$N_y, \text{ кВт}$	0,25 -0,5	0,6 -1,0	1,1 -3,0	3,1 -5,0	5,1 -10	11 -15	16 -20	21 -30	31 -50	51 -80	81- 100	101 150
η_e	0,7	0,75	0,8	0,82	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,98

Коефіцієнт k_n беруть за завданням до проекту або відповідно до завантаження електродвигуна протягом робочого часу: більше ніж 50% – рівним 1, менше за 50% – рівним 0,9. Коефіцієнт k_t беруть рівним: для верстатів ткацького виробництва та для металорізальних верстатів без охолодження емульсією різального інструмента – 1; з охолодженням різального інструмента – 0,9; для вентиляторів – 0,1; для насосів – 0.

2. *Тепловиділення від устаткування, що перетворює електроенергію.* До такого устаткування відносяться зварювальні трансформатори, двигун-генератори і різні випрямлячі, теплові надходження від яких враховуються разом з надходженням теплоти, що виділяється у процесі зварювання чи різання. Теплові надходження від двигун-генераторів у гальванічному і травильному виробництві, $\Phi_{QГ}$, Вт, розраховують за формулою:

$$\Phi_{QГ} = 10^3 \cdot N_y k_{ze} (1 - k_n \eta_e \eta_r). \quad (48)$$

Тепловиділення від напівпровідникового випрямляча $\Phi_{QНВ}$, Вт, розраховують за формулою:

$$\Phi_{QНВ} = (30 - 50) \cdot I_{НВ} \quad (49)$$

або

$$\Phi_{QНВ} = 80 \cdot N_{ув}. \quad (50)$$

де $N_{ув}$ – установлена (номінальна) потужність випрямляча, кВт; η_r – ККД двигун-генератора при даному завантаженні (в розрахунках беруть рівним 0,9 – 0,95); $I_{НВ}$ – номінальний струм випрямляча, А.

3. *Тепловиділення від устаткування, що обігрівається електричним струмом або теплотою спалюваного палива.* Теплонадходження від устаткування з електричними нагрівниками $\Phi_{Q_{\text{еуст}}}$, Вт, визначають за формулою:

$$\Phi_{Q_{\text{еуст}}} = 10^3 \cdot N_y k_1, \quad (51)$$

а для устаткування з нагрівниками, у яких спалюється тверде, рідке чи газоподібне паливо, за формулою:

$$\Phi_{Q_{\text{пуст}}} = 0,278 \cdot B Q_{\text{н}}^r k_2 \eta_{\text{п}}, \quad (52)$$

де B – витрата палива, кг/год ($\text{м}^3/\text{год}$); $Q_{\text{н}}^r$ – теплота згоряння палива нижча, кДж/кг або кДж/ м^3 ; $\eta_{\text{п}}$ – коефіцієнт неповноти згоряння палива; k_1, k_2 – коефіцієнти, які враховують частку теплоти, що надходить до приміщення (див. дод. В, табл. В.5).

У розрахунках $\eta_{\text{п}}$ можна брати рівним: для твердого палива — 0,91; для рідкого — 0,94; для газоподібного — 0,97.

За відсутності даних у розрахунках індивідуального завдання можна брати середні значення теплоти згоряння: природного газу $Q_{\text{н}}^r = 34$ МДж/ м^3 , рідкого палива $Q_{\text{н}}^r = 40$ МДж/кг, твердого палива $Q_{\text{н}}^r = 21$ МДж/кг.

Тепловиділення $\Phi_{Q_{\text{ел}}}$, Вт, від устаткування, що споживає електроенергію, можна розраховувати за питомими тепловими надходженнями залежно від виду виробництва за формулою:

$$\Phi_{Q_{\text{ел}}} = N_y q_{\text{ел}}, \quad (53)$$

де $q_{\text{ел}}$ – питомі теплові надходження від устаткування (див. дод. В, табл. В.5), Вт/кВт.

4. *Тепловиділення під час технологічних процесів*

Тепловиділення під час виконання зварювальних робіт, від розплавленого металу під час конвеєрного лиття тощо визначаються за даними технологів виробничого процесу.

5. *Теплонадходження з відкритої поверхні нагрітої води:*

$$\Phi_{Q_{\text{ГВ}}} = F_{\text{пв}} (5,71 + 4,06 \cdot v_{\text{п}}) \cdot (t_{\text{ГВ}} - t_{\text{в}}), \quad (54)$$

де $F_{пв}$ – площа поверхні води, m^2 ; $v_{п}$ – швидкість руху повітря над поверхнею води (у розрахунках беруть рівною нормованій величині швидкості руху внутрішнього повітря), m/c ; $t_{гв}$ – температура нагрітої води, $^{\circ}C$.

6. *Тепловиділення від димовідвідного зонта* над джерелами виділення гарячих газів розраховують за формулою:

$$\Phi_{Q_{зт}} = k_{зт} F_{зт} (t_{сум} - t_{p^{п3}}), \quad (55)$$

де $k_{зт}$ – коефіцієнт теплопередачі укриття (у розрахунках можна взяти $k_{зт} = 4,64 \text{ Вт}/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$); $F_{зт}$ – площа поверхні укриття, m^2 ; $t_{сум}$ – температура суміші газів і повітря під укриттям (у розрахунках беруть $t_{сум} = 150 \dots 200$), $^{\circ}C$.

7. *Теплонадходження від остигання обладнання, матеріалів тощо* $\Phi_{Q_{обл}}$, $Вт$, при змінному тепловому режимі приміщення (зниження внутрішньої температури повітря при переході з робочого режиму на черговий). Обчислення величини $\Phi_{Q_{обл}}$, $Вт$, можна виконати за формулою (31).

2.4. Розрахунок теплової потужності системи опалення.

Відповідно до ДСТУ Б EN 12831:2008 [9], проєктне теплове навантаження системи опалення приміщення визначають за тепловим балансом приміщення:

$$\Phi_{HL,i} = (\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}) f_{h,i} + \Phi_{Q,i} + \Phi_{RH,i}, \text{ Вт}, \quad (56)$$

де $\Phi_{T,i}$ – трансмісійні тепловтрати через огорожувальні конструкції приміщення, $Вт$; $\Phi_{V,i}$ – вентиляційні тепловтрати на нагрівання інфільтраційного повітря, що надходить до приміщення, $Вт$; $f_{h,i}$ – поправочний коефіцієнт, що враховує висоту приміщення більше ніж 5 м (див. дод. Г, табл. Г.1 [9]); $\Phi_{Q,i}$ – інші можливі регулярні тепловтрати (із знаком «+») або теплонадходження (із знаком «-») до опалюваного приміщення, $Вт$; $\Phi_{RH,i}$ – запас потужності системи опалення приміщення, $Вт$.

У випадку розрахунку трансмісійних тепловтрат з урахуванням зміни внутрішньої температури по висоті приміщення (див. 2.1.1) сумарні проєктне теплове навантаження системи опалення приміщення можна визначити за формулою:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + (\Phi_{V,i}) f_{hi} + \Phi_{Q,i} + \Phi_{RH,i}, \text{ Вт.} \quad (57)$$

Зміна режиму використання приміщення з основного на черговий режим, а далі з чергового на основний (зниження/підвищення внутрішньої температури) супроводжується тепловиділенням від нагрітих виробів, технологічного обладнання і конструкцій зовнішніх огорожень, які остигають у приміщенні, або додатковою витратою теплоти на їх догрівання до температурного рівня основного режиму, що потребує збільшення теплової потужності системи. Величина компенсаційної теплової потужності залежить від таких факторів: маси виробів і обладнання, які знаходяться у приміщенні; теплоємкості будівельних матеріалів, ступеня зниження внутрішньої температури при переході на черговий режим використання приміщення; відведеного часу на розігрівання приміщення; характеристик системи управління. Запас потужності системи опалення не застосовують для систем з оптимізованим за погодними умовами автоматичним регулюванням теплового режиму приміщення з невеликими додатковими витратами на догрівання обладнання, виробів, матеріалів при переході з чергового на основний режим використання. У випадку великих значень цих витрат в виробничих цехах з верстатним обладнанням, з технологічним обладнанням тощо для ефективного регулювання і підтримання оптимальної внутрішньої температури потрібно враховувати запас потужності системи опалення в тепловому балансі приміщення.

Проектне теплове навантаження системи опалення приміщення за тепловим балансом приміщення визначається за величиною $\pm\Delta\Phi_i$, Вт, що дорівнює різниці між сумарними величинами надходження теплоти $\Sigma\Phi_{\text{теплі}}$ та витратою теплоти $\Sigma\Phi_{\text{витрі}}$ в приміщенні за нормованої температури внутрішнього повітря (див. дод. Г, табл. Г.2):

$$\pm\Delta\Phi_i = \Sigma\Phi_{\text{теплі}} - \Sigma\Phi_{\text{витрі}}. \quad (58)$$

За наявності у приміщенні надлишків тепла $+\Delta\Phi$, тобто за позитивної величини різниці між сумарними надходженнями теплоти та витратою теплоти, система опалення проектується тільки для чергового режиму роботи приміщення.

З урахуванням розрахунків за тепловим балансом приміщення

формулу для визначення теплової потужності системи опалення можна записати у вигляді:

$$\Phi_{HL,i} = (-\Delta\Phi) b_1 b_2 / (1 - b), \quad (59)$$

де b_1, b_2 – коефіцієнти, які враховують відповідно додатковий тепловий потік встановлених опалювальних приладів та додаткові тепловтрати «зарадіаторними» ділянками зовнішніх стін (додаток Г, табл. Г.3, Г.4); b – частка від недостачі теплоти, яка не врахована в тепловому балансі приміщення (втрата теплоти у процесі остигання теплоносія в подавальних і зворотних магістралях системи опалення, прокладених в неопалювальних приміщеннях; для виробничих приміщень можна прийняти — $b = 0,02$).

Проектне теплове навантаження системи опалення будівлі визначають за тепловим балансом приміщень:

$$\Phi_{HL} = \Sigma (\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}) f_{hi} + \Sigma \Phi_{Q,i} + \Sigma \Phi_{RH,i}, \text{ Вт}, \quad (60)$$

Визначення складових у формулах (57) та (58) наведено у попередніх розділах, при цьому не враховуються теплонадходження (тепловтрати), що передаються трансмісійно та з вентиляційним повітрям між приміщеннями в межах опалювального контуру будівлі, наприклад, тепловтрати або теплонадходження крізь внутрішні стіни суміжних приміщень. У розрахунку береться загальне надходження повітря до будівлі. Враховуючи, що розрахунок кількості вентиляційного повітря для кожного окремого приміщення розраховується за умови іаксимального теплового навантаження, загальна кількість повітря для будівлі визначається за формулами:

➤ для будівель без вентиляційних систем:

$$\Sigma V_i = \max (0,5 \cdot \Sigma V_{inf,i}, \Sigma V_{min,i}), \text{ м}^3/\text{год} \quad (61)$$

➤ для будівель з вентиляційними системами:

$$\Sigma V_i = 0,5 \cdot \Sigma V_{inf,i} + (1 - \eta_v) \cdot \Sigma V_{su,i} + \Sigma V_{mech,inf,i}, \text{ м}^3/\text{год} \quad (62)$$

де η_v – ефективність системи рекуперації тепла відпрацьованого повітря (для системи з пластинчатим рекуператором — $\eta_v = 0,5 \dots 0,6$).

3. Проектування системи водяного опалення.

3.1. Основні вимоги до проектування системи опалення

Наявність на більшості промисловому об'єктів приміщень з різними температурно-вологісними режимами роботи в робочий та неробочий час, з неоднаковими співвідношеннями потужності системи опалення через можливу суттєву різницю теплонадходжень в робочий час у приміщеннях різного функціонального призначення виникає необхідність проектування самостійних віток системи водяного опалення по обслуговуванню окремих або групи приміщень з необхідними параметрами теплоносія та алгоритмом регулювання.

Відповідно до [1] рекомендується застосовувати для опалення приміщень зі змінним тепловим режимом основну систему опалення з використанням її в черговому режимі (у неробочий час або під час перерв у використанні приміщень) або в поєднанні її з черговою системою як окремої системи. Також для згаданих приміщень можна застосовувати комбіновану систему опалення, що складається з постійно діючої фонові системи опалення для часткового обігрівання та періодично працюючої догрівуючої системи у робочий час, яка є більш гнучкою в регулюванні змінного теплового режиму.

Потужність фонові і догрівуючої систем доцільно встановлювати за техніко–економічними розрахунками на підставі добової зміни теплового навантаження з урахуванням стаціонарних і нестаціонарних втрат та надходжень теплоти. За певних умов зміни теплового навантаження ефективно застосовувати догрівуючу систему протягом доби, а не тільки в робочий час. Для приміщень зі змінним режимом їх використання доцільно, за конструктивної можливості, використовувати менш масивні конструкції огорожень.

Проектування опалення промислових будівель і споруд виконується згідно з вимогами [1, 2, 9-12] та інших нормативних документів залежно від функціонального призначення об'єкта. Вибір схеми системи опалення необхідно здійснювати на підставі техніко-економічного обґрунтування з урахуванням основних вимог до будівлі чи споруди, що проектується, якості теплоносія, допустимих санітарно-гігієнічних умов тощо. Застосування систем з

автоматичним регулюванням температури повітря у приміщеннях забезпечує енергоефективність роботи та стабільність теплового комфорту незалежно від зміни атмосферних умов. Під час проєктування систем опалення необхідно дотримуватись також санітарно-гігієнічних, виробничо-монтажних, архітектурно-будівельних, техніко-економічних, експлуатаційних вимог. Потужність системи опалення розраховується за умови забезпечення в опалюваних приміщеннях (в зоні обслуговування або в робочій зоні) протягом опалювального періоду розрахункової результуючої внутрішньої температури — комплексного показника, що характеризує спільний вплив радіаційно-конвективних умов мікроклімату приміщення на тепловий стан людини.

Основні особливості проєктування опалення промислових будівель і споруд такі:

- підбір огороджувальних конструкцій виконують за урахування їх теплової інерції та величини надлишків тепла у приміщеннях (менше чи більше ніж 23 Вт/м^3);
- під час розрахунку тепловтрат через огороджувальні конструкції враховують підвищення внутрішньої температури у приміщеннях заввишки понад 4 м;
- витрати теплоти на нагрівання інфільтрованого до приміщення повітря визначаються за її кількістю, розрахованою за урахування орієнтації та величини різниці тисків повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях кожної огороджувальної конструкції;
- вибір системи опалення здійснюється залежно від функціонального призначення і категорії приміщень, характеру технологічного процесу, виду наявного джерела теплової енергії тощо;
- наявність на промисловому об'єкті приміщень з різними температурно-вологісними режимами роботи (робочий та неробочий час) передбачає проєктування самостійних віток системи водяного опалення будівлі з обслуговування окремих або групи приміщень;
- для підтримання мінімальної внутрішньої температури повітря у виробничих приміщеннях у періоди, коли їх не використовують (у нічний та неробочий час), не нижче 5°C проєктується система

чергового опалення — окрема система, або як режим використання основної системи шляхом зменшення чи збільшення її потужності; також може проектуватися комбінована система опалення, що складається з постійно діючої фонові системи опалення для часткового обігрівання у неробочий час або під час перерв у використанні приміщень та періодично працюючої догрівуючої системи у робочий час;

- у будівлях без центрального опалення для підтримання відповідної до технологічних вимог температури повітря, результуючу температуру в окремих приміщеннях або зонах, а також на тимчасових робочих місцях під час налагоджування та ремонту обладнання забезпечують місцевим опаленням;

- зниження споживання теплової енергії центральною системою опалення або її частиною у промисловій будівлі з фіксованою тривалістю робочого дня, технологічного процесу тощо (наприклад, зниження температури повітря у нічний час, у вихідні дні тощо) здійснюється в теплових пунктах програмними регуляторами; під час застосування програмованого зниження споживання теплової енергії для всієї будівлі передбачають компенсацію цього зниження для деяких приміщень, в яких перебувають люди (приміщення для чергового персоналу, охорони тощо);

- для регулювання роботи віток систем опалення з різними параметрами теплоносія та змінним режимом роботи протягом доби проєктують теплові пункти з автоматичними пристроями, які забезпечують підтримання розрахункової внутрішньої температури, перехід систем на роботу в робочий чи неробочий час, відключення чергової системи в робочий час у приміщеннях з надлишками тепла тощо;

- для приміщень зі змінним тепловим режимом (наприклад, при зниженні температури повітря у нічний та неробочий час тощо) та відсутності оптимізованого за погодними умовами автоматичного регулювання теплового режиму передбачають запас потужності системи опалення для забезпечення впродовж періоду розігріву (форсований режим роботи системи) досягнення на час використання

приміщення необхідної температури внутрішнього повітря.

У виробничих приміщеннях «холодного» типу, тобто при теплонадлишках менше ніж 23 Вт/м^3 (крім приміщень з виділенням отруйних речовин, які проєктують за спеціальними нормативними документами) найбільш поширені системи повітряного опалення, робота яких суміщена з системами припливної вентиляції, та водяні системи як найбільш гігієнічні, надійні в експлуатації і регульовані в широких межах. Застосовують також такі системи опалення: парові, панельно-променисті, електричні і газові, в т.ч. з інфрачервоними випромінювачами. У даній роботі прийнято до розгляду водяну систему опалення.

Системи опалення промислових будівель та споруд можуть проєктуватися з такими джерелами теплопостачання: централізовані або децентралізовані, місцеві котельні, газові теплогенератори, теплогенератори на твердому паливі у будівлях до двох поверхів. Вузли теплового вводу централізованих (децентралізованих) систем теплопостачання (див. дод. Д) проєктують автоматизованими з приладами обліку теплоспоживання, які розміщуються в індивідуальних теплових пунктах (ІТП) будинку згідно з вимогами [1,13, 18]. Необхідний рівень автоматизації та регулювання джерел, до яких приєднують систему опалення, забезпечують залежно від класу енергоефективності будівлі. При централізованому теплопостачанні ІТП обладнується пристроями автоматичного регулювання теплового потоку залежно від погодних умов. Вузли теплового вводу проєктують тільки насосними. Циркуляцію теплоносія в системах від будь-якого джерела теплопостачання здійснюють, як правило, автоматично регульованими насосами.

Системи водяного опалення та внутрішнього теплопостачання будівель переважно проєктують зі змінним гідравлічним режимом. Постійний гідравлічний режим застосовують у фоновій або черговій системах, у другорядній частині системи, що обслуговує допоміжні приміщення, в яких є небезпека замерзання теплоносія (сходова клітка, вестибюль тощо), а також у частинах системи (обв'язках), що забезпечують безпечну роботу обладнання (калорифера першого

підігріву, котла, нерегульованого насоса тощо). На кожній другорядній частині (приладова вітка або відгалуження, стояк) системи водяного опалення з постійним гідравлічним режимом встановлюють автоматичний обмежувач максимальної витрати теплоносія, якщо головна система має змінний гідравлічний режим.

Обмеження витрати теплоносія в ІТП здійснюється автоматичними засобами з урахуванням зміни параметрів теплоносія в тепломережі та внутрішніх системах теплоспоживання. Кожна внутрішня система теплоспоживання (різними за призначенням, типом, параметрами теплоносія) при залежному приєднанні або кожен вузол підготовки теплоносія при незалежному приєднанні до джерела теплопостачання повинен мати власне автоматичне обмеження максимального теплоспоживання, якщо хоча б одна з цих систем або один з вузлів має змінний гідравлічний режим. Автоматичне обмеження максимального теплоспоживання допускається забезпечувати загальним тільки, якщо всі внутрішні системи теплоспоживання мають постійний гідравлічний режим. Мінімальне обмеження теплоспоживання системи опалення або внутрішнього теплопостачання застосовують із засобами щодо забезпечення безпечної роботи обладнання.

Тепловий та гідравлічний режими джерела теплопостачання узгоджують із тепловим та гідравлічними режимами систем теплоспоживання будівлі. Повинна підтримуватися безпечна експлуатація інженерних систем будівлі при робочому та неробочому режимах тепломережі — недопущення надмірного тиску та температури в усіх елементах системи, недопущення спорожнення систем (у тому числі в міжопалювальний період тощо), шляхом відповідного оснащення ІТП, яке повинне відповідати взаємоузгодженому розташуванню інженерних систем будівлі з п'єзометричним графіком тепломережі. Для захисту від перевищення максимально допустимої температури теплоносія кожен теплогенератор повинен бути укомплектований термостатом безпеки зі спеціальним датчиком, який реагує на підвищення температури вище встановленої межі. У випадку відсутності термостата безпеки в комплекті теплогенератора датчик встановлюють в системі якомога

ближче до теплогенератора, який налаштовують на недопущення перевищення робочої температури більше ніж на 10 °С шляхом вимикання чи обмеження подачі палива. Захист від перевищення максимально допустимого тиску забезпечується запобіжним клапаном, розташованим на теплогенераторі або в системі якомога ближче до теплогенератора. Для вміщення зростаючого об'єму води під час її нагрівання (в тому числі резервного об'єму води) установлюють розширювальний бак, який в закритих системах герметичного типу розташовують згідно з вимогами на зворотному трубопроводі чи в точці системи з найнижчою температурою.

За конструктивними особливостями можуть застосовуватися такі системи водяного опалення: однотрубні та двотрубні, вертикальні та горизонтальні, з верхньою, нижньою та змішаною розводкою горизонтальних подавальних магістралей; з тупиковим і супутнім рухом теплоносія в подавальних і зворотних магістралях. Систему із супутнім рухом теплоносія застосовують за умови не перевищення протяжності трубопроводів (водомісткості системи) у порівнянні з тупиковою схемою. До приладової вітки (стояка) системи опалення рекомендується приєднувати не більше восьми опалювальних приладів.

Приєднання системи водяного опалення (у тому числі фонові та чергової) будівлі будь-якого класу енергоефективності здійснюють з автоматичним регулюванням теплового потоку залежним від погодних умов, якщо воно не передбачене у джерелі теплоти. У будівлі зі змінним тепловим режимом забезпечують залежне від погодних умов автоматичне регулювання теплового потоку системи опалення з додатковим його коригуванням за температурою повітря характерного за призначенням будівлі приміщення, що має найбільші питомі тепловтрати, або за усередненою температурою внутрішнього повітря. Автоматичне регулювання теплового потоку системи опалення за погодними умовами здійснюють регулятором теплового потоку, забезпечуючи наближену до лінійної залежності теплового потоку від рівня керувального сигналу. Експлуатаційну сталість зазначеної залежності забезпечують шляхом автоматичної стабілізації

перепаду тиску теплоносія на клапані регулятора теплового потоку, настройкою на приводі клапана витратної характеристики тощо. Між клапаном автоматичного регулятора теплового потоку та клапаном автоматичного регулятора перепаду тиску не повинно бути жодного місцевого опору (регулювальної арматури, дросельної шайби або діафрагми тощо). Не рекомендується застосовувати пофасадне регулювання системи, якщо застосовано автоматичне регулювання температури повітря приміщення (терморегулятор або електронний регулятор витрати теплоносія) на опалювальних приладах та двопозиційне регулювання теплового потоку всієї системи водяного опалення або її частин.

Якщо система водяного опалення та/або внутрішнього теплопостачання не обладнана автоматичними регуляторами перепаду тиску на стояках або приладових вітках, та не обладнана регульованим насосом, в ІТП встановлюють головний ручний балансувальний клапан всієї системи, налаштований на розрахункову витрату теплоносія. Місце розташування балансувального клапана — на подавальному чи зворотному трубопроводі в контурі перепускного регулятора.

Опалювальні прилади

Вибір типу опалювального приладу здійснюють на підставі техніко-економічного порівняння залежно від призначення і характеру опалюваного приміщення. Основні види опалювальних приладів: радіатори секційні (чавунні, біметалеві, алюмінієві, сталеві) чи сталеві штамповані (панельні), конвектори, прилади із гладких сталевих труб, в т.ч. реєстри, опалювальні бетонні панелі. У приміщеннях загального користування виробничої будівлі застосовують конструкції конвекторів з антивандальним виконанням.

Опалювальні прилади розташовують, як правило, на зовнішніх стінах під вікнами у місцях, доступних для огляду, ремонту та очищення, і приєднують до стояків (віток) за допомогою підводок. Ділянки зовнішніх огорожень за опалювальними приладами рекомендується додатково теплоізолювати, використовуючи

фольговані тепловідбиваючі екрани тощо. Вбудовані нагрівальні елементи, замонолічені в бетон, розташовують у зовнішніх багатошарових стінах, перекриттях і підлозі; не допускається замонолічувати їх в одношарових зовнішніх або внутрішніх стінах, а також у перегородках. Опалювальні прилади сходової клітки розташовують на першому поверсі (за межами тамбурів, що мають зовнішні двері), а на сходовій клітці, поділеній на відсіки, в нижній частині кожного відсіку. На сходових клітках конструкція опалювальних приладів не повинна виступати за площину стін на висоті менше ніж 2,2 м від поверхні проступів та площадок сходів. Опалювальні прилади у приміщеннях категорій *A, B, B* розташовують вільно біля стіни на відстані (на просвіт) не менше ніж 100 мм від поверхні. За необхідності з'єднують опалювальні прилади на «зчепі» в межах одного приміщення у фонових та чергових системах. У цих системах опалювальні прилади допоміжних приміщень (гардеробних, коридорів, туалетів, умивальних тощо) можна приєднувати на «зчепі» до приладів сусідніх приміщень. Для радіаторів з кількістю секцій більше 20 або опалювальних приладів довжиною понад 2 м, рекомендується застосовувати різнобічне приєднання трубопроводів. Опалювальні прилади невеликих приміщень для майстрів, комор тощо виробничих будівель приєднують до транзитних трубопроводів системи опалення, забезпечуючи автоматичне обмеження витрати (перепаду тиску) в них.

Опалювальні прилади обладнують автоматичним регулятором температури повітря приміщення (терморегулятор або електронний регулятор витрати теплоносія). Автоматичні регулятори температури повітря допускається не встановлювати на опалювальних приладах у приміщеннях, де є вірогідність замерзання теплоносія (сходова клітка, вестибюль тощо). Рекомендується в таких приміщеннях застосовувати автоматичні терморегулятори без запірної функції (із захистом від замерзання теплоносія) та захистом від несанкціонованого втручання. Автоматичні терморегулятори допускається не встановлювати на опалювальних приладах чергової

або фоновій системи за умови забезпечення автоматичного регулювання температури повітря на приладах догрівальної системи (електричні прилади-довідники тощо).

Застосовуючи автоматичні терморегулятори на опалювальних приладах у приміщеннях загального користування виробничої будівлі, використовують таку їх конструкцію, що мають захист від несанкціонованого демонтажу, а також із заблокованою настройкою температури повітря на рівні нижньої температури діапазону норми температури. У решті приміщень застосовують автоматичні терморегулятори із заблокованою або обмеженою максимальною та мінімальною настройками температури повітря.

Опалювальні прилади сходової клітки, що не мають автоматичних регуляторів температури повітря приєднують до окремих (другорядних) приладових віток або стояків системи опалення, на яких забезпечують автоматичне регулювання температури теплоносія, якщо опалювальні прилади основної системи опалення мають автоматичні регулятори температури повітря.

Конвектори з автоматичним регулятором температури повітря приміщення застосовують без регулювального повітряного клапана.

Теплоносій

Як теплоносій у трубопроводах систем опалення та внутрішнього теплопостачання застосовують воду, крім виробничих приміщень, де зберігають або використовують речовини, що створюють при контакті з водою або водяною парою вибухонебезпечні або горючі суміші. Інші теплоносії можна застосовувати за технічним та економічним обґрунтуванням, якщо вони відповідають санітарно-епідеміологічним вимогам та вимогам вибухопожежобезпеки. Для періодично працюючої упродовж опалювального періоду системи опалення рекомендується використовувати воду з домішками, що знижують температуру її кристалізації (замерзання).

Максимально допустиму температуру теплоносія або тепловіддавальної поверхні, у тому числі опалювальних приладів, визначають залежно від запроєктованої системи опалення [1].

Трубопроводи

Трубопроводи в системі опалення призначені для транспортування теплоносія від джерела теплоти до опалювальних приладів і відводу його назад. Для трубопроводів систем опалення, внутрішнього теплопостачання, застосовують сталеві, мідні, полімерні (у тому числі металополімерні) труби, які призначені для цього за відповідними нормативними документами. Полімерні труби використовують під час забезпечення заходів автоматичного недопущення надмірного зростання температури теплоносія. Використовуючи труби, обладнання, арматуру тощо з різних металів в одній системі, за необхідності, здійснюють заходи запобігання електрохімічної корозії. У закритій системі опалення можна поєднувати полімерні труби, що мають антидифузійний прошарок, зі сталевими трубопроводами.

Спосіб прокладання трубопроводів повинен забезпечувати легку їхню заміну під час ремонту. За прихованого прокладання трубопроводів виконують лючки, через які забезпечується доступ до роз'ємних з'єднань та арматури, достатній для обслуговування, налагодження тощо. Трубопровід у місці перетину перекриття, внутрішньої стіни або перегородки прокладають у гільзі з негорючого матеріалу. Прокладання трубопроводу з полімерних труб передбачають прихованим: у підлозі, плінтусі, за екраном, у штрабі, шахті, каналі тощо; допускається відкрите їхнє прокладання в місцях, де унеможлиблюється механічне та термічне пошкодження трубопроводу, а також прямий вплив на них ультрафіолетового опромінення.

Для безпечної експлуатації нагрітих трубопроводів передбачають компенсацію теплового подовження, використовуючи: вигини трубопроводу, обумовлені внутрішньою геометрією будівлі і в захисній оболонці під час замоноличеного прокладання та відступи вузлів приєднання стояків і приладових віток до магістралей; додаткові вигини прямолінійних ділянок трубопроводів — П-подібних та аналогічного типу компенсаторів; зміщення

замикаючих або обхідних ділянок вузлів обв'язки опалювальних приладів в однострубних стояках; осьові компенсатори.

Прокладання трубопроводів у неопалюваних приміщеннях з температурою повітря 5 °С і нижче виконують із забезпеченням заходів незамерзання трубопроводів (ізолювання, застосування місцевих електричних обігрівачів трубопроводів тощо). При паралельному прокладанні горизонтальних трубопроводів у горизонтальній площині слід, як правило, розташовувати ближчим до зовнішньої стіни трубопровід охолодженої води; у вертикальній площині – трубопровід гарячої води над трубопроводом охолодженої води. У двотрубних системах стояк з гарячим теплоносієм розташовують праворуч від стояка охолодженої води.

Горизонтальні трубопроводи в насосних водяних системах прокладаються з ухилом не менше ніж 0,002. За швидкості руху води у них 0,25 м/с та більше, а також у горизонтальних приладових вітках за передбаченої можливості витіснення води, трубопроводи води допускається прокладати без ухилу.

Арматура

Для забезпечення надійної і безпечної роботи та вимкнення, розподілення і регулювання кількості теплоносія по окремим ділянкам системи опалення застосовують спеціальну арматуру: запірну, регулювальну, запобіжну і контрольну (засувки, вентилі, кульові і пробкові крани, крани подвійного регулювання, триходові крани, клапани, терморегулятори тощо). Застосовують арматуру за призначенням, не допускається застосовувати запірну арматуру як регулювальну. Запірну арматуру встановлюють (у випадку відсутності балансувальної арматури з аналогічними функціями): для вимкнення системи від кожного джерела теплопостачання (вузла теплового вводу); для вимкнення та спуску води кожної системи, відокремлених кілець, віток, приладових віток та стояків (окрім стояків будівель з трьома та менше поверхами); для від'єднання та, за необхідності, для спуску води, насосів, теплообмінників, баків акумуляторів, теплотічильників та іншого обладнання, що потребує

від'єднання під час обслуговування; для від'єднання та спуску води (арматура із захистом від несанкціонованого закриття) герметичних розширювальних баків; за необхідності, на підводках до опалювальних приладів (запірно-приєднувальна арматура без маховиків з можливістю здійснення налагоджування в двотрубних системах). Налаштування арматури та обладнання (перепускні та запобіжні клапани, мембранні баки тощо), що забезпечують безпечну роботу системи, повинні бути визначені розрахунком, зазначені у проєктній документації та виставлені під час налагодження системи.

Для автоматичного підтримання заданої температури повітря у приміщенні шляхом регулювання витрати теплоносія в опалювальному приладі на підводках встановлюють автоматичні регулятори температури повітря: автоматичні радіаторні терморегулятори, що складаються з клапана терморегулятора та привода прямої дії (термостатичного елемента) або електронні регулятори витрати теплоносія, що складаються з клапана та приводу непрямої дії, яким керує термостат або автоматизована система управління.

Для ув'язування гідравлічних циркуляційних кілець системи опалення встановлюють з можливістю налаштування ручну та автоматичну регулювальну арматуру (в тому числі ручні та автоматичні балансувальні клапани на трубопроводах відокремлених кілець, віток, приладових віток та стояків).

Надійність експлуатації системи опалення забезпечується також наявністю відповідної арматури для спорожнення системи і випуску повітря.

Арматуру для спорожнення (зі штуцерами для приєднання шлангів) встановлюють для спорожнення системи та кожної з її частин: вітки, приладової вітки, стояка (у будівлях більше трьох поверхів). Така арматура застосовується як окремо так і конструктивно убудованою в запірну або регулювальну арматуру, або передбачена у відповідному обладнанні системи і забезпечує повне спорожнення ділянок або обладнання.

Для випуску повітря установлюють:

- автоматичні повітровідвідники на кожному стояку вертикальної та горизонтальної системи з нижньою розводкою подавальної та зворотної магістралей; на кожній магістралі (вітці), розташованій у верхній частині будівлі та вище джерела теплопостачання; за циркуляційним насосом або убудованим в цей насос у разі застосування полімерних трубопроводів;

- ручні або автоматичні повітровідвідники на горизонтальних магістралях (вітках) та приладових вітках у верхніх точках (обходи дверей, воріт тощо), а також на розподільниках (колекторах) підлогового опалення; повітровідвідники на кожному опалювальному приладі при його нижньому приєднанні до приладової вітки або стояка, якщо це не передбачено в автоматичному регуляторі температури повітря; в інших місцях накопичення повітря.

За великої протяжності горизонтальних магістралей рекомендується установлювати проточні повітрозбірники з арматурою для випуску повітря. Непроточні повітрозбірники установлюють за швидкості руху води в трубопроводі менше ніж 0,1 м/с. У промислових будівлях арматуру для спорожнення системи та випуску повітря можна розташовувати у виробничих приміщеннях з постійним перебуванням людей.

3.2. Гідравлічний розрахунок системи водяного опалення

Система водяного опалення — це розгалужена мережа трубопроводів, по якій розподіляється теплоносій між опалювальними приладами, що знаходиться у постійному циркуляційному русі протягом всього опалювального періоду. Для опалення виробничих приміщень застосовуються переважно двотрубні системи з насосною циркуляцією теплоносія. Гідравлічний розрахунок системи опалення виробничих приміщень виконується за стандартними методиками [1, 16, 19]. Особливістю такого розрахунку для промислової будівлі в цілому є переважна відмінність параметрів теплоносія для віток системи, які обслуговують приміщення (групу приміщень) з різним функціональним призначенням та змінним режимом роботи протягом доби.

Метою гідравлічного розрахунку є визначення діаметрів трубопроводів та виконання гідравлічної ув'язки циркуляційних кілець системи опалення, яку досягають за допомогою балансувальної регулювальної арматури з урахуванням гідравлічних втрат тиску на ділянках, розрахованих за одним із методів гідравлічного розрахунку. За гідравлічним розрахунком визначаються настройки всієї ручної з функцією налаштування та автоматичної регулювальної арматури (терморегулятори, приєднувальна регулювальна гарнітура, ручні та автоматичні балансувальні клапани тощо), за допомогою яких ув'язують циркуляційні кільця системи опалення. Величини розрахованих налаштувань зазначаються у проєктній документації та виставляються під час налагодження системи із забезпеченням розрахункової витрати теплоносія в циркуляційних кільцях.

Гідравлічний розрахунок виконується на підставі:

- прийнятих принципової схеми системи опалення та параметрів теплоносія, проєктних рішень (місця розташування індивідуального теплового пункту, прокладання розподільних трубопроводів окремих віток системи, способу та місця розташування установки опалювальних приладів тощо);
- величини теплової потужності системи опалення в цілому, окремих віток і ділянок та теплового потоку опалювальних приладів;
- креслення розрахункової аксонометричної схеми, на якій вказують номери, теплове навантаження та довжину кожної розрахункової ділянки циркуляційних кілець (нумеруються розрахункові ділянки в точках приєднання відгалужень, починаючи від джерела теплоти);
- виду прийнятих опалювальних приладів;
- величини циркуляційного тиску у системі опалення.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів, як правило, починають з основного (головного) циркуляційного кільця з найбільшими втратами тиску, після чого розраховують інші кільця. Кожне *циркуляційне кільце насосної системи опалення* — це замкнутий контур послідовно розташованих ділянок трубопроводів і опалювальних приладів за ходом руху теплоносія від напірного до всмоктувального патрубків циркуляційного насоса. *Розрахункова*

ділянка — це ділянка трубопроводу постійного діаметра з незмінною витратою теплоносія. До довжини ділянки додають довжину фітінгів та запірної і регулювальної арматури, і не додають довжину устаткування (опалювальні прилади, теплообмінники тощо).

Визначення розрахункового циркуляційного тиску

Циркуляційний тиск $\Delta P_{\text{ц}}$, Па, як різниця тисків у подавальному і зворотному трубопроводах на вході системи опалення, витрачається на подолання гідравлічних опорів (тертя в трубопроводах та місцевих опорів) руху теплоносія в циркуляційних кільцях. У насосних системах опалення циркуляція теплоносія забезпечується циркуляційним насосом або циркуляційно-змішувальним насосом, який змішує охолоджену воду в системі опалення з високотемпературною мережною водою і спонукає її до безперервної циркуляції в кільцях.

Циркуляційний тиск у кільцях визначають за формулою:

$$\Delta P_{\text{ц}} = \Delta P_{\text{н}} \pm B \Delta P_{\text{пр}}, \quad (63)$$

де $\Delta P_{\text{н}}$ – тиск, який створюється насосом, Па; B – коефіцієнт, який для насосних горизонтальних систем водяного опалення беруть у межах від 0,4 до 0,7; $\Delta P_{\text{пр}}$ – природний тиск, який створюється завдяки охолодженню води в трубопроводах і опалювальних приладах. Для систем з нижнім прокладанням подавальних трубопроводів, в яких центр нагрівання розташований нижче центра охолодження, коефіцієнт B беруть зі знаком «плюс», а для систем з верхнім прокладанням (наприклад, під час теплопостачання від дахової котельні) – зі знаком «мінус».

Для насосних систем опалення враховується дія природного тиску тільки від охолодження теплоносія в опалювальних приладах в інтервалі температур води гарячої $t_{\text{г}}$, °С, та охолодженої $t_{\text{о}}$, °С, за формулою:

$$\Delta P_{\text{пр}} = \Delta \rho_{\text{в}} g h_{\text{цпр}} (t_{\text{г}} - t_{\text{о}}), \quad (64)$$

де $\Delta \rho_{\text{в}}$ – середній приріст густини води під час зниження її температури на 1 °С, кг/(м³·°С), береться за табл. 7; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння; $h_{\text{цпр}} = (h_{\text{цо}} - h_{\text{цн}})$ – різниця між висотами розташування умовних центрів охолодження та нагрівання, м.

**Значення $\Delta\rho_{в}$, кг/(м³·°C), залежно від різниці температури
води у системі**

$t_{г} - t_{о}, ^\circ\text{C}$	85-65	95-70	105-70	115-70	130-70	150-70
$\Delta\rho_{в}, \text{кг}/(\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C})$	0,60	0,64	0,66	0,68	0,72	0,76

Умовний центр нагрівання при централізованому теплопостачанні насосних систем опалення знаходиться в точці змішування мережної води з охолодженою водою системи опалення. У розрахунках індивідуального завдання можна брати висоту розташування центру нагрівання від рівня підлоги індивідуального теплового пункту (в підвалі або на даху) $\approx 1,3$ м. Розташування умовного центру охолодження в опалювальних приладах залежить від схеми їхнього приєднання до трубопроводів [17].

Розрахунковий циркуляційний тиск у системі опалення слід вважати рівним $0,9 \cdot \Delta P_{ц}$ за урахування 10% неврахованих втрат тиску в системі опалення.

Необхідний напір насосу $\Delta P_{н}$ можна визначити з формули (62) за максимальної величини природного тиску $\Delta P_{пр}^{макс}$, тобто:

$$\Delta P_{н} = 1,1 \cdot \Delta P_{со} \pm B \Delta P_{пр}^{макс}, \quad (65)$$

де $\Delta P_{со}$ – втрати тиску в системі опалення, Па; $\Delta P_{пр}^{макс}$ – максимальний природний тиск для системи опалення, який розраховують в горизонтальних системах з нижнім прокладанням трубопроводів для останнього поверху, а в системах з верхнім прокладанням – для першого поверху.

У формулах (64) знак «плюс» використовується для систем із верхнім прокладанням розподільних трубопроводів, а знак «мінус» – для систем із нижнім прокладанням.

Втрати тиску в циркуляційних кільцях через верхні прилади (приладові вітки) при нижньому розташуванні джерела теплоти у будівлі, а при верхньому розташуванні джерела теплоти – через нижні прилади (приладові вітки) двотрубних вертикальних, двотрубних та однотрубних горизонтальних системах водяного

опалення повинні бути більшими за гравітаційний тиск в них при розрахункових параметрах теплоносія.

У системах водяного опалення втрати тиску теплоносія у стояках (приладових вітках) повинні складати не менше ніж 70% загальних втрат тиску в циркуляційних кільцях без урахування втрат тиску в загальних ділянках.

Відхилення розрахункових втрат тиску у спільних точках циркуляційних кілець (без урахування втрат тиску в загальних ділянках) не повинна перевищувати 5% при супутньому та 15% – при тупиковому русі теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах системи опалення.

Послідовність гідравлічного розрахунку трубопроводів

Гідравлічний розрахунок виконують за оптимальними швидкостями руху теплоносія на кожній ділянці або за заданим циркуляційним тиском для системи опалення.

За швидкостями руху теплоносія в трубопроводах розраховують системи опалення з місцевими джерелами теплоти, системи опалення з незалежним приєднанням до теплових мереж та системи з залежним приєднанням до теплових мереж за недостатньої різниці тисків в подавальному і зворотному трубопроводах на вводі в будівлю. За відомою величиною циркуляційного тиску визначають середні питомі втрати тиску $R_{сер}$, за якими підбирають діаметри труб, розраховують системи з природною циркуляцією теплоносія та системи із залежним приєднанням до теплових мереж за достатньої різниці тисків на вводі.

Швидкість руху теплоносія в горизонтально прокладених трубопроводах повинно бути не менше ніж 0,25 м/с для забезпечення видалення з них повітря та не більше допустимих величин за рівнем шуму (у виробничих приміщеннях за допустимого еквівалентного рівня звуку вище 40 дБА — не більше ніж 3 м/с). Під час виконання гідравлічного розрахунку рекомендується брати такі розрахункові швидкості руху теплоносія: для сталевих труб — 0,3...0,5 м/с, для полімерних труб — 0,5...0,7 м/с (за питомих втрат тиску на тертя в межах 100...200 Па/м).

Гідравлічний розрахунок систем опалення базується на рівнянні

визначення втрат тиску на розрахунковій ділянці:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{л}} + \Delta P_{\text{м}}, \quad (66)$$

де $\Delta P_{\text{л}}$ – лінійні втрати тиску, спричинені опорами тертя в трубах; $\Delta P_{\text{м}}$ – втрати тиску в місцевих опорах, обумовлені зміною структури потоку (зміною напрямку, розділенням, злиттям тощо) у фітінгах, запірно-регулювальних пристроях та обладнанні.

Втрати тиску в системі під час виконання гідравлічного розрахунку здебільшого розраховуються за двома основними способами: за питомими лінійними втратами тиску та за характеристиками гідравлічного опору.

У насосних системах водяного опалення переважно виконують розрахунки за другим способом, втрати тиску на ділянці визначають за формулою:

$$\Delta P = S G^2, \quad (67)$$

де G – витрата води на розрахунковій ділянці, кг/год; S – характеристика гідравлічного опору ділянки, Па/(кг/год)², яку розраховують за формулою:

$$S = A \xi_{\text{пр}}, \quad (68)$$

де A – питомий динамічний тиск на ділянці, що виникає за витрати теплоносія в ній $G = 1$ кг/год, Па/(кг/год)²; $\xi_{\text{пр}}$ – приведений коефіцієнт опору ділянки:

$$\xi_{\text{пр}} = (\lambda/d)l + \Sigma\xi, \quad (69)$$

де $\Sigma\xi$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів; l – довжина розрахункової ділянки, м.

Для з'єднань трубопроводів різних діаметрів, в яких відношення внутрішніх діаметрів менше 0,8, необхідно враховувати як додатковий місцевий опір – раптове розширення або звуження ($\xi = 1,5$), а при відношенні в межах 0,8...1,0 – $\xi = 0$. Відносити місцевий опір, що знаходиться на межі двох ділянок, потрібно до ділянки з меншим діаметром. Питомі величини λ/d , A , G/w залежать в

основному від матеріалу і діаметра труб, їх беруть за довідковими даними виробників труб. Для насосних систем водяного опалення величини λ/d , A і G/w , а також характеристики гідравлічного опору труб $S_{тр}$ і місцевих опорів S_m та коефіцієнти місцевих опорів ξ для виконання індивідуального завдання наведено в дод. *E*, табл. *E.1*, *E.2* та *E.3*.

Розрахункові втрати тиску на ручній балансувальній арматурі (вентилі, крани тощо), окрім конструкції з убудованим витратомірним пристроєм (шайба, труба Вентурі і ін.) беруть не менше ніж 3 кПа.

Автоматичні регулятори температури повітря у приміщенні (терморегулятор або електронний регулятор витрати теплоносія) застосовують для опалювальних приладів двотрубних систем з підвищеним опором, а для приладів однотрубних систем — з мінімальним гідравлічним опором. В усіх режимах їхньої експлуатації (розрахунковому, закритому та повністю відкритому) забезпечують втрати тиску теплоносія не більше ніж 20 кПа, що не приводять до шумоутворення вище допустимого рівня. Регулювання ними витрати теплоносія через опалювальний прилад залежно від зміни регульованого параметра забезпечують якомога ближче до пропорційного. Для цього розрахункові втрати тиску (або гідравлічний опір) на такому регуляторі (окрім конструкції з автоматичною стабілізацією перепаду тиску та у випадку неможливості досягнення на опалювальному приладі з найменшою витратою теплоносія в стояку чи приладовій вітці) повинні бути не меншими від суми втрат тиску (або суми гідравлічних опорів) на решті елементів системи, розташованих:

- між найближчими до автоматичного регулятора температури повітря точками стабілізації перепаду тиску теплоносія (або на стояку, або на приладовій вітці, або на відгалуженні, або на приєднанні перемички з перепускним клапаном циркуляційного насоса, або на насосі) при змінному гідравлічному режимі;

- між точками приєднання обвідної або замикаючої ділянки обв'язки приладового вузла до стояка чи приладової вітки при

постійному гідравлічному режимі (допустиме коливання витрати теплоносія у контурі з постійним гідравлічним режимом не більше ніж 10%).

За питомою величиною G/w визначають фактичну швидкість руху води на ділянці:

$$w = G/(G/w), \text{ м/с.} \quad (70)$$

Характеристика гідравлічного опору розрахункової ділянки дорівнює:

$$S = S_{\text{тр}}l + S_{\text{м}}. \quad (71)$$

Сумарна характеристика опору в гідравлічному кільці або в частині мережі з послідовно з'єднаними розрахунковими ділянками дорівнює сумі характеристик опору окремих ділянок:

$$S = S_1 + S_2 + \dots + S_n. \quad (72)$$

Витрату води в системі опалення (на виході з вузла теплового вводу), $G_{\text{со}}$, кг/год, визначають за формулою:

$$G_{\text{со}} = 3,6 \cdot \Phi_{\text{HL}} / (c \Delta t_{\text{со}}) = 0,86 \cdot \Phi_{\text{HL}} / \Delta t_{\text{со}}, \quad (73)$$

де Φ_{HL} – теплова потужність системи опалення, Вт; c – питома теплоємність води, що дорівнює 4,19 кДж/(кг·°C); $\Delta t_{\text{со}} = (t_{\text{г}} - t_{\text{о}})$ – різниця температур теплоносія на вході в систему опалення $t_{\text{г}}$ і на виході з неї $t_{\text{о}}$, °C.

Витрата мережної води (на ввіді вузла теплового вводу), $G_{\text{т}}$, кг/год, дорівнює:

$$G_{\text{т}} = 3,6 \cdot \Phi_{\text{а}} / (c \Delta T) = 0,86 \cdot \Phi_{\text{а}} / \Delta T, \quad (74)$$

де $\Phi_{\text{а}}$ – теплова потужність на ввіді абонента, Вт; $\Delta T = (T_1 - T_2)$ – різниця температур теплоносія в тепловій мережі на ввіді до будівлі, °C.

Витрата води $G_{\text{діл } i}$, кг/год, у будь-якій розрахунковій ділянці системи опалення дорівнює:

$$G_{\text{діл } i} = G_{\text{со}} \phi_i, \quad (75)$$

де φ_i – частка загальної витрати води, яка тече i -тою ділянкою, розраховується за формулою:

$$\varphi_i = \Phi_{HLi} / \Phi_{HL}, \quad (76)$$

де Φ_{HLi} – теплове навантаження i -тої розрахункової ділянки, Вт.

3.3. Розрахунок та підбір опалювальних приладів

Метою теплового розрахунку опалювальних приладів є підбір типорозмірів сталевих панельних радіаторів чи конвекторів, визначення кількості секцій секційних радіаторів (чавунних, біметалевих і ін.), розрахунок поверхні нагрівання приладів із гладких сталевих труб, що забезпечують потрібний тепловий потік у приміщення.

Опалювальні прилади розраховують з урахуванням 90 % теплового потоку від відкрито прокладених трубопроводів (з/ або без теплоізоляції) стояка або приладової вітки, до яких приєднані ці прилади.

Номінальний тепловий потік опалювальних приладів (типорозміру чи секції) q_n , Вт, є паспортною характеристикою приладів промислового виготовлення і наводиться в експлуатаційній документації на виріб для нормованих умов або у довідковій літературі.

Тепловий потік опалювального приладу за умов його експлуатації, які відрізняються від нормованих, визначається за формулою:

$$\Phi_{on} = q_n \varphi_{bc} \psi_1 \psi_2 \psi_3, \quad (77)$$

де φ – сумарний коефіцієнт, який враховує відмінність розрахункових величин температурного напору і витрати води в опалювальному приладі від нормованих:

$$\varphi = \varphi_1 \varphi_2 = \left(\frac{\Delta t_p}{\Delta t_n} \right)^{1+n} \left(\frac{G_p}{G_n} \right)^p, \quad (78)$$

де Δt_p – розрахунковий температурний напір, °С; Δt_n – нормований

температурний напір ($\Delta t_n = 70$ °С або за даними виробника опалювальних приладів), °С; G_p – розрахункова витрата води, кг/год; G_n – нормована витрата води ($G_n = 360$ кг/год = 0,1 кг/с); n , p і c – емпіричні показники, які залежать від виду опалювального приладу, схеми руху та витрати теплоносія в них (див. дод. Є, табл. Є.1); b – коефіцієнт, який враховує барометричний тиск у районі будівництва; ψ_1 – коефіцієнт, який враховує зменшення теплового потоку опалювального приладу при русі води в ньому за схемою «знизу-вгору» (для схеми «зверху-вниз» — $\psi_1 = 1$); ψ_2 – коефіцієнт, який враховує зменшення теплового потоку опалювальних приладів при розташуванні їх в два чи більше рядів по вертикалі (для реєстрів з двома і більше трубами, розташованими по вертикалі: $\psi_2 = 0,93$ — для труб діаметром $d_y = 32$ мм, $\psi_2 = 0,85$ — для труб діаметром $d_y = 40...100$ мм); ψ_3 — коефіцієнт, який враховує зменшення теплового потоку опалювальних приладів під час розташування їх у декілька рядів за глибиною (при однорядній установці приладів за глибиною — $\psi_3 = 1$).

Температурний напір в опалювальному приладі:

$$\Delta t_p = t_{вх} - \Delta t_{o.п.}/2 - \theta_{int,i}, \quad (79)$$

де $t_{вх}$ – температура води, що надходить в опалювальний прилад, °С; $\Delta t_{o.п.}$ – перепад температур води в опалювальному приладі, °С; $\theta_{int,i}$ – розрахункова температура повітря в приміщенні, °С.

У двотрубних системах водяного опалення для горизонтальної приладової вітки при неврахуванні зниження температури води в розподільних трубопроводах $t_{вх} = t_r$. Перепад температур води у кожному опалювальному приладі двотрубної системи опалення визначають за формулою:

$$\Delta t_{o.п.} = \frac{0,86\Phi_{п.в.} b_2 b_3}{G_{п.в.}}, \quad (80)$$

де $\Phi_{п.в.}$ – сума тепловтрат приміщень, які обслуговуються приладовою віткою ($\Phi_{п.в.} = \sum \Phi_{1при}$), Вт; b_3 – коефіцієнт, який враховує спосіб

установки опалювального приладу (при відкритій установці — $b_3 = 1$);
 $G_{п.в.}$ – витрата води в приладовій вітці, кг/год:

$$G_{п.в.} = 0,86 \cdot \Phi_{пв} / (t_{г} - t_{о}). \quad (81)$$

Витрату води, $G_{о.п.}$, кг/год, в опалювальних приладах двотрубних систем водяного опалення з горизонтальними приладовими вітками розраховують за формулою:

$$G_{о.п.} = G_{п.в.} \cdot \Phi_{1пр} / \Phi_{п.в.}, \quad (82)$$

де $Q_{1пр}$ – тепловтрати приміщення, для якого розраховується опалювальний прилад, Вт.

Потрібний тепловий потік опалювального приладу $\Phi_{н}^{нотр}$, Вт, приведений до нормованих умов, визначають за формулою:

$$\Phi_{н}^{нотр} = \Phi_{оп} / (\varphi b c \psi_1 \psi_2 \psi_3), \quad (83)$$

де $\Phi_{оп}$ – теплова потужність опалювальних приладів, Вт.

$$\Phi_{оп} = (\Phi_{1пр} + \Phi_{вн} - 0,9 \cdot \Phi_{тр} - \Phi_{3оп}) b_2 b_3, \quad (84)$$

де $\Phi_{вн}$ – тепловтрати крізь внутрішні стіни, що розмежують приміщення, для якого розраховується опалювальний прилад, та суміжне приміщення, в якому можливе експлуатаційне зниження внутрішньої температури нижче нормованої величини, Вт; $\Phi_{тр}$ – тепловіддача трубопроводів системи опалення, прокладених в опалюваному приміщенні, Вт; $\Phi_{3оп}$ – тепловий потік, який надходить до приміщення від освітлення, технологічного обладнання, матеріалів тощо, Вт.

За урахування величини $(-\Delta\Phi)$ – різниці між сумарними теплонадходженнями та витратою теплоти у приміщенні за нормованої температури внутрішнього повітря, визначеної під час складання теплового балансу приміщень, теплову потужність опалювальних приладів можна визначити за формулою:

$$\Phi_{оп} = ((-\Delta\Phi) - 0,9 \cdot \Phi_{тр}) b_2 b_3. \quad (85)$$

де $(-\Delta Q)$ – недостача тепла в приміщенні, Вт.

Тепловіддача від трубопроводів системи опалення:

$$\Phi_{\text{тр}} = q_{\text{тр}} (l_{\text{верт}} + 1,28 \cdot l_{\text{гор}}), \quad (86)$$

де $q_{\text{тр}}$ – тепловий потік одного погонного метра відкрито прокладених у приміщенні вертикальних сталевих труб залежно від діаметра і температурного напору $\Delta t^{\text{тр}}_{\text{T}}$ (додаток Є, рис. Є.1), Вт/м; $l_{\text{верт}}$ – довжина вертикальних труб, м; $l_{\text{гор}}$ – довжина горизонтально прокладених труб, м.

Температурний напір $\Delta t^{\text{тр}}_{\text{T}}$ в двотрубних горизонтальних системах опалення рекомендується визначати так: для розподільних та збірних трубопроводів, прокладених в опалюваному приміщенні – $\Delta t^{\text{тр}}_{\text{T}} = t_c$ (t_c – температура теплоносія в трубопроводі, °С); для розподільних та збірних трубопроводів, прокладених в різних опалюваних приміщеннях – $\Delta t^{\text{тр}}_{\text{ТГ}} = t_{\text{Г}} - \theta_{\text{inti}}$ і $\Delta t^{\text{тр}}_{\text{ТО}} = t_o - \theta_{\text{inti}}$ ($t_{\text{Г}}$, t_o – температура теплоносія відповідно в розподільному та збірному трубопроводах, °С).

Додаткові втрати теплоти при остиганні теплоносія в трубопроводах, Φ_2 , Вт, можна визначити за формулою:

$$\Phi_2 = \sum l_i q_{2i}, \quad (87)$$

де l_i – довжина ділянок трубопроводів, м; q_{2i} – нормований тепловий потік через поверхню теплоізолюваних трубопроводів (табл. 8), Вт/м.

Таблиця 8

**Нормований тепловий потік через поверхню
теплоізолюваних трубопроводів q_2 , Вт/м**

Вид трубопроводу	q_2 , Вт/м, при умовному діаметрі трубопроводу d_y , мм										
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Подавальний: >110 °С	18	19	21	23	25	29	31	36	40	44	48
<110 °С	14	16	18	19	21	23	27	30	33	38	42
Зворотний	9	10	11	12	13	15	17	20	22	25	28

За величиною потрібного теплового потоку $\Phi_{\text{н}}^{\text{потр}}$ підбирається опалювальний прилад з фактичним тепловим потоком $\Phi_{\text{н}}^{\text{факт}}$, Вт.

Для секційних радіаторів розрахункову кількість секцій n_p , шт, визначають за формулою:

$$n_p = \Phi_{\text{н}}^{\text{ном}} / (q_{\text{н}} b_4), \quad (88)$$

де b_4 – коефіцієнт, який враховує кількість секцій у радіаторі (для радіаторів при кількості секцій до 15 беруть $b_4 = 1,0$; від 16 до

20 – $b_4 = 0,98$; від 21 до 25 – $b_4 = 0,96$).

Фактична теплова потужність секційних радіаторів дорівнює:

$$\Phi_n^{факт} = n_{\phi} q_n, \quad (89)$$

де n_{ϕ} – фактична кількість секцій, шт, беруть не меншою за розрахункову кількість.

Опалювальні прилади із гладких сталевих труб (реєстри) підбирають (проектують) за потрібною площею нагрівання:

$$F_p^{потр} = \Phi_n^{потр} / (k_{тр} \Delta t_{тр}), \quad (90)$$

де $k_{тр}$ – коефіцієнт теплопередачі для гладких сталевих труб, Вт/(м²·°С) (див. дод. Є, табл. Є.2); $\Delta t_{тр}$ – різниця середньої температури теплоносія в приладі і внутрішньої температури повітря, °С:

$$\Delta t_{тр} = 0,5 \cdot (t_{вх} + t_{вих}) - \theta_{int,i}, \quad (91)$$

де $t_{вх}$, $t_{вих}$ – температури теплоносія, °С, відповідно на вході і виході опалювального приладу.

Фактичну теплову потужність опалювальних приладів із гладких сталевих труб розраховують за формулою:

$$\Phi_n^{факт} = k_{тр} F_p^{факт} \Delta t_{тр}, \quad (92)$$

де $F_p^{факт}$ – фактична площа нагрівання приладу, м².

Фактичну площу нагрівання приладу із гладких сталевих труб розраховують за розмірами запроєктованої конструкції (див. дод. Є, рис. Є.2).

Відхил M , %, між величинами $\Phi_n^{факт}$ і $\Phi_n^{потр}$ розраховують за співвідношенням:

$$M = \frac{\Phi_n^{факт} - \Phi_n^{потр}}{\Phi_n^{потр}} 100 \% . \quad (93)$$

Фактичний тепловий потік опалювального приладу повинен бути не меншим ніж на 5 % або на 60 Вт необхідного за розрахунком, а при обладнанні приладу автоматичним регулятором температури повітря приміщення — більшим від розрахункового на 10...15 %.

Список літератури

1. Опалення, вентиляція та кондиціонування: ДБН В.2.5-67: 2013. – [Чинні від 2013-09-01]. – К.: ДП „Укрархбудінформ” Мінрегіону України, 2013. – 149 с.
2. Теплова ізоляція та енергоефективність будівель: ДБН В.2.6-31:2021. – [Чинні від 2022-09-01]. – К.: Міністерство регіонального розвитку, України, 2022. – 23 с.
3. ДСТУ–Н Б В.1.1-27: 2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – [Чинний від 2011-11-01]. – К.: ДП „Укрархбудінформ” Мінрегіонбуду України, 2011. – 127 с.
4. ДСТУ Б В.2.6-101:2010. Конструкції будинків і споруд. Методи визначення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій. – Чинні від 20.01.2010. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2010. – 30 с.
5. ДСТУ Б В.2.6-189:2013. Методи вибору теплоізоляційного матеріалу для утеплення будівель. – Чинні від 01.01.2014. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2014. – 55 с.
6. ДСТУ-Н Б В.2.6-190:2013. Настанова з розрахункової оцінки показників теплостійкості та теплосвоєння огорожувальних конструкцій. – Чинні від 01.01.2014. – Київ: Мінрегіон України, 2014. – 36 с.
7. ДСТУ Н Б В.2.6-191:2013. Настанова з розрахункової оцінки повітропроникності огорожувальних конструкцій. – Чинні від 01.01.2014. – Київ: Мінрегіон України, 2014. – 12 с.
8. ДСТУ-Н Б В.2.6-192:2013. Настанова з розрахункової оцінки тепловологісного стану огорожувальних конструкцій. – Чинні від 01.01.2014. – Київ: Мінрегіон України, 2014. – 41 с.
9. ДСТУ Б EN 12831:2008. Системи опалення будівель. Метод визначення проєктного теплового навантаження.
10. ДСТУ Б EN 15251:2011. Розрахункові параметри мікроклімату приміщень для проєктування та оцінки енергетичних характеристик будівель по відношенню до якості повітря, теплового комфорту, освітлення та акустики.

11. ДСТУ Б В 1.1–36: 2016. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою.
12. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень: ДСН 3.3.6.042-99. – [Чинні від 1999-12-01]. – 10 с.
13. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі: ДБН В.2.5-39.2008. – [Чинні від 2009-01-07]. – К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2009. - 286 с.
14. Опалення. Методичні рекомендації до виконання розділу «Тепловий розрахунок і підбір огорожувальних конструкцій» курсового та дипломного проектування /Уклад.: О.П.Любарець, В.О.Мілейковський. – К.: КНУБА, 2025. – 36 с.
15. Опалення. Методичні вказівки до виконання розділу «Теплова потужність систем водяного опалення» курсового та дипломного проектів з дисципліни опалення для студентів спеціальності «Будівництво та цивільна інженерія» спеціалізації «Теплогазопостачання і вентиляція»./ Уклад.: О.П.Любарець, М.П.Сенчук, В.О.Любарець. – К.: КНУБА, 2016. – 34с.
16. Опалення. Методичні вказівки до виконання розділу «Гідравлічний розрахунок системи водяного опалення» курсового проекту з дисципліни опалення для студентів спеціальності «Будівництво та цивільна інженерія» спеціалізації «Теплогазопостачання і вентиляція»./ Уклад.: О.П.Любарець, М.П.Сенчук, В.О. Мілейковський, В.О.Любарець. – К.: КНУБА, 2014. – 40 с.
17. Глушко Ю. Ю. Опалення: навчальний посібник.– К.: Ресурсний центр ГУРТ, 2019.–133 с.
18. Пирков В.В. Сучасні теплові пункти. Автоматика і регулювання: монографія. – К.: ДП «Такі справи», 2008. – 252 с.
19. Любарець О. П. Проектування систем водяного опалення: посібник для проєктувальників, інженерів і студентів технічних ВНЗів / О. П. Любарець, О. М. Зайцев, В. О. Любарець – Відень-Київ-Симферополь: ГЕРЦ Арматурен Г.м.б.Х, 2010 – 200 с.

**Дані для теплотехнічного розрахунку і підбору
огороджувальних конструкцій**

Таблиця А.1

**Норми температури, відносної вологості та швидкості руху
повітря в робочій зоні виробничих приміщень
(у холодний період року) [1]**

Категорія робіт	Оптимальні норми на постійних і непостійних робочих місцях			Допустимі норми			
	Температура, °С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря, °С		Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше
				на постійних робочих місцях	на непостійних робочих місцях		
Легка:							
Іа	22 – 24	60 – 40	0,1	21 – 25	18 – 26	75	0,1
Іб	21 – 23	60 – 40	0,1	20 – 24	17 – 25	75	0,2
Середньої важкості:							
ІІа	19 – 21	60 – 40	0,2	17 – 23	15 – 24	75	0,3
ІІб	17 – 19	60 – 40	0,2	15 – 21	13 – 23	75	0,4
Важка:							
ІІІ	16 – 18	60 – 40	0,3	13 – 19	12 – 20	75	0,5

Примітки:

1. На постійному робочому місці працівник знаходиться понад 50 % робочого часу або більше 2-х годин безперервно; якщо при цьому робота здійснюється в різних місцях робочої зони, то всю цю зону визначають як постійне робоче місце.
2. У робочій зоні виробничих приміщень у холодний період температуру та швидкість руху повітря забезпечують у межах оптимальних норм; допускається брати температуру та швидкість руху повітря у межах допустимих норм у випадках, коли на робочих місцях неможливо забезпечити оптимальні норми температури та швидкості руху повітря за технологічними вимогами виробництва, технічною недосяжністю та економічно обґрунтованою недоцільністю.
3. У виробничих та адміністративно-побутових приміщеннях упродовж періоду їх невикористання (черговий режим роботи) можливе зниження внутрішньої температури, але не більше ніж на 4 °С.

4. У виробничих приміщеннях з повністю автоматизованим технологічним обладнанням, що функціонує без постійної присутності людей, у холодний період року та перехідні умови за відсутності надлишків тепла допускається зниження внутрішньої температури до 10 °С, а за наявності надлишків тепла — брати економічно доцільну та технічно можливу температуру; для цих приміщень відносна вологість та швидкість руху повітря за відсутності спеціальних вимог не нормується.
5. У приміщеннях для відпочинку робітників «гарячих» цехів у холодний період року беруть температуру повітря 20 °С.
6. Відповідно до завдання на проєктування допускається брати параметри зовнішнього повітря у холодний період нижчі за їхні нормовані значення.

Таблиця А.2

**Мінімально допустиме значення опору теплопередачі
огороджувальних конструкцій промислових будинків ($R_{q \min}$) [2]**

Вид огороджувальної конструкції та тепловологісний режим експлуатації будинків	Значення $R_{q \min}$, м ² · К/Вт, для	
	I	II
1	2	3
Зовнішні непрозорі стіни будинків:		
– з сухим і нормальним режимом з:		
$D > 1,5$	1,7	1,5
$D \leq 1,5$	2,2	2,0
– з вологим і мокрим режимом з:		
$D > 1,5$	1,8	1,6
$D \leq 1,5$	2,4	2,2
– з надлишками тепла (більше ніж 23 Вт/м ³)	0,55	0,45
Покриття та перекриття неопалювальних горищ будинків:		
– з сухим і нормальним режимом з:		
$D > 1,5$	1,7	1,6
$D \leq 1,5$	2,2	2,1
– з вологим і мокрим режимом з:		
$D > 1,5$	1,7	1,6
$D \leq 1,5$	1,9	1,8
– з надлишками тепла (більше ніж 23 Вт/м ³)	0,55	0,45

Продовження дод. А

Закінчення табл. А.2

1	2	3
Перекриття над проїздами й неопалювальними підвалами з конструкціями з: $D > 1,5$ $D \leq 1,5$	1,9 2,4	1,8 2,2
Двері й ворота будинків: – з сухим і нормальним режимом – з вологим і мокрим режимом – з надлишками тепла (більше ніж 23 Вт/м ³)	0,6 0,75 0,2	0,55 0,70 0,2
Вікна й zenітні ліхтарі будинків: – із сухим і нормальним режимом – з вологим і мокрим режимом – з надлишками тепла (більше ніж 23 Вт/м ³)	0,45 0,5 0,18	0,42 0,45 0,18

Примітка. D – показник теплової інерції коштуції [6]

Таблиця А.3

Допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огороджувальної коштуції, $\Delta\theta_{\text{int-si,max}}$, °С [2]

Призначення будинку	Вид огороджувальної коштуції		
	Стіни (зовнішні, внутрішні)	Покриття та перекриття горищ	Перекриття над проїздами та підвалами
Нежитлові будівлі, адміністративні та побутові, за винятком приміщень з вологим або мокрим режимом експлуатації	5,0	4,0	2,5
Виробничі будинки з сухим та нормальним режимом експлуатації	7,0	5,0	
Виробничі будинки з вологим та мокрим режимом експлуатації	$t_{\text{в}} - t_{\text{п}}$	$0,8(t_{\text{в}} - t_{\text{п}})$	
Виробничі будинки з надлишками тепла (більше ніж 23 Вт/м ³)	12	12	

Розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі внутрішньої h_{si} та зовнішньої h_{se} поверхні огорожувальних конструкцій [5]

Тип конструкції	Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² ·°С)	
	h_{si}	h_{se}
Зовнішні стіни, суміщені покриття, перекриття над проїздами	8,7	23
Перекриття над холодними підвалами, що межують з холодним повітрям	8,7	17
Горищні покриття, перекриття над неопалюваними зі світлими прорізами у стінах, а також зовнішні стіни з вентиляльованим повітряним прошарком, що вентилюються зовнішнім повітрям	8,7	6
Вікна, двері балконні та входні, вітражі, зовнішні стіни з опорядженням світлопрозорими елементами	8,0	23
Зенітні ліхтарі	9,9	23

Таблиця А.5

Значення повітропроникності будівельних матеріалів та виробів [7]

Матеріали та конструкції	d , мм	Δp_o , Па	$G^{\Delta p_o}$, кг/(м ² ·год)
Бетон суцільний (без швів)	100	10	0.00051
Газо- та пінозобетон суцільний (без швів)	140	10	0,48
Цегляне мурування із повнотілої цегли на цементно-піщаному розчині товщиною в одну цеглину та більше	250 та більше	10	0.56
Кладка з блоків із ніздрюватого бетону розмірами в мм 200×200×400	200	10	9,6
Ніздрюватий бетон неавтоклавний	100	10	0,05
Плити мінераловатні жорсткі	50	10	5,0
Штукатурка на цементно-піщаному розчині	15	10	0,027
Руберойд	1,5	10	Повітроне-проникне
Повітряні прошарки, мати та плити м'які з мінеральної вати та пухких матеріалів, засипки з керамзиту, піску тощо	Незалежно	10	—

**Дані для розрахунку проєктних тепловтрат
опалювального приміщення**

Таблиця Б.1

Національні значення коефіцієнтів додаткових тепловтрат

$$e_k = e_l = 1 + \Sigma \beta \quad [15]$$

Фактори, для яких обумовлені додаткові втрати теплоти	Огородження, при розрахунках яких враховуються додаткові тепловтрати	β
Вітер зі швидкістю в січні до 5 м/с	Орієнтовані в напрямках, звідки дує вітер в січні з повторюваністю не менше ніж 15%	0,05
Вітер зі швидкістю в січні 5 м/с і більше		0,10

Примітка. Кліматичні параметри в місці будівництва, а саме, швидкість та повторюваність вітру за сторонами світу, визначають відповідно до [3]

Таблиця Б.2

Коригувальний коефіцієнт ΔU_{tb} на лінійні теплові мости [15]

1. Вертикальні елементи будівлі			
Кількість перекриттів, що перетинають теплоізоляцію	Кількість стін з перетином теплоізоляції	ΔU_{tb} , Вт/(м ² ·К), при об'ємі приміщення	
		≤100 м ³	>100 м ³
0	0	0,05	0
	1	0,10	0
	2	0,15	0,05
1	0	0,20	0,10
	1	0,25	0,15
	2	0,30	0,20
2	0	0,25	0,15
	1	0,30	0,20
	2	0,35	0,25
2. Горизонтальні елементи будівлі			
Елемент будівлі			ΔU_{tb} , Вт/(м ² ·К)
Масивна підлоги (бетонна тощо)	Кількість сторін підлоги, що контактують із зовнішнім середовищем	1	0,05
		2	0,10
		3	0,15
		4	0,20
3. Світлопрозорі елементи будівлі			
Площа елемента будівлі, м ²		ΔU_{tb} , Вт/(м ² ·К)	
0...2		0,50	
>2...4		0,40	
>4...9		0,30	
>9...20		0,20	
>20		0,10	

Таблиця Б.3

Температурний коефіцієнт кореляції b_u [15]

Неопалювальний простір	b_u
Приміщення:	
▪ з однією зовнішньою стіною	0,4
▪ з двома зовнішніми стінами без зовнішніх дверей	0,5
▪ з двома зовнішніми стінами та зовнішніми дверима (воротами)	0,6
▪ з трьома зовнішніми стінами	0,8
Підвал:	
без вікон та зовнішніх дверей	0,5
з вікнами або/та зовнішніми дверями	0,8
Технічний поверх, горище:	
▪ підпокрівельний простір вентильований крізь нещільну конструкцію даху	1,0
▪ неутеплені дахові покриття	0,9
▪ теплоізовані дахові покриття	0,7
Внутрішні циркуляційні зони (відсутні зовнішні огороження) з коефіцієнтом повітрообміну менше $0,5 \text{ год}^{-1}$	0,0
Вільно провітрювані зони (величина відношення сумарної площі отворів до об'єму простору більше $0,005 \text{ м}^2/\text{м}^3$)	1,0
Підвісна стеля, підлога над непрохідним простором	0,8

Примітка. Приміщення, у яких 70 % і більше площі зовнішньої стіни знаходиться в контакт з ґрунтом, слід вважати підвалом

Трансмійні тепловтрати приміщень

Приміщення			Огороджувальна конструкція									Поправочні коефіцієнти на:				Розрахункова температура, °С			Характеристика трансмісійних тепловтрат, Вт/°С				Трансмійні тепловтрати, $\Phi_{T,ib}$, Вт		
Номер приміщення/Назва/кількість працюючих, n_p , люд.	Площа/об'єм, $A/V_{пр}$, M^2/M^3	Температура внутр.: основна/чергова, $\theta_{int,i}/\theta_{int,chi}$, °С	Позначення	Орієнтація	Довжина, a , м	Ширина (висота), b (h), м	Площа, A_k , M^2	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/($M^2 \cdot K$)				додаткові тепловтрати, e_k	річні коливання темп. ґрунту, f_{g1}	можливе зниження зовн. темпер., f_{g2}	вплив ґрунтових вод, G_w	різницю температури у суміжних приміщеннях, f_{ij}	зовнішнього повітря, θ_e	середньо річна зовнішнього повітря, $\theta_{пс}$	внутрішня в сусідньому приміщенні, $\theta_{int,j}$	$H_{T,ie}$	$H_{T,ig}$	$H_{T,ij}$	$\sum H_{Ti}$	основний режим	черговий режим
								трансмісійний, U_k	коригувальний на теплові мости, ΔU_{knb}	трансмісійний розрахунковий, U_{kc}	підлоги на ґрунті, $U_{equiv,k}$														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26

Тепловтрати приміщень на нагрівання вентиляційного повітря

Номер приміщення/ Назва	Коефіцієнти					Витрата повітря						Характеристика вентиляційних тепловтрат, $H_{v,i}$, Вт/°С		Вентиляційні тепловтрати, $\Phi_{v,i}$, Вт		
	кратності повітрообміну, n_{50}	екранування, e_i	на висоту розміщення огороження, ε_i	ефективності утилізації тепла, η_v	на температуру припливного повітря, $f_{v,i}$	інфільтраційного, $V_{int,i}$	питома виробничих приміщень, $V_{min,i}$, (м ³ /год)/люд		мінімальна, $V_{min,i}$, м ³ /год		розрахункова, V_i , м ³ /год		основний режим	черговий режим	основний режим	черговий режим
							основний режим	черговий режим	основний режим	черговий режим	основний режим	черговий режим				
1	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42

**Дані для розрахунку теплонадходжень приміщень
у холодний період року**

Таблиця В.1

Кількість тепла, $q^{\text{ч табл}}$, Вт, що виділяється дорослим чоловіком

Параметри	Значення параметрів при температурі повітря у приміщенні, °С				
	15	20	25	30	35
Стан спокою					
Тепло: явне	116	87	58	40	16
повне	145	116	93	93	93
Волога	40	40	50	75	115
Двоокис вуглецю	23	23	23	23	23
Легка робота					
Тепло: явне	122	99	64	40	8
повне	157	151	145	145	145
Волога	55	75	115	150	200
Двоокис вуглецю	25	25	25	25	25
Робота середньої важкості					
Тепло: явне	133	104	70	40	8
повне	208	203	197	197	197
Волога	110	140	185	230	280
Двоокис вуглецю	35	35	35	35	35
Важка робота					
Тепло: явне	162	128	93	52	16
повне	290	290	290	290	290
Волога	185	240	295	355	415
Двоокис вуглецю	45	45	45	45	45

Таблиця В.2

Рівень загального освітлення приміщень

Приміщення	Освітленість робочих поверхонь, $E_{осв}$, лк
Приміщення, конструкторські бюро	500
Зали засідань, кабінети	300
Механічні, складально-зварювальні, деревообробні і модельні цехи Приміщення технічного обслуговування і ремонту автомобілів	200
Ковальські, термічні, пресові, холодноштампувальні, малярні і складальні цехи та цехи металопокриттів, гаражі для автотранспорту	150
Відділення ливарних цехів: формування, плавильно-заливочні, вибивки, обрубки Теплові пункти, приміщення для кондиціонерів, допоміжні приміщення	75
Приміщення для вентиляційних камер, зберігання транспортних засобів тощо	20

Таблиця В.3

Питомі тепловиділення від люмінесцентних ламп

Тип світильника	Розподілення світлового потоку, %		Середнє питоме виділення тепла, $q_{\text{осв}}$, Вт/(м ² ·лк), для приміщень площею, м ²					
			> 200		50...200		< 50	
			при висоті приміщення, м					
	вверх	вниз	≤ 4,2	> 4,2	≤ 3,6	> 3,6	≤ 3,6	> 3,6
Прямого світла	5	95	0,067	0,056	0,074	0,058	0,102	0,077
Переважно прямого світла	25	75	0,082	0,071	0,087	0,073	0,122	0,190
Дифузійного розсіяного світла	50	50	0,094	0,077	0,102	0,079	0,166	0,016
Переважно відбитого світла	75	25	0,140	0,108	0,152	0,114	0,232	0,166
Відбитого світла	95	5	0,145	0,108	0,154	0,264	0,264	0,161
<i>Примітка.</i> При використанні ламп розжарювання необхідно вводити поправочний коефіцієнт 2,75								

Таблиця В.4

Коефіцієнт запиту на електроенергію

Галузь промисловості	Обладнання	$k_{зе}$
Машинобудування, металооброблювальне виробництво	Металорізальні верстати дрібносерійного виробництва	0,14
	Те ж, крупносерійного виробництва	0,20
	Ковальські преси	0,40
	Двигуни-генератори, індуктивні печі	0,50
Зварювальне виробництво	Трансформатори ручного зварювання	0,35
	Те ж, автоматичного	0,50
	Апарати шовного зварювання	0,35
	Апарати точкового зварювання	0,60
Деревообробне виробництво	Деревообробні цехи	0,50
	Сушильні камери	0,50
	Малярні цехи	0,65
	Лакофарбувальні відділення	0,80

Виробничі тепловиділення

Вид виробництва, приміщень, устаткування і технологічних процесів	Питомі тепловиділення, $q_{\text{ел}}$, Вт/кВт	Частка тепловиділень в приміщенні при обігріві устаткування	
		електрикою k_1	паливом, k_2
<i>Ливарне виробництво:</i>			
1. Склади шихти і формувальних матеріалів:			
- електродвигуни приводу	150	0,15	-
- сушарка піску і глини	-	-	0,06
2. Електродвигуни приводу сумішоприготувального відділення	150	0,15	-
3. Поверхнєве сушіння формувального відділення	-	-	0,205
4. Стрижнєве і сушильне відділення:			
- тепло від сушарок, що стоять окремо	-	-	0,079
- те ж, що примикають однією стінкою	-	-	0,067
- те ж, що примикають двома стінками	-	-	0,043
5. Плавильне відділення:			
- індукційна піч плавки ємністю 100 кг	580	0,58	-
- те ж, 500 кг	517	0,52	-
- те ж, 2000 кг	438	0,44	-
- електродугова піч плавки ємністю 500 кг	299	0,33	-
- те ж, 3000 кг	260	0,26	-
- те ж, 10000 кг	180	0,18	-
- сушіння ковшів	-	-	0,048
6. Плавильно-заливальне відділення:			
- електродугові печі;	499	0,5	-
- індукційні печі	151	0,15	-
- тигельні газові печі	-	-	0,048
7. Відділення машинного лиття	-	-	0,048
8. Відділення термообробки лиття, печі відпалювання	1000	1	0,084
<i>Металообробне виробництво:</i>			
- верстати без охолодження інструмента	250	0,25	-
- верстати з охолодженням інструмента	151	0,15	-
<i>Термічне виробництво:</i>			
- нагрівальне устаткування пічних залів заводів важкого машинобудування	371	0,37	0,131
- те ж, інструментальних заводів	574	0,57	0,098
- відділення ціанування, гарячих ванн	-	-	0,036
<i>Ковальсько-пресове виробництво:</i>			
- молотові прогони (печі, молоти і ін.)	615	0,62	0,127
- прогони з пресами і кувальними машинами (печі, преси і ін.)	615	0,62	0,108
<i>Зварювальне виробництво:</i>			
- точкове зварювання	250	0,25	-
- плазмове й електродугове зварювання, електрорізання	748	0,75	0,239
- печі відпалювання	1000	1	0,084
- електродвигуни приводу	151	0,15	-
<i>Фарбувальне виробництво</i>	348	0,35	0,084

**Поправочний коефіцієнт для розрахунку тепловтрат
високих приміщень [9]**

Спосіб опалення	Висота опалюваного приміщення	
	від 5 до 10 м	від 10 до 15 м
<i>1. З перевагою випромінюванням:</i>		
Випромінювачі середньої та високої температури, які розміщені на значній висоті і спрямовані вниз	1,0	1,15
Підлогове опалення	1,0	1,0
Стельове опалення (температура поверхні менше ніж 40 °С)	1,15	–
<i>2. З перевагою конвекцією:</i>		
Тепле повітря при природній конвекції	1,15	–
<i>3. Повітряне:</i>		
Поперечні струмені на малій висоті	1,30	1,60
Похилі струмені зі значної висоти	1,21	1,45
Поперечні струмені середньої або високої температури із середньої висоти	1,15	1,30

Таблиця Г.2

Тепловий баланс приміщень у холодний період року

1	2	Характеристика приміщення					Витрати теплоти, Вт					Теплонадходження, Вт					Тепловий баланс		20	21	22	23
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19				
Номер приміщення	Назва приміщення	Режим роботи	Об'єм приміщення, $V_{пр}, \text{м}^3$	Висота приміщення, $h_{пр}, \text{м}$	Розрахункова температура, $\theta_{int,i}, \text{°C}$	Питомі надлишки тепла, $q_v, \text{Вт/м}^3$	Трансмісійні тепловтрати, $\Phi_{Т,i}$	Вентиляційні тепловтрати, $\Phi_{v,i}$	Нагрів обладнання, $\Phi_{обл}$	Інші витрати, $\Phi_{доп}$	Загальні, $\Sigma\Phi_{вигр}$	Від людей, $\Phi_{л}$	Від освітлення, $\Phi_{осв}$	Від обладнання, $\Phi_{обл}$	Інші надх., $\Phi_{доп}$	Загальні, $\Sigma\Phi_{надх}$	Теплостача, $\Delta\Phi, \text{Вт}$	Теплонадлишки, $+\Delta\Phi, \text{Вт}$	Потужність СО рорахункова, $\Phi_{HL,осн}, \Phi_{HL,гер}, \text{Вт}$	Потужність СО проектна, $\Phi_{HL}, \text{Вт}$	$\Phi_{HL,осн}/\Phi_{HL,гер}$	Номер вітки системи
		Основний																				
		Черговий																				
		Основний																				
		Черговий																				

Таблиця Г.3

Коефіцієнт b_1 – враховує тип опалювального приладу

Типорозмірний крок, Вт	b_1 при номінальному тепловому потоці, Вт, мінімального типорозміру						
	100	200	300	400	500	600	700
100	1,02	1,02	1,03	1,04	1,07	1,10	1,13
120	1,03	1,03	1,04	1,05	1,07	1,10	1,13
150	1,04	1,04	1,04	1,06	1,08	1,10	1,13
200	1,06	1,06	1,06	1,07	1,09	1,11	1,13
250	1,07	1,07	1,07	1,08	1,09	1,12	1,14
300	1,08	1,09	1,09	1,09	1,11	1,12	1,14

Таблиця Г.4

Коефіцієнт b_2 – враховує додаткові тепловтрати зарадіаторними ділянками стін (за відсутності теплових екранів)

Опалювальний прилад	Коефіцієнт b_2 при установці приладу	
	біля зовнішньої стіни, у тому числі під світловим прорізом	біля скління світлових прорізів
Радіатор:		
- чавунний секційний	1,02	1,07
- сталевий панельний	1,04	1,10
Конвектор:		
- без кожуха	1,02	1,05
- з кожухом	1,03	1,07
Труба опалювальна діаметром 40...100 мм	1,02	1,07

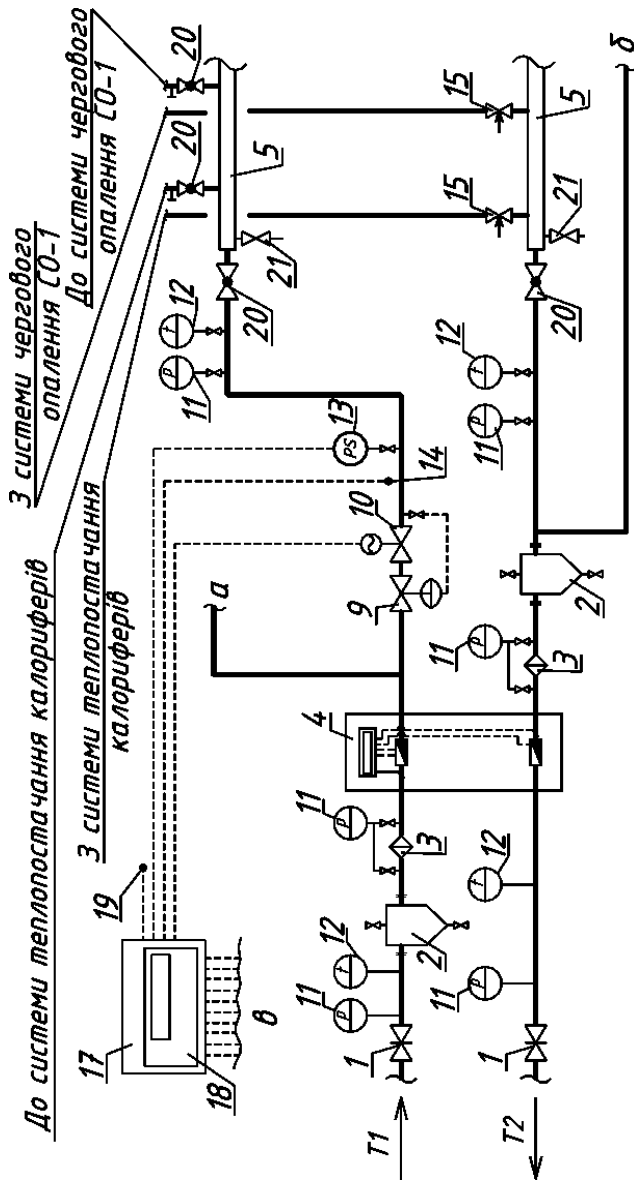


Рис. Д.1. Схема вузла теплового вводу:

a – вузол обліку та безпосереднього приєднання калориферів, чергових і фонових систем опалення;
б – вузол приєднання систем опалення з різними параметрами теплоносія:
 1 – засувка; 2 – грязьовик; 3 – насос; 4 – фільтр; 5 – колектор; 6 – зворотний клапан; 7 – насос циркуляційно-змішувальний; 8 – регулятор перепускний;
 9 – регулятор перепаду тиску; 10 – клапан регулювальний; 11 – манометр; 12 – термометр;
 13 – датчик температури теплоносія; 14 – датчик температури теплоносія; 15 – клапан балансувальний; 16 – клапан запірний з приєднанням імпульсної трубки; 17 – щит керування; 18 – контролер; 19 – датчик температури зовнішнього повітря; 20 – кульовий кран; 21 – штуцер із повнопрохідним запірним краном для спускання води (див. також стор. 67)

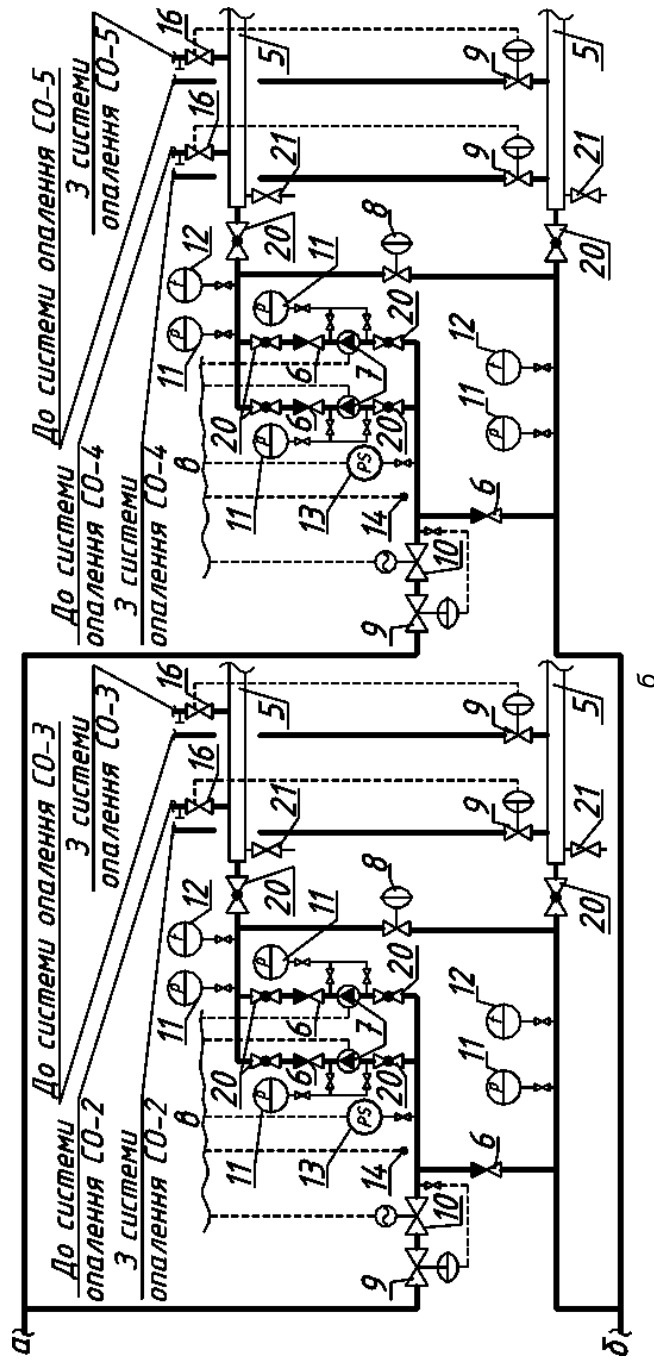


Рис. Д.1. Закінчення

Дані для гідравлічного розрахунку системи опалення

Таблиця Е.1

Технічні та гідравлічні характеристики труб
систем водяного опалення

№ пор.	Технічні характеристики			Гідравлічні характеристики		
	Діаметр труб, мм			Питомі характеристики		Приведений коефіцієнт тертя λ/d , м ⁻¹ *
	Умов- ний d_y	Зовніш- ній d_z	Внут- рішній d_v	витрати води G/w , (кг/год)/(м/с)	динамічного тиску $A \cdot 10^4$, Па/(кг/год) ²	
1	2	3	4	5	6	7
I	Труби сталеві водогазопровідні легкі (ДСТУ 8936)					
1	8	13,5	9,5	251	78,0	3,54
2	10	17,0	13,0	470	22,3	3,47
3	15	21,3	16,6	766	8,38	2,49
4	20	26,8	22,1	1360	2,67	1,70
5	25	33,5	27,9	2160	1,05	1,25
6	32	42,3	36,7	3740	0,351	0,87
7	40	48,0	42,0	4900	0,204	0,729
8	50	60,0	54,0	8110	0,0748	0,527
II	Труби сталеві водогазопровідні звичайні (ДСТУ 8936)					
1	8	13,5	9,1	230	92,9	5,67
2	10	17,0	12,6	441	25,2	3,62
3	15	21,3	15,7	685	10,5	2,69
4	20	26,8	21,2	1250	3,15	1,79
5	25	33,5	27,1	2040	1,18	1,30
6	32	42,3	35,3	3580	0,383	0,895
7	40	48,0	41,0	4670	0,225	0,753
8	50	60,0	53,0	7810	0,0806	0,540

Продовження дод. Е

Закінчення табл. Е.1

1	2	3	4	5	6	7
III	Труби сталеві електрозварні (ДСТУ 8943)					
1	50	57,0	51,0	7150	0,094	0,60
2	70	76,0	70,0	13600	0,0265	0,377
3	80	89,0	83,0	19200	0,0134	0,304
4	100	108,0	101,0	28400	0,00611	0,237
5	125	133,0	125,0	43400	0,00261	0,181
6	150	159,0	150,0	62600	0,00126	0,144
IV	Труби металопластикові РЕ-Хс ($k_e=0,006$)					
1	10	14	10	275	64,36	2,34
2	12	16	12	396	31,04	1,86
3	14	18	14	539	16,75	1,53
4	16	20	16	704	9,82	1,30
5	20	26	20	1100	4,022	0,983
6	26	32	26	1858	1,408	0,708
7	32	38	32	2993	0,543	0,525

Примітка. * Величини λ/d сталевих труб приведені для середньої швидкості води 0,5 м/с. За швидкостей 1 м/с і більше величину λ/d слід брати з коефіцієнтом 0,976.

Таблиця Е.2

Характеристики опору трубопроводів

Витрата води, кг/год	Характеристика опору $S_{тр} \cdot 10^4$, Па/(кг/год) ²													
	Сталеві трубопроводи							Пластмасові трубопроводи						
	Зовнішній діаметр / товщина, мм													
	21,2	26,8	33,5	42,2	48,3	60,0	12	14	16	18	20	25	32	
	2,8	2,8	3,2	3,2	3,5	3,5	2	2	2	2	2,3	3,5	3,6	
Умовний діаметр, мм														
15	20	25	32	40	50	8	10	12	14	15	20	25		
10	45,0						990							
16	37,1						618	347						
25	35,2	8,32					709	275	122	61				
40	31,3	7,50					778	265	111,9	53,8	33,14			
63	30,2	6,80	2,142				677	231	98,1	46,1	30,18	14,24		
100	31,0	5,50	1,650	0,500			611	204	86,2	40,8	26,51	12,44		
160	30,5	6,05	2,051	0,449	0,234			181	76,5	36,3	23,12	11,02	2,500	
250	30,7	5,60	1,949	0,467	0,226			167	69	32,5	20,82	9,80	2,121	
400	28,4	5,54	1,838	0,426	0,204	0,0600				29,3	18,83	8,74	1,938	
630	29,0	5,34	1,733	0,414	0,164	0,0542				26,8	17,03	7,92	1,727	
1000	29,0	5,30	1,700	0,383	0,181	0,0526						7,24	1,551	
1600		5,17	1,813	0,375	0,186	0,0478							1,419	
2500		5,17	1,675	0,365	0,160	0,0461								
4000			1,679	0,364	0,165	0,0438								
6300				0,360	0,163	0,0431								
10000					0,163	0,0430								
Сер	31,18	5,87	1,801	0,405	0,186	0,0472	695,6	231,3	93,2	39,8	23,9	9,984	1,834	

Таблиця Е.3

Характеристики опору деталей трубопровідної системи

Деталь	Характеристика опору $S_{тр} \cdot 10^4$, Па/(кг/год) ²													
	Сталеві							Полімерні (поліетиленові)						
	Зовнішній діаметр / товщина, мм													
	21,2	26,8	33,5	42,2	48,3	60,0	12	14	16	18	20	25	32	
	2,8	2,8	3,2	3,2	3,5	3,5	2	2	2	2	2,3	3,5	3,6	
Умовний діаметр, мм														
	15	20	25	32	40	50	8	10	12	14	15	20	25	
Відвід	15,6	3,13	0,601	0,117	0,0678	0,0243	234	63,9	15,4	4,99	3,41	1,83	0,507	
Відступ	8,31	2,19	0,721	0,235	0,136	0,0486	125	44,7	18,5	9,98	6,82	3,65	1,01	
Скоба	15,6	4,70	0,962	0,235			234	95,8	24,6	9,98	6,82	3,65	1,01	
Трійник на прохід	10,4	3,13	1,20	0,391	0,226	0,081	156	63,9	30,8	16,6	11,4	6,09	1,69	
Трійник на поворот	15,6	4,70	1,80	0,587	0,339	0,121	234	95,8	46,2	24,9	17,0	9,13	2,53	
Хрестовина на прохід	20,8	6,27	2,40	0,782	0,452	0,162	312	128	61,6	33,3	22,7	12,2	3,38	
Хрестовина на поворот	31,1	9,40	3,61	1,17	0,678	0,243	468	192	92,4	49,9	34,1	18,3	5,07	
Радіатор	16,6	3,76	1,44				250	76,7	37,0					
Фільтр сітчастий	30,78	9,25	3,72	1,34	0,457	0,239								
<i>Арматура:</i>														
Засувка						0,0405								
Вентиль прямий	166	31,3	22,8	3,52	1,81	0,567								
Вентиль косий	31,1	9,40	3,61	0,978	0,565	0,162								
Кран пробковий	36,3	4,70	1,80	0,587	0,339	0,121								
Кран кульовий	27,8	5,10	1,48	0,541	0,244	0,100								

Дані для розрахунку і підбору опалювальних приладів

Таблиця Є.1

Значення показників n , p , c для визначення теплового потоку опалювальних приладів

Тип опалювального приладу	Схема руху води в приладі	Витрата води G , кг/год	Показники		
			n	p	c
Радіатор секційний чавунний, біметалевий; панельний сталевий	Зверху-вниз	18-54	0,3	0,02	1,039
		54-536	0,3	0	1
		536-900	0,3	0,01	0,996
	Знизу-вниз	18-115	0,15	0,08	1,092
		119-900	0,15	0	1
	Знизу-вгору	18-61	0,25	0,12	1,113
	65-900	0,25	0,04	0,97	
Радіатор секційний алюмінієвий	Знизу-вниз	20-102	0,32-0,37	0	1
Конвектор настінний з кожухом типу «Комфорт»	-	36-86	0,35	0,18	1
		90-900	0,35	0,07	1
Конвектор настінний без кожуха типу «Акорд»	Будь-яка	36-900	0,2	0,03	1
Труба опалювальна сталева діаметром 40...100 мм	Будь-яка	36-900	0,32	0	1

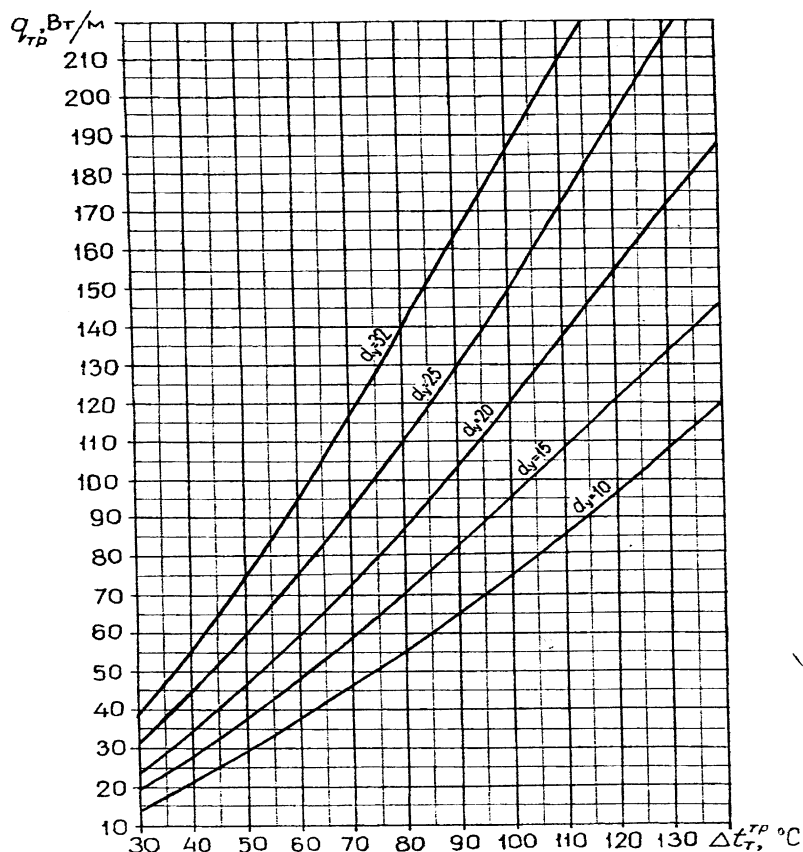


Рис. Є.1. Тепловий потік погонного метра вертикальних сталевих труб відкрито прокладених у приміщенні

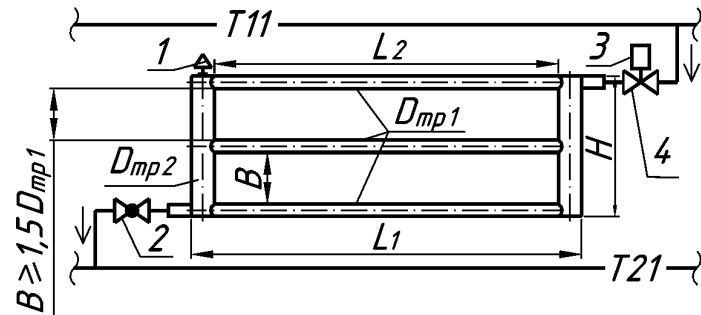
Таблиця Є.2

Коефіцієнт теплопередачі для гладких сталевих труб

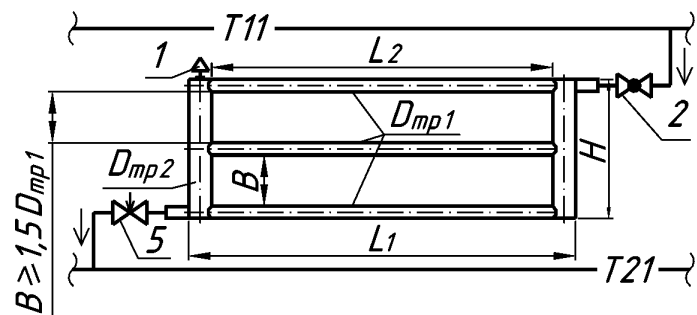
Опалювальний прилад	Коефіцієнт теплопередачі $k_{тр}$, Вт/(м ² ·°C) при різниці середньої температури теплоносія в приладі і внутрішньої температури повітря, $\Delta t_{тр}$, °C		
	60...70	70...80	>80
Однорядне розміщення труб умовним діаметром:			
$d_y = 32$ мм	14,0	14,6	14,6
$d_y = 40...100$ мм	12,2	12,8	13,4
Багаторядне розміщення труб (регістр) умовним діаметром:			
$d_y = 32$ мм	12,8	12,8	13,4
$d_y = 40...100$ мм	10,5	10,5	10,5

Примітки: 1. В регістрах схема руху теплоносія «зверху-вниз».

2. Мінімальна відстань на просвіт між трубопроводами в регістрах дорівнює $1,5 \cdot D_{тр1}$, але не менше $D_{тр1} + 50$ мм.



а



б

Рис. Є.2. Принципова схема опалювального приладу з гладких труб (регістра):

а – для основної системи опалення (у тому числі, зі зниженням параметрів теплоносія у неробочий час);

б – для чергової або фонові системи опалення:

1 – клапан повітропускний; 2 – кран кульовий (експлуатується зі знятим маховиком); 3 – головка термостатична із захистом від несанкціонованого демонтажу та із заблокованою настройкою температури; 4 – клапан термостатичний з попереднім налаштуванням; 5 – клапан балансувальний

Навчально-методичне видання

ОПАЛЕННЯ ПРОМИСЛОВИХ БУДІВЕЛЬ І СПОРУД

Методичні вказівки до виконання практичних занять
та індивідуальної роботи з освітньої компоненти
для студентів спеціальності
G19 «Будівництво та цивільна інженерія»
ОПП «Теплогазопостачання і вентиляція»

Укладачі: **СЕНЧУК** Михайло Петрович
ЛЮБАРЕЦЬ Олександр Петрович

Підписано до друку 17.12.2025 р. Зам. № 1217
Формат 60 × 84 1/ 16. Папір офсетний. Друк – цифровий.
Наклад 50 прим. Ум. друк. арк. 5,9.
Друк ЦП «КОМПРИНТ». Свідоцтво ДК №4131 від 04.08.2011 р.
М.Київ, вул. Васильківська, 32
067-209-54-30, 097-533-18-07
E-mail: komprint@ukr.net