

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра теплотехніки, теплових двигунів
та енергетичного менеджменту**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання практичних робіт

з освітньої компоненти

«ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЦІ»

Харків – 2026

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри теплотехніки, теплових двигунів та енергетичного менеджменту 13 квітня 2026 р., протокол № 9.

Рекомендовано для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня спеціальності G4.02 «Теплоенергетика».

Укладачі:

доценти Ю. А. Бабіченко,
О. В. Василенко,
асист. А. В. Онищенко

Рецензент

проф. І. О. Редько

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Загальні положення та мета робіт.....	5
Розрахункові та практичні роботи.....	6
Практична робота 1. Енергозбереження для підігріву технологічних рідин.....	6
Практична робота 2. Енергозбереження в системах повітряного опалення та вентиляції.....	12
Практична робота 3. Оцінювання потенціалу енергозбереження в системах гарячого водопостачання.....	19
Практична робота 4. Зменшення тепловтрат паропроводів за рахунок теплоізоляції.....	24
Практична робота 5. Втрати енергії через витоки пари та їх мінімізація.....	28
Практична робота 6. Ефективність котельні та ступінь завантаження котлів.....	31
Практична робота 7. Оцінювання завантаженості котлів за даними споживання газу.....	38
Практична робота 8. Потенціал енергозбереження на етапах виробництва, транспортування і споживання теплоти.....	42
Практична робота 9. Баланс первинної та корисної енергії.....	47
Практична робота 10. Енергозбереження в огорожувальних конструкціях будівлі.....	54
Список літератури.....	64

ВСТУП

Освітня компонента «Енергозбереження в теплоенергетиці» спрямована на формування у здобувачів вищої освіти системних знань про підвищення енергоефективності теплотехнічного обладнання, систем тепlopостачання та будівельних об'єктів. В умовах зростання вартості пально-енергетичних ресурсів і необхідності скорочення викидів парникових газів питання раціонального використання енергії особливо актуальне [1].

Метою виконання розрахункових і практичних робіт є закріплення теоретичних знань і набуття практичних навичок аналізу енергетичних процесів, складання теплових балансів, оцінювання втрат енергії та визначення потенціалу енергозбереження для типових елементів теплоенергетичних систем — котелень, паропроводів, систем гарячого водopостачання, вентиляційних установок, огороджувальних конструкцій будівель.

Методичні вказівки містять опис десяти розрахункових і практичних робіт, що охоплюють основні напрями енергозбереження в теплоенергетиці: підвищення ефективності теплових апаратів, зменшення тепловтрат у трубопроводах і будівлях, оптимізацію режимів роботи котельного обладнання, оцінювання енергетичних показників систем тепlopостачання на різних етапах енергетичного ланцюга.

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ ТА МЕТА РОБІТ

Методичні вказівки призначені для виконання розрахункових і практичних робіт з освітньої компоненти «Енергозбереження в теплоенергетиці» здобувачами вищої освіти спеціальності G4 «Енерговиробництво». Вони узагальнюють матеріал лекційного курсу та прикладні задачі енергоаудиту, що дає змогу сформувати цілісне уявлення про енергетичний ланцюг від палива до корисного тепловикористання у споживача.

Основними завданнями виконання робіт є:

- закріплення теоретичних знань із теплотехніки, теплопостачання та енергоменеджменту в контексті енергозбереження;
- набуття практичних навичок складання теплових балансів теплотехнічних апаратів і систем;
- оволодіння методами розрахунку втрат теплоти в котельнях, паропроводах, системах гарячого водопостачання, вентиляційних установках, огорожувальних конструкціях будівель;
- вміння оцінювати коефіцієнт корисної дії обладнання та ефективність вироблення і використання теплоти;
- формування навичок кількісного оцінювання потенціалу енергозбереження та обґрунтування енергоощадних заходів.

Кожна робота структурована за єдиною схемою: короткі теоретичні відомості, умова завдання, послідовність виконання розрахунків, приклад розв'язання та індивідуальні варіанти для самостійної роботи. Такий підхід забезпечує можливість самоконтролю, порівняння отриманих результатів із наведеним прикладом і сприяє формуванню професійних компетентностей у сфері енергоефективного проєктування та експлуатації теплоенергетичних систем.

Розрахункові та практичні роботи орієнтовані на використання чинних нормативних документів (ДСТУ, ДБН, галузеві методики) і

реальних параметрів теплоенергетичних установок і будівель. Це дає змогу наблизити навчальні завдання до умов практичної діяльності енергетика, попередньо оцінювати енергоефективність об'єктів, готуватися до виконання енергетичних аудитів і розроблення проєктів термомодернізації.

РОЗРАХУНКОВІ ТА ПРАКТИЧНІ РОБОТИ

Практична робота 1. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ДЛЯ ПІДГРІВУ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІДИН

Для оптимізації роботи підігрівача лугу з точки зору енергозбереження слід звернути увагу на кілька важливих аспектів.

Зменшення втрат теплоти. Ізоляція обладнання і трубопроводів: якісна теплоізоляція підігрівача, паропроводів і лугопроводів є першочерговим заходом для зменшення тепловтрат у навколишнє середовище. Коефіцієнт втрат 2 % (або коефіцієнт використання тепла $\varphi = 0,98$) є відносно невеликим, але подальше його зменшення за рахунок покращеної ізоляції може призвести до значної економії енергії в довгостроковій перспективі.

Оптимізація режиму роботи. Уникнення перегріву лугу вище необхідної температури також допомагає економити енергію. Кожен зайвий градус нагріву збільшує витрати палива.

Ефективне використання конденсату. Повернення конденсату: конденсат, що утворюється після віддачі теплоти паром, має значну температуру (температура насиченої пари $t_n = 158,8$ °C, якщо $P_n = 6 \cdot 10^5$ Па). Повернення цього гарячого конденсату до котельні для подальшого використання як живильної води дає змогу значно зменшити споживання свіжої води та палива для її підігріву. Це знижує потребу в додатковій енергії для підігріву холодної живильної води до температури насичення.

Використання тепла вторинної пари: якщо тиск конденсату значно вищий за атмосферний, може виникнути вторинна пара (пара вторинного закипання), яку також можна використовувати для інших низькотемпературних процесів або попереднього підігріву живильної води [1].

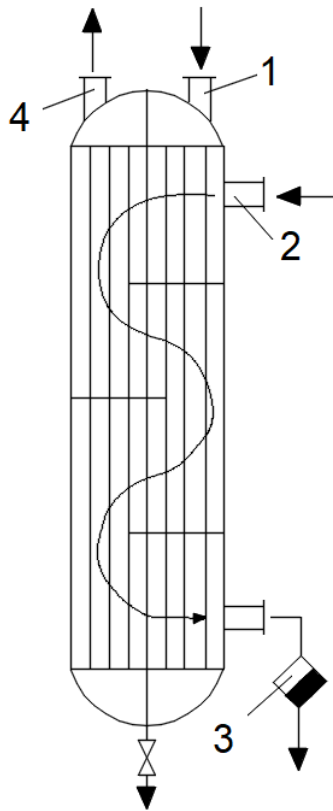
Оптимізація гідравлічних параметрів. Вибір оптимальних діаметрів трубопроводів: правильний розрахунок діаметрів паропроводу та лугопроводу допомагає мінімізувати гідравлічні втрати (втрати тиску на тертя) і відповідно зменшити енерговитрати на перекачування середовищ (пари та лугу) насосами або компресорами. Занадто малий діаметр збільшує швидкість потоку, що призводить до зростання втрат тиску та ерозії. Занадто великий діаметр призводить до надмірних капітальних витрат і теплових втрат.

Швидкість пари $W_{\pi} = 40$ м/с, швидкість лугу $W_{\text{л}} = 1,0$ м/с. Ці значення зазвичай є оптимальними для зменшення гідравлічних втрат за заданих об'ємних витрат.

Контроль і автоматизація. Впровадження систем автоматичного регулювання температури лугу і тиску пари дає змогу підтримувати оптимальні режими роботи, уникаючи перевитрат енергії та забезпечуючи стабільність процесу. Це також допомагає швидко реагувати на зміни в навантаженні та мінімізувати простой.

Умова задачі

Скласти рівняння теплового балансу підігрівача лугу і визначити температуру, до якої нагрівають луг у теплообміннику, якщо коефіцієнт втрат становить 2 % теплоти, що надійшла в підігрівач з парою. Розрахувати витрати палива для нагрівання лугу та діаметри паропроводу та лугопроводу. Розрахункова схема підігрівача лугу наведена на рисунку 1.1.



1 – вхід лугу; 2 – вхід пари; 3 – конденсатовідвідник; 4 – вихід нагрітого лугу

Рисунок 1.1 – Розрахункова схема підігрівача лугу

Вихідні дані:

витрати пари D : 2000 кг/год;

тиск пари, що гріє $P_{\text{п}}$: 6 ата ($6 \cdot 10^5$ Па);

витрати лугу $G_{\text{л}}$: 15 т/год;

температура лугу на вході $t_{\text{л1}}$: 50 °С.

Розв'язання

Фізичні параметри теплоносія:

тиск пари $P_{\text{п}}$: $P_{\text{п}} = 6 \cdot 10^5$ Па;

ентальпія пари h'' : $h'' = 2756,4$ кДж/кг;

ентальпія конденсату h' : $h' = 670,4$ кДж/кг;

температура насиченої пари $t_{\text{н}}$: $t_{\text{н}} = 158,8$ °С;

теплоємність лугу $C_{\text{л}}$: $C_{\text{л}} = 4,2$ кДж/(кг °С).

Рівняння теплового балансу підігрівача

$$G_{\text{л}}C_{\text{л}}(t_{\text{л2}} - t_{\text{л1}}) = D_{\text{п}}(h'' - h')\varphi, \quad (1.1)$$

де $\varphi = 0,98$ – коефіцієнт використання тепла.

Перетворюємо рівняння теплового балансу:

$$G_{\text{л}}C_{\text{л}}t_{\text{л2}} - G_{\text{л}}C_{\text{л}}t_{\text{л1}} = D_{\text{п}}(h'' - h')\varphi. \quad (1.2)$$

Тоді температура луку на виході з підігрівача

$$t_{\text{л2}} = \frac{D(h'' - h')\varphi + G_{\text{л}}C_{\text{л}}t_{\text{л1}}}{G_{\text{л}}C_{\text{л}}}, \quad (1.3)$$

$$t_{\text{л2}} = \frac{2000(2756,4 - 670,4)0,98 + 15000 \cdot 4,2 \cdot 50}{15000 \cdot 4,2} = 115 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Годинні витрати теплоти

$$Q = G_{\text{л}}C_{\text{л}}(t_{\text{л2}} - t_{\text{л1}}), \quad (1.4)$$

$$Q = 15000 \cdot 4,2(115 - 50) = 4095 \cdot 10^3 \text{ кДж/год.}$$

Витрати палива

$$B_{\text{т}} = \frac{Q}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}\eta}, \quad (1.5)$$

$$B_{\text{т}} = \frac{4095000}{35000 \cdot 0,9} = 130 \text{ кг/год,}$$

де $\eta = 0,9$ – коефіцієнт корисної дії.

Діаметр паропроводу

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4D}{3600\pi w_{\text{п}}\rho_{\text{п}}}}, \quad (1.6)$$

де $w_{\text{п}} = 40$ м/с і $\rho_{\text{п}} = 3,17$ кг/м³ – відповідно швидкість і густина пари.

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 40 \cdot 3,17}} = 0,075 \text{ м.}$$

Приймаємо для встановлення стандартний паропровід з умовним діаметром $d_y = 70$ мм ($d_{\text{н}} \times \delta = 76 \times 3,5$ мм).

Діаметр лугопроводу

$$d_{\text{л}} = \sqrt{\frac{4G_{\text{л}}}{3600\pi w_{\text{л}}\rho_{\text{л}}}}, \quad (1.7)$$

де $w_{\text{л}} = 1,0$ м/с і $\rho_{\text{л}} = 1200$ кг/м³ – відповідно швидкість і густина луку.

$$d_{\text{л}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,0 \cdot 1200}} = 0,067 \text{ м.}$$

Приймаємо для встановлення стандартний лугопровід з умовним діаметром $d_y = 70$ мм ($d_{\text{н}} \times \delta = 76 \times 3,5$ мм).

Варіанти індивідуальних завдань наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	D , кг/ГОД	$G_{л1}$, т/ГОД	$t_{л1}$, °С	Коефіцієнт використання теплоти
1	1500	10	40	0,83
2	1510	11	41	0,84
3	1520	12	42	0,85
4	1530	13	43	0,86
5	1540	14	44	0,87
6	1550	15	45	0,88
7	1560	16	46	0,89
8	1570	17	47	0,90
9	1580	18	48	0,91
10	1590	19	49	0,92
11	1600	20	50	0,93
12	1610	21	51	0,94
13	1620	22	52	0,95
14	1630	23	53	0,96
15	1640	24	54	0,97
16	1650	25	55	0,98
17	1660	26	56	0,99

Практична робота 2. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ ПОВІТРЯНОГО ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ

Енергозбереження в системах опалення та вентиляції, зокрема з використанням калориферів, є критично важливим для зниження експлуатаційних витрат і зменшення впливу на навколишнє середовище. Основні принципи енергозбереження:

1 Оптимізація параметрів нагріву: нагрів повітря до мінімально необхідної температури. Перегрів призводить до зайвих витрат енергії. Використання систем автоматичного регулювання температури (термостати, частотні перетворювачі для вентиляторів) дає змогу підтримувати заданий режим.

2 Утилізація тепла: використання рекуператорів тепла для попереднього нагріву припливного повітря за рахунок тепла витяжного. Це дає змогу значно зменшити навантаження на калорифер і, відповідно, витрати теплоносія [1].

3 Зменшення теплових втрат:

- ізоляція повітроводів і паропроводів: якісна теплоізоляція трубопроводів і повітроводів мінімізує втрати тепла в навколишнє середовище;

- герметизація: запобігання витокам повітря з повітроводів і витокам пари/конденсату з трубопроводів;

- оптимізація розмірів: вибір оптимальних діаметрів трубопроводів і розмірів повітроводів для зменшення гідравлічних втрат і втрат тепла.

4 Ефективне використання теплоносія:

- парові пастки (конденсатовідвідники): правильний вибір і встановлення конденсатовідвідників для ефективного видалення конденсату з паропроводів і калорифера. Це запобігає гідравлічним ударами,

забезпечує максимальну ефективність теплообміну та зменшує втрати «живої» пари;

- використання конденсату: повернення конденсату до котельні для використання як живильної води допомагає значно економити енергію, оскільки конденсат має високу температуру і не потребує додаткової підготовки.

5 Енергоефективне обладнання: вибір калориферів із високим коефіцієнтом теплопередачі, вентиляторів із високим ККД, а також автоматики, що дає змогу тонко регулювати параметри системи [2].

Умова задачі

Скласти рівняння теплового балансу калорифера, визначити витрати пари, діаметр паропроводу, діаметр конденсатопроводу, розміри повітроводів перед і після калорифера, витрати палива і вартість нагріву повітря. Рахункова схема калорифера наведена на рисунку 2.1.

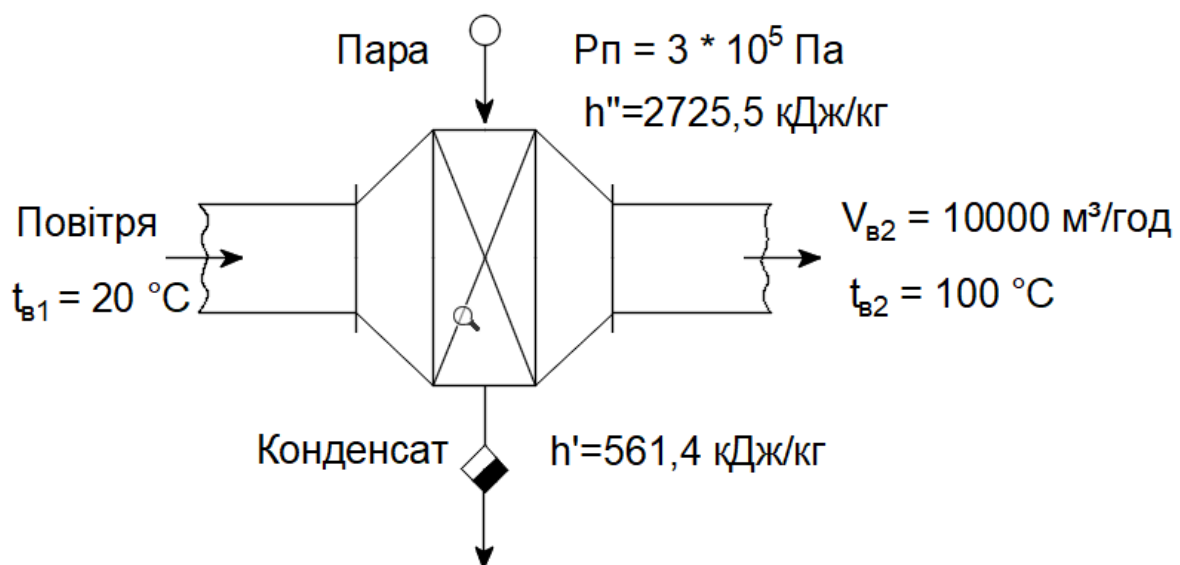


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема калорифера

Вихідні дані:

температура повітря перед калорифером $t_{пов1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;

температура повітря після калорифера $t_{\text{пов2}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Об'ємні витрати повітря після калорифера $V_{\text{пов2}} = 10000 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;

тиск пари в калорифері $P_{\text{пари}} = 3 \text{ ата } (3 \cdot 10^5 \text{ Па})$.

Розв'язання

Фізичні параметри теплоносіїв:

ентальпія пари для $P_{\text{пари}} = 3 \text{ ата } (3 \cdot 10^5 \text{ Па})$ $h'' = 2725,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

ентальпія конденсата пари для $P_{\text{пари}} = 3 \text{ ата } (3 \cdot 10^5 \text{ Па})$ $h' = 561,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

густина повітря за температури $t_{\text{пов1}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\rho_{\text{пов1}} = \rho_0 \frac{273}{273+t_{\text{пов1}}}, \quad (2.1)$$

де ρ_0 – густина повітря за нормальних умов, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$$\rho_{\text{пов1}} = 1,293 \frac{273}{273+20} = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Густина повітря для $t_{\text{пов2}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\rho_{\text{пов2}} = \rho_0 \frac{273}{273+t_{\text{пов2}}},$$

$$\rho_{\text{пов2}} = 1,293 \frac{273}{273+100} = 0,946 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Масові витрати повітря

$$L_{\text{пов}} = V_{\text{пов2}} \rho_{\text{пов2}}, \quad (2.2)$$

$$L_{\text{пов}} = 10000 \cdot 0,946 = 9460 \frac{\text{кг}}{\text{год}} = 2,63 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Рівняння теплового балансу калорифера

$$D_{\Pi}(h'' - h')\varphi = L_{\text{пов}}C_{\text{пов}}(t_{\text{пов}2} - t_{\text{пов}1}), \quad (2.3)$$

де $C_{\text{пов}} = 1,005 \text{ кДж}/(\text{кг}^\circ\text{C})$ – масова теплоємність повітря за середньої його температури $t_{\text{пов}}^{\text{ср}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$;

$\varphi = 0,95$ – коефіцієнт використання тепла.

Витрати пари

$$D_{\Pi} = \frac{L_{\text{пов}}C_{\text{пов}}(t_{\text{пов}2} - t_{\text{пов}1})}{(h'' - h')\varphi}, \quad (2.4)$$

$$D_{\Pi} = \frac{2,63 \cdot 1,005(100 - 20)}{(2725,5 - 561,4)0,95} = 0,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Діаметр паропроводу

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4D_{\Pi}}{\pi W_{\Pi} \rho_{\Pi}}}, \quad (2.5)$$

де $W_{\Pi} = 30 \text{ м/с}$ і $\rho_{\Pi} = 1,651 \text{ кг/м}^3$ – відповідно швидкість і густина пари.

$$d_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 30 \cdot 1,651}} = 0,051 \text{ м}.$$

Приймаємо для установаження стандартний паропровід з умовним діаметром $d_y = 50 \text{ мм}$ ($d_{\Pi} \times \delta = 57 \times 2 \text{ мм}$).

Діаметр конденсатопроводу

$$d_{\text{к}} = \sqrt{\frac{4D_{\Pi}}{\pi W_{\text{к}} \rho_{\text{к}}}}, \quad (2.6)$$

де $W_k = 1,0$ м/с і $\rho_k = 932$ кг/м³ – відповідно швидкість і густина конденсату.

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 1,0 \cdot 932}} = 0,012 \text{ м,}$$

Приймаємо для установлення стандартний конденсатопровід з умовним діаметром $d_y = 15$ мм ($d_H \times \delta = 18 \times 2$ мм).

Прохідний перетин повітроводу перед калорифером

$$f_1 = \frac{L_{\text{пов}}}{\rho_{\text{пов}} W_{\text{пов}}}, \quad (2.7)$$

де $W_{\text{пов}}$ – швидкість повітря, приймаємо 8 – 12 м/с.

$$f_1 = \frac{2,63}{1,2 \cdot 10} = 0,219 \text{ м}^2.$$

Для повітроводу квадратного перетину сторона основи складає

$$a = \sqrt{f_1}, \quad (2.8)$$

$$a = \sqrt{0,219} = 0,468 \text{ м.}$$

Приймаємо для установлення повітровід стандартних розмірів 500 × 500 мм.

Прохідний перетин повітроводу після калорифера

$$f_2 = \frac{V_{\text{пов}2}}{3600 W_{\text{пов}}}, \quad (2.9)$$

$$f_2 = \frac{10000}{3600 \cdot 10} = 0,28 \text{ м}^2.$$

Для повітроводу квадратного перетину сторона основи складає

$$a = \sqrt{f_2}, \quad (2.10)$$

$$a = \sqrt{0,28} = 0,527 \text{ м.}$$

Приймаємо для установлення повітровід стандартних розмірів 500×500 мм.

Річні витрати теплоти

$$Q_{\text{річ}} = V_{\text{пов2}} \rho_{\text{пов2}} C_{\text{пов}} (t_{\text{пов2}} - t_{\text{пов1}}) \tau, \quad (2.11)$$

$$Q_{\text{річ}} = 10000 \cdot 0,946 \cdot 1,005 \cdot (100 - 20) \cdot 24 \cdot 360 = 6,57 \cdot 10^9 \frac{\text{кДж}}{\text{р.}}$$

Витрати палива

$$V_{\text{палива}} = \frac{Q_{\text{річ}}}{Q_i^r \eta}, \quad (2.12)$$

де $Q_i^r = 35000 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ – теплота згоряння природного газу;

$\eta = 0,95$ – коефіцієнт корисної дії.

$$V_{\text{палива}} = \frac{6,57 \cdot 10^9}{35000 \cdot 0,95} = 197 \cdot 10^3 \frac{\text{м}^3}{\text{р.}}$$

Вартість палива, необхідного для нагріву повітря,

$$S = k V_{\text{палива}}, \quad (2.13)$$

де $k = 18,53$ грн/м³ – вартість 1 м³ природного газу (ТОВ ГК «Нафтогаз України» станом на 01.10.2023 р.).

$$S = 18,5300 \cdot 197 \cdot 10^3 = 3650410 \text{ грн/р.}$$

Варіанти індивідуальних завдань наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Варіанти індивідуальних завдань

Варі- ант	tпов1, ° C	tпов2, ° C	Об'ємні витрати повітря після калорифера, м ³ /год	Коефіцієнт використання теплоти
1	4	82	8000	0,83
2	5	83	8200	0,84
3	6	84	8400	0,85
4	7	85	8600	0,86
5	8	86	8800	0,87
6	9	87	9000	0,88
7	10	88	9200	0,89
8	11	89	9400	0,9
9	12	90	9600	0,91
10	13	91	9800	0,92
11	14	92	10000	0,93
12	15	93	10200	0,94
13	16	94	10400	0,95
14	17	95	10600	0,96
15	18	96	10800	0,97
16	19	97	11000	0,98
17	20	98	11200	0,99

Практична робота 3. ОЦІНЮВАННЯ ПОТЕНЦІАЛУ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ

Призначення та основні складові системи ГВП:

- система ГВП забезпечує споживачів гарячою водою для побутових потреб;

- включає джерело тепла (котельня, ТЕЦ, індивідуальні водонагрівачі), мережу трубопроводів (пряма та циркуляційна лінії), а також прилади обліку та регулювання.

Базове тепловикористання (корисне споживання) – це тепло, що витрачають безпосередньо на нагрів холодної води до заданої температури гарячої води.

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta T, \quad (3.1)$$

де Q – кількість теплоти, Вт або кВт;

c – питома теплоємність води (приблизно 4,186 кДж/(кг·°C) або 1,163 Вт·год/(кг·°C));

m – маса води, кг, або масові витрати, кг/с, – для визначення потужності;

ΔT – різниця температур гарячої $T_{гв}$ і холодної $T_{хв}$ води ($T_{гв} - T_{хв}$).

Для оцінювання потужності, витрат води для m осіб потрібно розрахувати за чинними нормами водоспоживання на одну особу (наприклад ДБН В.2.5-64:2012 «Внутрішній водопровід та каналізація»).

Фактичне тепловикористання та джерела втрат: фактичне тепловикористання (120 кВт за результатами аудиту) завжди вище за корисне (розрахункове) через теплові втрати.

Основні джерела теплових втрат

Втрати в циркуляційній системі: тепловтрати через стінки трубопроводів (прямої та циркуляційної лінії), що постійно циркулюють

гарячу воду для підтримки заданої температури в точках водорозбору. Це значний компонент втрат, особливо за поганої теплоізоляції.

Втрати через погану теплоізоляцію: недостатня або пошкоджена теплоізоляція трубопроводів, баків-акумуляторів, теплообмінників призводить до неконтрольованого розсіювання тепла в навколишнє середовище [1].

Нераціональне споживання: надмірне використання гарячої води споживачами, протікання кранів і зливних бачків, неконтрольований розбір води.

Втрати в місцях підключення: нещільні з'єднання, неізольовані ділянки.

Режим роботи: неоптимальний температурний режим (перегрів води), надмірний тиск у системі.

Потенціал енергозбереження:

- це різниця між фактичним тепловикористанням (120 кВт) і мінімально необхідним (розрахунковим) корисним теплоспоживанням для забезпечення потреб 100 осіб;

- оцінювання потенціалу полягає у визначенні цієї різниці. Чим більша різниця, тим більший потенціал для впровадження енергозберігаючих заходів.

Заходи енергозбереження можуть включати:

1) оптимізацію теплоізоляції: утеплення всіх гарячих поверхонь (трубопроводів, баків);

2) регулювання та автоматизацію: установлення регуляторів температури, таймерів для циркуляційних насосів (особливо в нічний час або періоди відсутності споживачів);

3) оптимізацію температурного режиму: підтримка мінімально допустимої температури ГВП (зазвичай 55-60 °С, щоб уникнути розмноження бактерій Legionella, але без зайвого перегріву);

- 4) встановлення водорозбірної арматури з обмеженим потоком: економічні душові лійки, аератори;
- 5) усунення витоків: регулярний контроль і ремонт мережі;
- 6) роз'яснювальна робота серед мешканців щодо раціонального споживання гарячої води [2].

Умова задачі

Фактичне тепловикористання системою гарячого водопостачання житлової будівлі, що визначене результатами інструментального енергоаудиту, складає 120 кВт. Оцінити потенціал енергозбереження, якщо розрахункова кількість отримувачів гарячої води дорівнює $m = 100$ люд. Температура гарячої води $55\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура холодної водопровідної води в опалювальний період $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, у літній період $15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Розв'язання

Середньодобові витрати теплоти на гаряче водопостачання в опалювальний період визначають за формулою

$$Q_{\text{ГВ,З}}^{\text{ср,с}} = 1,2 \cdot m \cdot a \cdot (t_2 - t_{\text{х,З}}) c_p^{\text{ср}}, \quad (3.2)$$

де $a = 105 \div 120$ кг/(люд. доба) – норма водоспоживання для житлових будівель квартирного типу, обладнаних ванною;

$c_p^{\text{ср}} = 4,19$ кДж/(кг·К) – середня питома теплоємність води.

Тоді

$$Q_{\text{ГВ,З}}^{\text{ср,с}} = 1,2 \cdot 100 \cdot 120 \cdot (55 - 5) \cdot 4,19 = 3016800 \text{ кДж/доба.}$$

Середнє навантаження на гаряче водопостачання в опалювальний період

$$Q_{ГВ,3}^{cp} = \frac{Q_{ГВ,3}^{cp.c}}{24 \cdot 3600}, \quad (3.3)$$

$$Q_{ГВ,3}^{cp} = \frac{3016800}{24 \cdot 3600} = 34,92 \text{ кВт.}$$

Середнє за опалювальний період навантаження визначають за формулою

$$Q_{ГВ,л}^{cp} = Q_{ГВ,3}^{cp} \cdot \frac{t_2 - t_{x,3}}{t_2 - t_{x,л}} \cdot \beta, \quad (3.4)$$

де $\beta = 0,8$ (для житлово-комунального сектору).

$$Q_{ГВ,л}^{cp} = 34,92 \cdot \frac{55-5}{55-15} \cdot 0,8 = 34,92 \text{ кВт.}$$

Розрахункове максимальне теплове навантаження на гаряче водопостачання

$$Q_{ГВ}^p = \chi \cdot Q_{ГВ,3}^{cp}, \quad (3.5)$$

де χ – розрахунковий коефіцієнт годинної нерівномірності, орієнтовно для житлових і громадських будівель $\chi = 2,4$.

$$Q_{ГВ}^p = 2,4 \cdot 34,92 = 83,8 \text{ кВт.}$$

Потенціал енергозбереження можна оцінити як різницю між фактичним і розрахунковим тепловим навантаженням:

$$Q_{\phi} - Q_{ГВ}^p = 120 - 83,8 = 32,2 \text{ кВт.} \quad (3.6)$$

Варіанти індивідуальних завдань наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Теплови- користання, кВт	Кількість працівників, люд	Температура, °С
1	80	70	50
2	85	75	55
3	90	80	60
4	95	85	50
5	100	90	55
6	105	95	60
7	110	100	50
8	115	105	55
9	120	110	60
10	125	115	50
11	130	120	55
12	135	125	60
13	140	130	50
14	145	135	55
15	150	140	60
16	155	145	50
17	160	150	55
18	165	155	60
19	170	160	50
20	175	165	55
21	180	170	60
22	185	175	50
23	190	180	55

Практична робота 4. ЗМЕНШЕННЯ ТЕПЛОВТРАТ ПАРОПРОВІДІВ ЗА РАХУНОК ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ

Теоретичні основи

Тепловтрати: теплова енергія, що транспортована гарячим теплоносієм (парою) по трубопроводу, неминуче розсіюється в навколишнє середовище. Величина цих втрат залежить від декількох факторів, зокрема різниці температур між теплоносієм і навколишнім повітрям, площі поверхні трубопроводу, коефіцієнта тепловіддачі та швидкості потоку повітря [1].

Коефіцієнт тепловіддачі α : цей коефіцієнт характеризує інтенсивність теплообміну між поверхнею трубопроводу та повітрям. У випадку конвективного теплообміну, як у цій задачі, він залежить від швидкості руху повітря. Формулу

$$\alpha = 10 + 6 \times \sqrt{w} \quad (4.1)$$

використовують для розрахунку сумарного коефіцієнта тепловіддачі від трубопроводу до зовнішнього повітря.

Формула тепловтрат $Q_{\text{ТП}}$: тепловтрати неізольованим трубопроводом розраховують за формулою

$$Q_{\text{ТП}} = \pi \cdot d \cdot \alpha \cdot (t_{\text{пар}} - t_{\text{пов}}) \cdot L, \quad (4.2)$$

де d — зовнішній діаметр трубопроводу;

α — сумарний коефіцієнт тепловіддачі;

$t_{\text{пар}}$ — температура теплоносія;

$t_{\text{пов}}$ — температура навколишнього повітря;

L — довжина трубопроводу.

Ізоляція: нанесення теплової ізоляції на поверхню трубопроводу значно зменшує тепловтрати. Ізоляція створює додатковий термічний опір, що знижує температуру на зовнішній поверхні ізольованого трубопроводу.

Економія теплової енергії ΔQ : економії теплової енергії досягають за рахунок зменшення тепловтрат після нанесення ізоляції. Її розраховують як різницю між тепловтратами неізольованим та ізольованим трубопроводом, помножену на час роботи (у цьому випадку протягом року).

$$\Delta Q = (Q_{\text{ТП}} - Q'_{\text{ТП}}) \times 8760, \quad (4.3)$$

де $Q'_{\text{ТП}}$ — тепловтрати ізольованим трубопроводом;

τ — час роботи за рік (8760 год).

Практичне значення

Ізоляція паропроводів є ефективним заходом:

- для зниження споживання палива: зменшення тепловтрат прямо пропорційно знижує потребу в енергії для виробництва пари, що призводить до економії палива;

- зменшення викидів парникових газів: менше спаленого палива означає менші викиди CO_2 та інших шкідливих речовин в атмосферу, сприяючи екологічній стійкості;

- підвищення безпеки: зниження температури поверхні трубопроводу завдяки ізоляції зменшує ризик опіків для персоналу;

- підтримки технологічних параметрів: ізоляція допомагає підтримувати необхідну температуру пари по всій довжині трубопроводу, забезпечуючи стабільність технологічних процесів.

Умова задачі

Визначити економію теплової енергії з нанесенням ізоляції на паропровід Ду108×4 довжиною 10, який працює безперервно протягом

року. Температура теплоносія 150 °С. Паропровід проложений у приміщенні, у якому температура +25 °С, швидкість потоку повітря $w = 2$ м/с. Товщина ізоляції забезпечує температуру на її поверхні 35 °С.

Розв'язання

1 Обчислення сумарного коефіцієнта тепловіддачі α .

Спочатку розраховують коефіцієнт тепловіддачі від неізольованого трубопроводу до навколишнього повітря.

$$\alpha = 10 + 6 \times \sqrt{w},$$

$$\alpha = 10 + 6 \times \sqrt{2} \approx 18,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2 Обчислення тепловтрат неізольованим трубопроводом $Q_{\text{ТП}}$.

Далі розраховують втрати теплоти для труби без ізоляції.

$$Q_{\text{ТП}} = \pi \cdot d \cdot \alpha \cdot (t_{\text{пар}} - t_{\text{в}}) \cdot L,$$

$$Q_{\text{ТП}} = 3,14 \cdot 0,108 \cdot 18,5 \cdot (150 - 25) \cdot 10 = 7842 \text{ Вт}.$$

3 Обчислення тепловтрат ізольованим паропроводом $Q'_{\text{ТП}}$.

$$Q'_{\text{ТП}} = \pi \cdot d \cdot \alpha \cdot (t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}) \cdot L,$$

Примітка – для розв'язання використовують той самий діаметр d і коефіцієнт тепловіддачі α , що є спрощенням.

$$Q'_{\text{ТП}} = 3,14 \cdot 0,108 \cdot 18,5 \cdot (35 - 25) \cdot 10 = 627 \text{ Вт}.$$

4 Розрахунок річної економії тепла ΔQ .

Річну економію визначають як різницю між тепловтратами неізолюваного та ізолюваного трубопроводу, помножену на кількість годин роботи на рік.

$$\Delta Q = (Q_{\text{ТП}} - Q'_{\text{ТП}}) \times 8760,$$

$$\Delta Q = (7842 - 627) \times 8760 = 7215 \times 8760 = 63203400 \text{ Вт} \cdot \text{год.}$$

Отже,

$$\Delta Q = 63,2 \times 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

Варіанти індивідуальних завдань наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Таблиця варіантів завдань

Варіант	Труба, мм	Довжина, м	Температура пари, °С	Температура приміщення, °С	Швидкість повітря, м/с	Температура на поверхні, °С
1	2	3	4	5	6	7
1	89x4	5	110	12	0,1	32
2	102x4	7	112	13	0,2	33
3	108x4	9	114	14	0,3	34
4	114x4	11	116	15	0,4	35
5	133x4	13	118	16	0,5	36
6	159x5	15	120	17	0,6	37
7	89x4	17	122	18	0,7	38
8	102x4	19	124	19	0,8	39
9	108x4	21	126	20	0,9	40
10	114x4	23	128	21	1	41

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
11	133x4	25	130	22	1,1	42
12	159x5	27	132	23	1,2	43
13	89x4	29	134	24	1,3	44
14	102x4	31	136	25	1,4	45
15	108x4	33	138	26	1,5	46
16	114x4	35	140	27	1,6	47
17	133x4	37	142	28	1,7	48
18	159x5	39	144	29	1,8	49
19	89x4	41	146	30	1,9	50
20	102x4	43	148	31	2	51
21	108x4	45	150	32	2,1	52
22	114x4	47	152	33	2,2	53
23	133x4	49	154	34	2,3	54
24	159x5	51	156	35	2,4	55

Практична робота 5. ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ ЧЕРЕЗ ВИТОКИ ПАРИ ТА ЇХ МІНІМІЗАЦІЯ

Втрата пари як втрати енергії: витік пари з паропроводу означає прямі втрати теплової енергії. Пару виробляють споживанням палива (газу, вугілля, мазуту тощо), і її втрата призводить до збільшення споживання цього палива для підтримки необхідного тиску і температури в системі.

Економічні наслідки: втрата пари спричиняє значні економічні витрати, оскільки підприємства змушені купувати більше палива для

компенсації цих втрат. Крім того, можуть виникати додаткові витрати на водопідготовку для заміщення втраченої води, яка перетворилася на пару.

Вплив на ефективність системи: значні витоки можуть призвести до зниження тиску в паропроводі, що негативно впливає на ефективність роботи обладнання, що використовує пару (наприклад турбін, теплообмінників). Це може призвести до зниження продуктивності та збільшення часу простою.

Екологічний аспект: збільшене споживання палива для компенсації витоків призводить до збільшення викидів парникових газів та інших забруднюючих речовин в атмосферу, що суперечить принципам сталого розвитку та енергозбереження.

Методи виявлення та усунення нещільностей: для енергозбереження важливо регулярно інспектувати паропроводи для виявлення та усунення нещільностей. Це може включати візуальний огляд, використання акустичних детекторів витоків або тепловізорів. Своєчасний ремонт і заміна пошкоджених ділянок трубопроводів, арматури та ущільнень є основними заходами для зменшення втрат пари [1].

Коефіцієнт витрат пари ϕ : цей коефіцієнт (у задачі $\phi = 0,67$) ураховує гідравлічний опір і форму отвору, через який відбувається витік. Зниження цього коефіцієнта (наприклад із покращенням якості ущільнень) також сприятиме зменшенню втрат.

Густина пари ρ і абсолютний тиск P : ці параметри безпосередньо впливають на швидкість витоку. Чим вищий тиск і густина пари, тим більшою будуть масові витрати за однакових розмірів отворів. Тому оптимальні параметри системи та своєчасне виявлення підвищеного тиску, що може призвести до збільшення витоків, також важливі.

Важливість регулярного моніторингу: систематичний моніторинг показників витрат пари і тиску допомагає оперативно виявляти відхилення

від норми та вживати заходів для усунення проблем, запобігаючи значним втратам енергії.

Використання довідкових даних: як показано в задачі, для розрахунків використовують таблиці насиченої водяної пари для визначення об'ємної густини пари за заданого тиску. Точні дані є важливими для правильного оцінювання втрат і планування заходів з енергозбереження.

Умови задачі

Тиск пари в тепловій мережі $P = 1,7$ ата. Необхідно оцінити годинні витрати насиченої водяної пари через нещільності в паропроводі, якщо сумарна площа отворів $f = 15$ мм². φ – коефіцієнт витрат пари через нещільності, $\varphi = 0,67$.

Розв'язання

Витоку пари за 1 год складають

$$\sigma = 2,3 \cdot f \cdot \varphi \cdot \sqrt{\rho \cdot P}, \quad (5.1)$$

де ρ - густина пари, $\rho = \frac{1}{V} = \frac{1}{0,00107}$ кг/м³;

P - абсолютний тиск пари в паропроводі. Для тиску насиченої водяної пари $P = 1,7$ ата (кг/см²) - $V = 0,00107$ м³/кг (за таблицями насиченої водяної пари).

$$P = \frac{1,7 + 1,013}{10} = 0,2713 \text{ МПа.}$$

Отже,

$$\sigma = 2,3 \cdot 15 \cdot 0,67 \cdot \sqrt{\frac{1}{0,00107} \cdot 0,2713} = 329,406 \frac{\text{кг}}{\text{год}}.$$

Варіанти індивідуальних завдань наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Тиск, ата	V, м ³ /кг	Площа, мм ²
1	1,1	0,0010455	15
2	1,2	0,0010476	16
3	1,3	0,0010495	17
4	1,4	0,0010513	18
5	1,5	0,001053	19
6	1,6	0,0010547	20
7	1,7	0,0010563	21
8	1,8	0,0010579	22
9	1,9	0,0010594	23
10	2	0,0010608	24
11	2,1	0,0010623	25
12	2,2	0,0010636	26
13	2,3	0,001065	27
14	2,4	0,0010663	28
15	2,5	0,0010675	29

Практична робота 6. ЕФЕКТИВНІСТЬ КОТЕЛЬНІ ТА СТУПІНЬ ЗАВАНТАЖЕННЯ КОТЛІВ

Теплопродуктивність котельні

Номінальна теплова потужність – це максимально можлива теплова потужність, яку може виробляти котельня згідно з проектними характеристиками обладнання. Вона є еталоном, із яким порівнюють фактичну продуктивність.

Фактична теплопродуктивність – це реальна кількість теплоти, що виробляє котельня в поточних умовах експлуатації. Її визначення дає змогу

оцінити, наскільки ефективно використовуване встановлене обладнання. Якщо фактична продуктивність значно нижча за номінальну, це може вказувати на неоптимальні режими роботи, технічні проблеми або надлишкову встановлену потужність [1].

Значення для енергозбереження: моніторинг фактичної теплопродуктивності допомагає виявити невідповідності між потребою та виробництвом тепла, що є передумовою для оптимізації завантаження котлів та уникнення надмірного споживання палива.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) котла

ККД котла показує, яка частка теплоти, що виділяється зі спалюванням палива, перетворюється на корисне тепло (нагрів теплоносія). Чим вищий ККД, тим менші втрати тепла з відхідними газами через поверхню котла та з хімічним недопалом.

Фактори, що впливають на ККД: якість палива, співвідношення повітря і палива (надлишок повітря), температура відхідних газів, стан теплообмінних поверхонь (забруднення сажею, накипом) і справність автоматики.

Значення для енергозбереження: підвищення ККД котлів є одним із найефективніших заходів енергозбереження. Цього досягають за рахунок регулярного технічного обслуговування, очищення поверхонь, оптимізації режимів горіння та модернізації обладнання (наприклад встановлення економайзерів).

Втрати теплоти

Втрати під час роботи котлів – це неминучі втрати, пов'язані з фізикою процесу горіння і теплообміну. Вони включають втрати з димовими газами

(найбільші), втрати від хімічного та механічного недопалу, а також втрати через зовнішнє охолодження котла [2].

Втрати на власні потреби котельні $\Delta q_{вп}$: ці втрати пов'язані з функціонуванням допоміжного обладнання котельні (насоси, вентилятори, системи водопідготовки, опалення приміщень котельні тощо). Хоча вони можуть здаватися незначними, їх накопичення може суттєво впливати на загальну енергоефективність.

Значення для енергозбереження: систематичний облік і аналіз усіх видів втрат дає змогу розробити цільові заходи щодо їх мінімізації. Це може включати теплоізоляцію трубопроводів та обладнання, оптимізацію роботи допоміжних механізмів, впровадження енергоефективних насосів і вентиляторів.

Ефективність вироблення теплоти в котельні η_k

Комплексний показник інтегрує ефективність роботи самих котлів і втрати на власні потреби котельні, даючи повну картину перетворення енергії палива в корисне тепло для споживачів.

Значення для енергозбереження: η_k є основним індикатором загальної енергоефективності котельні. Підвищення цього показника означає менше споживання палива для виробництва тієї самої кількості теплоти, що призводить до економії ресурсів і зниження експлуатаційних витрат.

Ступінь завантаження котельні

Важливість оптимального завантаження: котли зазвичай працюють найбільш ефективно в певному діапазоні навантажень (зазвичай 70-90 % номінальної потужності). Робота на занадто низьких навантаженнях призводить до зниження ККД, збільшення питомих витрат палива та підвищених викидів.

Надлишкова потужність: якщо встановлена потужність котельні значно перевищує фактичну потребу в теплі (як у цьому випадку, де ступінь завантаження 44.55 % із двома котлами по 200 кВт), це свідчить про надмірні капітальні витрати і неефективне використання обладнання. Можливо, у періоди низького попиту доцільно використовувати меншу кількість котлів або котли меншої потужності.

Значення для енергозбереження: аналіз ступеня завантаження допомагає оптимізувати роботу котельні в такий спосіб:

- правильний вибір кількості працюючих котлів відповідно до поточного навантаження;
- використання регульованих приводів для насосів і вентиляторів для адаптації до змінних навантажень;
- розгляд можливості встановлення модульних котелень, які можуть адаптувати свою потужність до змінних потреб.

Висновок: комплексний аналіз усіх вищезазначених показників дає змогу не тільки оцінити поточний стан котельні, а і розробити ефективні стратегії енергозбереження, що включають технічну модернізацію, оптимізацію експлуатаційних режимів і впровадження сучасних систем автоматизації та контролю. Це призводить до значної економії пально-енергетичних ресурсів, зменшення експлуатаційних витрат і зниження негативного впливу на довкілля.

Умова задачі

Визначити теплопродуктивність котельні, обладнаної двома котлами номінальною тепловою потужністю кожен по 200 кВт. На час проведення обстежень котли працювали з однаковим навантаженням і витратами газу 18 м³ / год за стандартних умов. ККД котла № 1 відповідно до його режимної карти становив 85 %, а котла № 2 – 79 %. Теплота згоряння природного газу за стандартних умов – 9,9 кВт · год/м³. Втрати теплоти на власні потреби

котельні $\Delta q_{вл.} = 5 \%$. Визначити ступінь завантаження котельні – на яку величину дійсна потужність котельні відрізняється від встановленої.

Розв'язання

Визначаємо середній ККД роботи котлів у котельні за умови рівномірного завантаження котлів:

$$\eta_{кот.} = \frac{\eta_{кот.1} + \eta_{кот.2}}{2}, \quad (6.1)$$

$$\eta_{кот.} = \frac{0,85 + 0,79}{2} = 0,82 \text{ (82 \%)}.$$

Визначаємо втрати теплоти під час роботи котлів:

$$\Delta Q_{кот.} = 1 - \eta_{кот.}, \quad (6.2)$$

$$\Delta Q_{кот.} = 1 - 0,82 = 0,18 \text{ (18 \%)}.$$

Визначаємо загальні втрати теплоти в котельні як суму втрат теплоти під час роботи котлів і втрат теплоти на власні потреби котельні:

$$\Delta Q_{заг.} = \Delta Q_{кот.} + \Delta q_{вл.}, \quad (6.3)$$

$$\Delta Q_{заг.} = 0,18 + 0,05 = 0,23 \text{ (23 \%)}.$$

Розраховуємо ефективність вироблення теплоти в котельні:

$$\eta_k = 1 - \Delta Q_k, \quad (6.4)$$

$$\eta_k = 1 - 0,23 = 0,77 \text{ (77 \%)}.$$

Визначаємо теплову потужність котельні під час спалювання 18 м^3 природного газу з теплотою згоряння $Q_p^H = 9,9 \text{ кВт} \cdot \text{год}/\text{м}^3$:

$$Q_n = B \cdot Q_p^H, \quad (6.5)$$

$$Q_n = 18 \times 9,9 = 178,2 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

За умови роботи з такою потужністю ступінь завантаження котельні відносно номінальних параметрів роботи становить

$$\frac{Q_n}{2 \times 200} = \frac{178,2}{400} = 0,45 \text{ (45 \%)}.$$
 (6.6)

Визначаємо теплопродуктивність котельні:

$$Q_k = Q_n \times \eta_k, \quad (6.7)$$

$$Q_k = 178,2 \times 0,77 = 137,2 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

Варіанти індивідуальних завдань наведено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Варіанти індивідуальних завдань

Потужність, кВт	Витрати газу, м ³	ККД 1	ККД 2
18	3,5	78	79
28	4,3	79	80
38	5,1	80	81
48	5,9	81	82
58	6,7	82	83
68	7,5	83	84
78	8,3	84	85
88	9,1	85	86
98	9,9	86	87
108	10,7	87	88
118	11,5	88	89
128	12,3	89	90
138	13,1	90	91
148	13,9	91	92
158	14,7	92	93
168	15,5	93	94
178	16,3	94	95
188	17,1	95	96
198	17,9	96	97
208	18,7	97	98

Практична робота 7. ОЦІНЮВАННЯ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ КОТЛІВ ЗА ДАНИМИ СПОЖИВАННЯ ГАЗУ

Теоретичний матеріал

Енергоефективність автономної котельні визначають не лише за паспортним ККД котлів, а і режимом їхньої реальної експлуатації. Якщо теплова потужність джерела теплоти значно перевищує фактичне теплове навантаження будівлі, то котли працюють у режимі недовантаження, що призводить до зниження експлуатаційного ККД, зростання частки втрат через часті пуски-зупинки, підвищення відносних втрат у черговому режимі та нераціонального споживання палива. Саме тому в енергоаудиті важливо відрізнити встановлену потужність від середньої та максимальної потрібної потужності на опалення, вентиляцію і гаряче водопостачання [1].

Для оцінювання ефективності системи тепlopостачання велике значення має сезонний підхід. Протягом більшої частини опалювального періоду будівля працює не за розрахунковими морозами, а за вищими зовнішніми температурами, тому фактичне теплове навантаження є помітно нижчим за проєктне. Якщо котельню підібрали без урахування реального графіка навантаження, виникає систематичне недовантаження генераторів теплоти, а отже, збільшуються питомі витрати газу на одиницю корисно відпущеної теплоти.

Зважаючи на енергоефективність, завантаженість котлів є індикатором правильного вибору обладнання. Коли середнє навантаження становить близько чверті номіналу, як у цій задачі, це свідчить або про завищення встановленої потужності, або про зміну умов експлуатації будівлі порівняно з початковим проєктом. До типових причин належать термомодернізація огорожувальних конструкцій, зменшення інфільтрації, скорочення фактичної площі, що опалюють, або початкове закладання надмірного резерву потужності.

Важливим наслідком недовантаження є не лише перевитрати палива, а і погіршення технічного стану обладнання. За знижених навантажень можуть погіршуватися умови горіння, зростати тривалість роботи в неекономічних режимах, збільшуватися втрати через оболонку котла та допоміжне обладнання. Тому результати такого розрахунку є підставою для енергетичного обстеження котельні, перегляду схеми її роботи, впровадження автоматизованого регулювання.

Умова задачі

У котельні автономної системи теплопостачання гуртожитку університету садівництва у (ваше місто) протягом опалювального періоду спалено 120 тис. м³ природного газу, визначеного за показаннями лічильника газу, з теплою згоряння 9,9 кВт·год/м³ за сертифікатом якості газу газорозподільної організації. Середній за період роботи ККД котельні становив 75 %, а котельню обладнано двома котлами з номінальною потужністю 500 кВт кожен. Необхідно визначити середню потужність роботи котлів, їхню середню теплову продуктивність і зробити висновки про ступінь завантаженості котлів.

Розв'язання

Нормована тривалість опалювального періоду у прикладі становить 178 діб, або 4272 год (таблиця 7.1). Кількість теплоти, яку було підведено з первинним паливом протягом опалювального періоду, становить

$$Q_{\text{оп}} = Q^r \cdot B, \quad (7.1)$$

$$Q_{\text{оп}} = 9,9 \cdot 120 \cdot 10^3 = 1188 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

Середня за опалювальний період теплова потужність котельні

$$N = \frac{Q_{\text{оп}}}{n_{\text{оп}}}, \quad (7.2)$$

$$N = \frac{1188 \cdot 10^3}{4272} = 278 \text{ кВт.}$$

Середня теплопродуктивність котельні менша за величину теплової потужності на величину ККД котельні:

$$Q = N \cdot \eta_k, \quad (7.3)$$

$$Q = 278 \cdot 0,75 = 208 \text{ кВт.}$$

За умови рівномірного завантаження котлів теплопродуктивність одного котла становить

$$Q_1 = \frac{208}{2} = 104 \text{ кВт.} \quad (7.4)$$

Середня тепла потужність одного котла

$$N_1 = \frac{278}{2} = 139 \text{ кВт,} \quad (7.5)$$

що значно менше за номінальну паспортну величину теплової потужності 500 кВт.

Дійсне теплове середнє навантаження на котли

$$\varphi = \frac{139}{500} = 0,278 = 27,8 \%. \quad (7.6)$$

Отже, котли працюють зі значним недовантаженням, що спричиняє значні втрати теплоти на власні потреби котельні і низьку ефективність процесу вироблення теплоти.

Таблиця 7.1 – Варіанти індивідуальних завдань

Населений пункт	Температура найбільш холодної п'ятиденки, °С	Розрахункова температура для вентиляції, °С	Тривалість опалювального періоду, діб	Середня температура опалювального періоду, °С
1	2	3	4	5
Вінниця	-21	-10	180	-0,7
Луцьк	-20	-8	179	-0,1
Дніпро	-24	-10	172	-0,6
Кривий Ріг	-17	-7	170	-0,2
Донецьк	-22	-9	176	-0,9
Житомир	-22	-9	182	-0,8
Ужгород	-18	-7	154	+1,5
Запоріжжя	-21	-7	166	+0,3
Івано-Франківськ	-22	-8	178	0
Київ	-22	-10	176	-0,6
Кропивницький	-22	-10	175	-0,7
Луганськ	-25	-10	172	-0,8
Львів	-19	-9	179	0
Миколаїв	-20	-7	160	+0,9
Одеса	-18	-6	158	+1,7
Полтава	-23	-11	177	-1,3

Продовження таблиці 7.1

1	2	3	4	5
Рівне	-21	-9	181	-0,5
Суми	-25	-13	185	-1,9
Тернопіль	-20	-9	183	-0,7
Харків	-23	-11	179	-1,5
Херсон	-19	-7	163	+1,0
Хмельницький	-21	-9	181	-0,5
Умань	-20	-8	177	-0,8
Чернігів	-23	-10	185	-1,4
Чернівці	-20	-9	173	0
Сімферополь	-18	-3	153	+2,6
Феодосія	-17	-2	140	+3,4
Ялта	-7	+1	119	+5,1

Практична робота 8. ПОТЕНЦІАЛ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ НА ЕТАПАХ ВИРОБНИЦТВА, ТРАНСПОРТУВАННЯ І СПОЖИВАННЯ ТЕПЛОТИ

Теоретичний матеріал

Сучасний підхід щодо енергоефективності систем тепlopостачання передбачає аналіз усього енергетичного ланцюга: від палива в котельні до корисної теплоти, фактично використаної у приміщеннях будівлі. Це означає, що недостатньо оцінювати лише потребу будівлі в теплі; потрібно також урахувати втрати з виробленням, транспортуванням і кінцевим

споживанням. Саме таке поетапне оцінювання дає змогу побачити, де саме зосереджений найбільший потенціал енергозбереження і які заходи дадуть найбільший ефект.

Етап вироблення теплоти охоплює процес перетворення хімічної енергії палива в корисну теплову енергію теплоносія. На цьому етапі втрати залежать від технічного стану котлів, способу регулювання горіння, якості налагодження пальників, ступеня забруднення поверхонь нагріву, рівня автоматизації та режиму роботи джерела теплоти. Якщо котельню експлуатують тривалий час без модернізації, частка втрат на цьому етапі може бути суттєвою [1].

Етап транспортування теплоти включає втрати в теплових мережах через теплопередачу в навколишнє середовище і незадовільний технічний стан трубопроводів. Особливо несприятливою є ситуація для каналного прокладання за підтоплення ґрунтовими водами, оскільки зволоження теплоізоляції різко знижує її опір теплопередачі. Щодо енергоефективності, то це обґрунтовує реконструкцію теплових мереж, заміну зволоженої ізоляції та контроль втрат у мережі.

Етап споживання теплоти характеризує, наскільки ефективно теплота, що надійшла до будівлі, перетворюється на забезпечення нормативних параметрів мікроклімату. Відсутність індивідуального теплового пункту, балансувальних клапанів і приладового регулювання означає, що система не пристосована для гнучкого керування подачею теплоти відповідно до зовнішніх умов і внутрішніх тепловиділень. Через це виникає перетоп, нерівномірний розподіл теплоносія та додаткові енергетичні втрати.

Умова задачі

Виконати середнє оцінювання потенціалу енергозбереження на етапах виробництва теплоти, транспортування і споживання для будівлі спортивної зали національної морської академії в м. Одесі. Будівля 1979

року забудови одержує теплоту від районної котельні на потреби опалення, вентиляції і гарячого водопостачання; індивідуальний тепловий пункт відсутній, регулювальні пристрої біля опалювальних приладів і балансвальні клапани відсутні, а теплові мережі каналного прокладання частково підтоплені ґрунтовими водами. Котельня працює з 1990 року, середній коефіцієнт ефективності вироблення теплоти в котельні становить 81 %, а після підвищення теплозахисних характеристик огорожень будівля має споживати за рік 1705 Гкал теплоти.

Розв'язання

За даними посібника визначаємо середні по Україні величини втрат теплоти за вказаних в умові задачі обставин роботи системи. Втрати теплоти становитимуть:

– етап споживання теплоти – $\sum \Delta q_{\text{сп}} = 19 \% (0,19 \text{ част. од.})$ кількості теплоти, яку було відпущено споживачам $Q_{\text{сп}}$. (з урахуванням того, що заходи з підвищення теплозахисних характеристик огорожень заплановано до впровадження і величину потреби теплоти задано з урахуванням чинних нормативів із теплоізоляції будівель);

– етап транспортування теплоти – $\Delta q_{\text{т}} = 15 \dots 17 \% (0,15 \dots 0,17 \text{ част. од.})$ кількості теплоти, виробленої в котельні і відпущеної до теплових мереж;

– етап вироблення теплоти – $\sum \Delta q_{\text{в}} = 16 \dots 19 \% (0,16 \dots 0,19 \text{ част. од.})$.

Кількість теплоти, яку необхідно підвести до будівлі з теплової мережі з урахуванням втрат на етапі споживання,

$$Q_{\text{сп}} = \frac{Q_0}{1 - \sum \Delta q_{\text{сп}}}, \quad (8.1)$$

$$Q_{\text{сп}} = \frac{1705}{1 - 0,19} = 2104,9 \text{ Гкал.}$$

Втрати теплоти на етапі споживання

$$\Delta Q_{\text{сп}} = Q_{\text{сп}} - Q_0, \quad (8.2)$$

$$\Delta Q_{\text{сп}} = 2104,9 - 1705,0 = 399,9 \text{ Гкал.}$$

Кількість теплоти, яку необхідно виробити в котельні та відпустити до теплових мереж,

$$Q_k = \frac{Q_{\text{сп}}}{1 - \Delta q_T}, \quad (8.3)$$

$$Q_k = \frac{2104,9}{1 - 0,16} = 2505,8 \text{ Гкал.}$$

Втрати теплоти на етапі транспортування

$$\Delta Q_T = Q_k - Q_{\text{сп}}, \quad (8.4)$$

$$\Delta Q_T = 2505,8 - 2104,9 = 400,9 \text{ Гкал.}$$

Енергетичний потенціал палива або кількість теплоти, яку необхідно підвести до пальників котлів,

$$Q_{\text{п}} = \frac{Q_k}{1 - \Sigma \Delta q_k}, \quad (8.5)$$

$$Q_{\text{п}} = \frac{2505,8}{1 - 0,175} = 3037,3 \text{ Гкал.}$$

Втрати теплоти на етапі вироблення

$$\Delta Q_k = Q_{\Pi} - Q_k, \quad (8.6)$$

$$\Delta Q_k = 3037,3 - 2505,8 = 531,5 \text{ Гкал.}$$

Загальні втрати теплоти становлять

$$\Delta Q_{\Sigma} = \Delta Q_{\text{сп}} + \Delta Q_{\text{т}} + \Delta Q_k, \quad (8.7)$$

$$\Delta Q_{\Sigma} = 399,9 + 400,9 + 531,5 = 1332,3 \text{ Гкал.}$$

Отже, загальні втрати теплоти становлять 1332,3 Гкал, виходячи із середнього рівня ефективності роботи системи тепlopостачання.

Наведена оцінка потенціалу енергозбереження є приблизною, а точне значення можна визначити лише на основі енергетичного аудиту об'єкта.

Варіанти індивідуальних завдань наведено в таблиці 8.1.

Таблиця 8.1 – Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Ефективність, %	Споживання тепла, Гкал
1	2	3
1	72	1230
2	73	1260
3	74	1290
4	75	1320
5	76	1350
6	77	1380
7	78	1410
8	79	1440
9	80	1470

Продовження таблиці 8.1

1	2	3
10	81	1500
11	82	1530
12	83	1560
13	84	1590
14	85	1620
15	86	1650
16	87	1680
17	88	1710
18	89	1740
19	90	1770
20	91	1800
21	92	1830
22	93	1860
23	94	1890
24	95	1920
25	96	1950

Практична робота 9. БАЛАНС ПЕРВИННОЇ ТА КОРИСНОЇ ЕНЕРГІЇ

Теоретичний матеріал

Задача ілюструє один із базових принципів енергетичного менеджменту: корисна енергія, отримана споживачем, завжди менша за первинний енергетичний потенціал палива через послідовні втрати на різних стадіях. У системах теплопостачання ці втрати виникають на етапі

вироблення теплоти в котлах, на власних потребах котельні, а також у теплових мережах під час транспортування теплоносія.

На етапі вироблення важливо розрізняти ККД котлів і загальну ефективність котельні. Навіть якщо котли мають високий ККД, частину виробленої енергії витрачають на власні потреби: роботу насосів, вентиляторів, систем автоматики, допоміжного обладнання. Саме тому в задачі після врахування 3 % втрат на власні потреби загальна ефективність котельні знижується до 84 %.

Окреме значення мають втрати в теплових мережах. Вони складаються не лише з втрат через охолодження води в трубопроводах, а і втрат теплоти разом із витоками мережевої води, навіть якщо ці витоки нормативні. Це підкреслює важливість герметичності мереж, контролю підживлення та належного стану ізоляції трубопроводів.

Для практики енергоаудиту важливо, що перерахунок усіх складових втрат в однакові енергетичні одиниці дає змогу зіставляти альтернативні заходи. Зменшення мережевих втрат може бути настільки ж ефективним, як і підвищення ККД котлів на кілька відсоткових пунктів, але мати іншу вартість реалізації та строк окупності. Отже, енергоефективність у цій задачі слід розглядати як результат оптимізації всього ланцюга «паливо — котельня — мережа — споживач».

Умова задачі

Визначити кількість теплоти, що надходитиме до будівель Львівського національного університету, якщо джерелом теплоти є котельня, у якій протягом опалювального періоду було спалено 760000 м³ природного газу з теплою згоряння 34800 кДж/м³. Середній за опалювальний період ККД роботи котлів становив 87 %, втрати на власні потреби котельні — 3 %, а втрати теплоти у теплових мережах з охолодженням води — 323 Гкал за опалювальний період. Масові витоки

води з теплової мережі приймають на рівні нормативних; середній діаметр трубопроводів теплової мережі — 159 мм, протяжність трубопроводів — 3 км у двотрубному обчисленні, вид опалювальних приладів — радіатор М-140, перепад температур у системі опалення — 95/70 °С, середні температури води в подавальному та зворотному трубопроводах — 58 °С і 46 °С відповідно.

Розв'язання

Спочатку визначаємо загальну ефективність вироблення теплоти в котельні. Втрати теплоти безпосередньо в котлах

$$\Delta q_{\text{кот}} = 1 - \eta_{\text{кот}}, \quad (9.1)$$

$$\Delta q_{\text{кот}} = 1 - 0,87 = 0,13 \text{ част. од. (13 \%)}.$$

Загальні втрати в котельні з урахуванням втрат на власні потреби

$$\Delta q_k = \Delta q_{\text{кот}} + \Delta q_{\text{вп}}, \quad (9.2)$$

$$\Delta q_k = 0,13 + 0,03 = 0,16 \text{ част. од. (16 \%)}.$$

Середній за опалювальний період ККД котельні

$$\eta_k = 1 - \Delta q_k, \quad (9.3)$$

$$\eta_k = 1 - 0,16 = 0,84 \text{ част. од. (84 \%)}.$$

Первинний енергетичний потенціал палива

$$Q_{\text{п}} = B \cdot Q_{\text{н}}^{\text{п}}, \quad (9.4)$$

$$Q_{\Pi} = 760000 \cdot 34800 = 26448 \cdot 10^6 \text{ кДж} = 26448 \text{ ГДж} = \\ = 6297 \text{ Гкал} = 7322 \text{ МВт} \cdot \text{год.}$$

Втрати теплоти на етапі вироблення

$$\Delta Q_k = Q_{\Pi} - Q_{\Pi} \cdot \eta_k, \quad (9.5)$$

$$\Delta Q_k = 26448 - 26448 \cdot 0,84 = 4232 \text{ ГДж} = 1008 \text{ Гкал} = 1172 \text{ МВт} \cdot \text{год.}$$

Вироблена в котельні теплота

$$Q_k = Q_{\Pi} \cdot \eta_k, \quad (9.6)$$

$$Q_k = 26448 \cdot 0,84 = 22216 \text{ ГДж} = 5289,5 \text{ Гкал} = 6150 \text{ МВт} \cdot \text{год.}$$

Втрати теплоти з охолодженням води в мережах задано в умові і вони становлять 323 Гкал за опалювальний період. Оцінимо втрати теплоти з витоками води. Нормативні витоки води приймають на рівні 0,25 % об'єму води в мережах і абонентських системах.

Об'єм води в теплових мережах

$$V_{\text{нап.}}^{\text{TM}} = \sum (V_{\text{пит.}} \cdot L_i), \quad (9.7)$$

де $V = 17,67 \text{ м}^3/\text{км}$ — питома величина об'єму води для середнього зовнішнього діаметра теплових мереж 157 мм.

$$V_{\text{нап.}}^{\text{TM}} = 17,67 \cdot 3 \cdot 2 = 106,02 \text{ м}^3.$$

Об'єм води в абонентських системах (для розрахункового навантаження $Q_p = 2,74 \text{ Гкал/год}$ і виду опалювальних пристроїв – чавунних радіаторів із міжосьовою відстанню 500 мм)

$$V_{\text{нап.}}^{\text{оп}} = Q_p \cdot V_{\text{пит.}}^{\text{он}}, \quad (9.8)$$

$$V_{\text{оп}} = 2,74 \cdot 19,5 = 53,4 \text{ м}^3 \text{ (т)}.$$

Загальний об'єм води в теплових мережах і абонентських системах

$$V_{\text{нап.}} = V_{\text{нап.}}^{\text{оп}} + V_{\text{нап.}}^{\text{тм}}, \quad (9.9)$$

$$V_{\text{нап.}} = 106,02 + 53,4 = 159,42 \text{ т (м}^3\text{)}.$$

Нормована тривалість опалювального періоду для Львова

$$n_{\text{оп}} = 179 \cdot 24 = 4296 \text{ год.} \quad (9.10)$$

Величина витоків води

$$M_{\text{в}} = 0,0025 \cdot V_{\text{нап.}} \cdot n_{\text{оп.}}, \quad (9.11)$$

$$M_{\text{в}} = 0,0025 \cdot 159,42 \cdot 4296 = 1712,2 \text{ т} = 1712,2 \cdot 10^3 \text{ кг.}$$

Втрати теплоти з витоками

$$Q_{\text{вит.}} = M_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}} \cdot (t_{\text{сер.}} - t_{\text{пв}}) \cdot 10^{-6}, \quad (9.12)$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{вит.}} &= 1712,2 \cdot 10^3 \cdot 4,2 \cdot [(58 + 46)/2 - 5] \cdot 10^{-6} = 337,9 \text{ ГДж} \\ &= 80,5 \text{ Гкал} = 93,6 \text{ МВт} \cdot \text{год.} \end{aligned}$$

Загальні втрати теплоти в мережах

$$\Delta Q = Q_{\text{втр.}} + Q_{\text{вит.}}, \quad (9.13)$$

$$\Delta Q = 323 + 80,5 = 403,5 \text{ Гкал} = 1694,7 \text{ ГДж} = 469,2 \text{ МВт} \cdot \text{год.}$$

Відносна частка втрат

$$\Delta q_{\tau} = \Delta Q_{\tau} / Q_{\kappa}, \quad (9.14)$$

$$\Delta q_{\tau} = 469,2 / 6150 = 0,076 \text{ част. од. (7,6 \%)}.$$

Кількість теплоти, отриманої споживачами,

$$Q_{\text{сп.}} = Q_{\kappa} - \Delta Q_{\tau}, \quad (9.15)$$

$$Q_{\text{сп.}} = 6150 - 469,2 = 5680,8 \text{ МВт} \cdot \text{год} = 4884,8 \text{ Гкал або } 20516 \text{ ГДж}.$$

Висновок. Із загальної кількості теплоти 7322 МВт · год, яку було підведено з паливом до котельні упродовж опалювального періоду, до споживача буде доставлено лише 5680,8 МВт · год, що становить 77,5 % первинного потенціалу палива. Решту теплової енергії (1641,2 МВт · год) буде втрачено на етапах її вироблення (1172 МВт · год) і транспортування (469,2 МВт · год). Визначена в задачі величина втрат теплоти еквівалентна енергії близько 200000 м³ природного газу. Загальна теплова ефективність вироблення і доставлення теплової енергії до споживача становить

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\kappa} \cdot \eta_{\tau} = \eta_{\kappa} \cdot (1 - \Delta q_{\tau}), \quad (9.16)$$

$$\eta_{\Sigma} = 0,84 \cdot (1 - 0,076) = 0,84 \cdot 0,924 = 0,77 \text{ част. од. (77 \%)}.$$

Варіанти індивідуальних завдань наведено в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Об'єм природного газу, м ³	Qн.р газу, кДж/м ³	ККД котлів, %	Втрати теплоти, Гкал	Протяжність трубопроводів, км	Температура в подавальному трубопроводі, °С	У зворотному трубопроводі, °С
1	2	3	4	5	6	7	8
1	610000	31100	75	265	0,5	55	45
2	620000	31200	76	267	0,6	56	46
3	630000	31300	77	269	0,7	57	47
4	640000	31400	78	271	0,8	58	48
5	650000	31500	79	273	0,9	59	49
6	660000	31600	80	275	1,0	60	50
7	670000	31700	81	277	1,1	61	51
8	680000	31800	82	279	1,2	62	52
9	690000	31900	83	281	1,3	63	53
10	700000	32000	84	283	1,4	64	54
11	710000	32100	85	285	1,5	65	55
12	720000	32200	86	287	1,6	66	56
13	730000	32300	87	289	1,7	67	57
14	740000	32400	88	291	1,8	68	58
15	760000	32500	89	293	1,9	69	59
16	770000	32600	90	295	2,0	70	60
17	780000	32700	91	297	2,1	71	61
18	790000	32800	92	299	2,2	72	62
19	800000	32900	93	301	2,3	73	63
20	810000	33000	92	303	2,4	74	64

Продовження таблиці 9.1

1	2	3	4	5	6	7	8
21	820000	33100	91	305	2,5	75	65
22	830000	33200	90	307	2,6	76	66
23	840000	33300	89	309	2,7	77	67
24	850000	33400	88	311	2,8	78	68
25	860000	33500	87	313	2,9	79	69
26	870000	33600	86	315	3,0	80	70
27	880000	33700	85	317	3,1	81	71
28	890000	33800	84	319	3,2	82	72
29	900000	33900	83	321	3,3	83	73
30	910000	34000	82	323	3,4	84	74

Практична робота 10. ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ОГОРОДЖУВАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЯХ БУДІВЛІ

Теоретична частина

Енергозбереження в будівлях є одним із важливих напрямів підвищення енергетичної ефективності, оскільки значна частка тепловтрат відбувається через зовнішні огорожувальні конструкції. Зменшення втрат теплоти через стіни забезпечено підбиранням конструктивного рішення з достатнім опором теплопередачі, що дає змогу знизити витрати енергії на опалення, підвищити тепловий комфорт у приміщеннях і покращити експлуатаційні характеристики будівлі.

Зовнішні стінові конструкції сучасних будівель зазвичай є багатошаровими системами, у яких шари матеріалів розміщені послідовно, а загальний термічний опір визначають сумою опорів окремих шарів та опорів тепловіддачі внутрішньої і зовнішньої поверхонь. Для термічно однорідної непрозорої огорожувальної конструкції розраховують за формулою

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_{\text{з}}}, \quad (10.1)$$

де $\alpha_{\text{в}}$ — коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні;

$\alpha_{\text{з}}$ — коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні;

$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — термічний опір окремого шару,

де δ_i — товщина шару;

λ_i — коефіцієнт теплопровідності матеріалу;

n — кількість шарів конструкції.

У контексті енергозбереження збільшення опору теплопередачі зовнішньої стіни дає змогу зменшити густину теплового потоку через огороження, а отже, скоротити загальні тепловтрати будівлі. Особливо важливим є застосування теплоізоляційних матеріалів із низькою теплопровідністю, зокрема мінераловатних плит, а також урахування впливу теплопровідних включень, які можуть істотно знижувати приведений опір теплопередачі конструкції.

Для реальної конструкції недостатньо оцінювати лише термічно однорідну частину стіни, оскільки на енергоефективність також впливають лінійні та точкові теплопровідні включення: кути, примикання вікон, кронштейни, дюбелі та інші елементи кріплення. Визначають такі втрати на підставі двомірних і тримірних температурних полів, а лінійні та точкові

коефіцієнти теплопередачі враховують під час оцінювання термічно неоднорідної огорожувальної конструкції.

Отже, розрахунок опору теплопередачі зовнішньої стіни є необхідним етапом енергетичного оцінювання будівлі, а його результати використовують для обґрунтування товщини теплоізоляційного шару, зменшення тепловтрат і підвищення загального рівня енергозбереження будівлі.

Умова задачі

Для зовнішньої утепленої стіни будівлі типу 1 необхідно розглянути конструкцію, що складається з таких шарів: газобетонний блок D400 товщиною 400 мм; клей для теплоізоляційних плит товщиною 10 мм; плити з мінеральної вати товщиною 50 мм; повітрозахисна мембранна плівка товщиною 1 мм; повітряний вентиляований прошарок.

Необхідно визначити опір теплопередачі зовнішньої стіни та оцінити конструкцію, зважаючи на енергозбереження, для цього потрібно врахувати, що зовнішні стіни будівлі належать до багатошарових конструкцій із послідовним розміщенням шарів, а також звернути увагу на можливий вплив теплопровідних включень на приведений опір теплопередачі. Коефіцієнти теплопровідності наведені в додатку А ДСТУ 9191:2022 «Теплоізоляція будівель. Метод вибору теплоізоляційного матеріалу для утеплення будівель».

Розв'язання

Визначення теплотехнічних показників огорожувальних конструкцій

Розрахунок зовнішньої утепленої стіни будівлі. Тип 1 (рисунок 10.1).

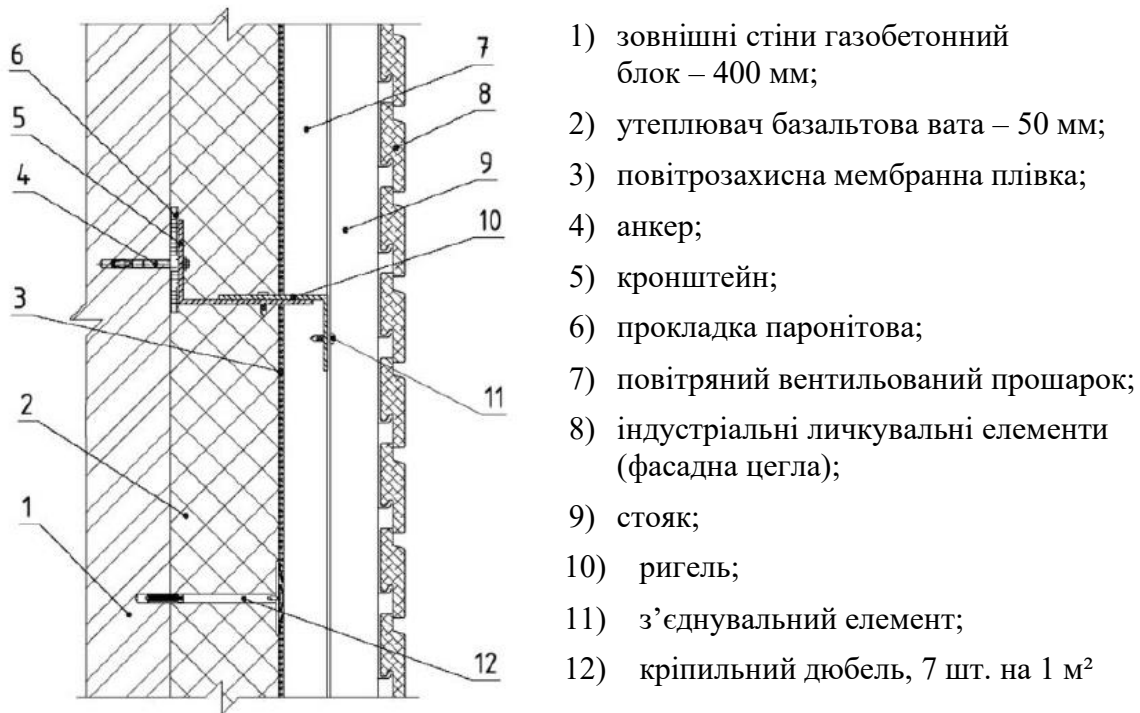


Рисунок 10.1 – Зовнішня утеплена стіна

Опір теплопередачі термічно однорідної непрозорої огорожувальної конструкції розраховують за формулою [14]

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{h_{si}} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{h_{se}}, \quad (10.2)$$

де $h_{si} = 8,7 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ — коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні захищення;

$h_{se} = 12 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ — коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні захищення;

$\delta_1 \dots \delta_n$ — товщини відповідних шарів захищення, м;

$\lambda_1 \dots \lambda_n$ — коефіцієнти теплопровідності відповідних шарів у розрахункових умовах експлуатації;

n — кількість шарів огорожувальної конструкції.

Зовнішні стінові конструкції в будівлі належать до багатошарових конструкцій із послідовним розміщенням шарів, перелік наявних типів стін із описом шарів, із яких вони складаються, і розрахунковим опором теплопередачі термічно однорідних ділянок наведено в таблиці 10.1.

Таблиця 10.1 – Опис конструкції зовнішньої стіни

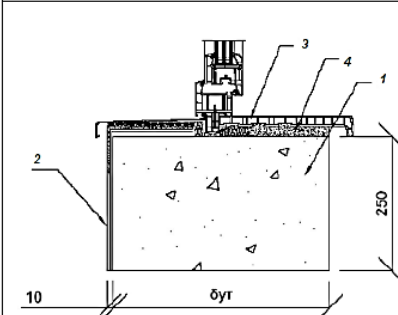
Тип	Номер шару	Матеріал	Теплопровідність матеріалу λ_B , Вт/(м · К)	Товщина шару δ , м	Площа стін $A_{i,k}$, м ²	Площа укосів $A_{i,sl,k}$, м ²
1	1	Блоки з газобетону D400	0,13	0,400	173,609376	17,199
	2	Клей для теплоізоляційних плит	0,87	0,010	—	—
	3	Плити з мінеральної вати	0,042	0,050	—	—
	4	Повітрозахисна мембранна плівка	0,23	0,001	—	—
	5	Повітряний вентиляований прошарок	—	—	—	—

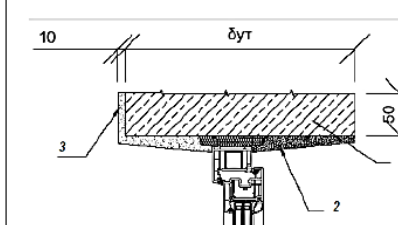
$$R_{\Sigma} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,400}{0,13} + \frac{0,010}{0,87} + \frac{0,050}{0,042} + \frac{0,001}{0,23} + \frac{1}{12} = 4,4814.$$

Лінійні і точкові коефіцієнти теплопередачі визначають на підставі розрахунків двомірних і тримірних температурних полів відповідно. Методика розрахунків встановлена за ДСТУ ISO 10211-1 і ДСТУ ISO 10211-2.

Лінійні коефіцієнти теплопередачі поширених лінійних теплопровідних включень взято з додатка Г ДСТУ 9191:2022, а точкові коефіцієнти теплопередачі – додатка Д (рисунок 10.2).

Вузол кутового сполучення зовнішніх стін з ніздрюватого бетону					
13	 <p>Умовні позначки: 1 — кладка з ніздрюватого бетону; 2 — опоряджувальна штукатурка, $\rho = 1\,300\text{ кг/м}^3$.</p>	марка бетону	300 мм	400 мм	500 мм
		D300	0,051	0,052	0,053
		D400	0,064	0,066	0,067
		D500	0,077	0,079	0,081

Вузол примикання віконної конструкції до зовнішніх стін з ніздрюватого бетону в зоні підвіконня					
21	 <p>Умовні позначки: 1 — кладка з ніздрюватого бетону; 2 — опоряджувальна штукатурка, $\rho = 1\,300\text{ кг/м}^3$; 3 — ПВХ підвіконня; 4 — розчин цементно-піщаний, $\rho = 1\,800\text{ кг/м}^3$.</p>	марка бетону	300 мм	400 мм	500 мм
		D300 D400 D500	0,077	0,079	0,085

Вузол примикання віконної конструкції до зовнішніх стін з ніздрюватого бетону в зоні перемички					
20	 <p>Умовні позначки: 1 — перемичка з армованого ніздрюватого бетону, $\rho = 800\text{ кг/м}^3$; 2 — розчин цементно-піщаний, $\rho = 1\,800\text{ кг/м}^3$; 3 — опоряджувальна штукатурка, $\rho = 1\,300\text{ кг/м}^3$.</p>	марка бетону	300 мм	400 мм	500 мм
		D800	0,075	0,091	0,101

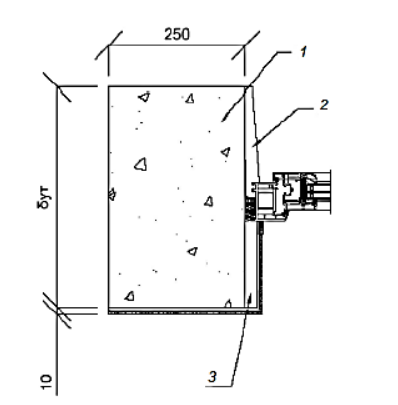
Вузол примикання віконної конструкції до зовнішніх стін з ніздрюватого бетону в зоні рядового сполучення					
22	 <p>Умовні позначки: 1 — кладка з ніздрюватого бетону; 2 — цементно-піщана стяжка, $\rho = 1\,800\text{ кг/м}^3$; 3 — розчин цементно-піщаний, $\rho = 1\,300\text{ кг/м}^3$.</p>	марка бетону	300 мм	400 мм	500 мм
		D300 D400 D500	0,052	0,066	0,073

Рисунок 10.2 – Лінійні та точкові теплопровідні вклучення

Вузол улаштування пластикового дюбеля з пластиковим стрижнем для кріплення теплоізоляційного шару в фасадній системі з опорядженням штукатурками		150 мм	
4	<p>Умовні позначки: 1 — цегляна кладка, $\rho = 1\ 800\ \text{кг/м}^3$; 2 — шар теплоізоляції; 3 — опоряджувальна штукатурка, $\rho = 1\ 300\ \text{кг/м}^3$; 4 — пластиковий дюбель із пластиковим стрижнем 0 мм.</p>	0,045	0,0015

Вузол улаштування несучого кронштейну фасадної системи з вентиляваним повітряним прошарком		150 мм	
1	<p>Умовні позначки: 1 — цегляна кладка, $\rho = 1\ 800\ \text{кг/м}^3$; 2 — шар теплоізоляції; 3 — кронштейн з оцинкованої сталі, $\rho = 7\ 850\ \text{кг/м}^3$; 4 — металевий анкер, $\rho = 7\ 850\ \text{кг/м}^3$.</p>	0,045	0,015

Рисунок 10.2, аркуш 2

Опис теплопровідних включень будівлі наведено в таблиці 10.2. Для виконання завдання за індивідуальними варіантами теплопровідні включення приймати за рисунком 10.2.

Таблиця 10.2 – Опис теплопровідних включень будівлі

Теплопровідне включення	Протяжність, м	Кількість, шт.	Лінійний коефіцієнт теплопередачі k , Вт/(м·К)	Точковий коефіцієнт теплопередачі χ , Вт/К
1	2	3	4	5
Віконний відкос у зоні перемички	21,4	—	0,079	—
Віконний відкос у зоні підвіконня	21,4	—	0,091	—

Продовження таблиці 10.2

1	2	3	4	5
Віконний відкос у зоні рядового примикання	42,3	—	0,066	—
Дюбель для кріплення	—	1215	—	0,0015
Кути зовнішніх стін	12,88	—	0,066	—
Кронштейні кріплення системи з вентильованим повітряним прошарком	—	312	—	0,015

Опір теплопередачі термічно неоднорідної непрозорій огорожувальній конструкції всієї будівлі для вибору товщини теплоізоляції розраховують за формулою [14]

$$R_{\Sigma \text{пр}} = \frac{\sum A_{i,k} + \sum A_{i,sl,k}}{\sum_{i=1}^I \frac{A_{i,k}}{R_{\Sigma i}} + \sum_{m=1}^M \psi_m l_{m,k} + \sum_{j=1}^J \chi_j N_{j,k}},$$

де $A_{i,k}$ — площа термічно однорідної k -ї частини огорожувальній конструкції без урахування прорізів, м^2 ;

$A_{i,sl,k}$ — площа укосів прорізів на i -й ділянці зовнішнього огороження, що присутня на k -й частині огорожувальній конструкції, м^2 ;

$N_{j,k}$ — кількість j -х точкових теплопровідних включень, що розташовані на площі $A_{i,k}$, шт.;

$l_{m,k}$ — лінійний розмір (проекція) m -го лінійного теплопровідного включення, що розташований на k -й частині огорожувальній конструкції, м ;

$R_{\Sigma i}$ — опір теплопередачі i -ї термічно однорідної частини конструкції, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

Ψ_m — лінійний коефіцієнт теплопередачі m -го лінійного теплопровідного включення, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

χ_j — точковий коефіцієнт теплопередачі j -го точкового теплопровідного включення, $\text{Вт}/\text{К}$, розраховують за тримірним температурним полем або приймають згідно з додатком Д (ДСТУ 9191:2022).

Згідно з пунктом 5.6 ДСТУ 9191:2022, для визначення необхідної товщини теплоізоляційного шару враховують лише термічний вплив теплопровідних включень, що є характерними особливостями відповідного типу непрозорої огорожувальної конструкції. Термічним впливом теплопровідних включень, визначені за конструктивними особливостями всієї будівлі, для розрахунку необхідної товщини теплоізоляційного шару нехтують; його враховують для визначення енергопотреб для опалення та охолодження і загальних тепловитрат будинку через огорожувальні конструкції.

$$R_{\Sigma \text{пр}} = \frac{173,609376 + 17,199}{\frac{173,609376}{4,4814} + 21,4 \cdot 0,079 + 21,4 \cdot 0,091 + 42,3 \cdot 0,066 + 1215 \cdot 0,0015 + 312 \cdot 0,015} = 3,6927 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}.$$

Розрахунок опору теплопередачі термічно неоднорідної непрозорої огорожувальної конструкції всієї будівлі:

$$R_{\Sigma \text{пр}} = \frac{173,609376 + 17,199}{\frac{173,609376}{4,4814} + 21,4 \cdot 0,079 + 21,4 \cdot 0,091 + 42,3 \cdot 0,066 + 1215 \cdot 0,0015 + 312 \cdot 0,015 + 12,88 \cdot 0,066} = 3,6329 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}.$$

Варіанти індивідуальних завдань наведено в таблиці 10.3.

Таблиця 10.3 – Варіанти індивідуальних завдань

Варіант	Шар 1: ніздрюватий бетон (марка / λ_B)	δ_1 , мм	Шар 2: мінеральна вата (густина / λ_B)	δ_2 , мм
1	D300 ($\lambda=0,10$)	300	75 кг/м ³ ($\lambda=0,047$)	100
2	D400 ($\lambda=0,13$)	300	100 кг/м ³ ($\lambda=0,048$)	120
3	D500 ($\lambda=0,16$)	300	125 кг/м ³ ($\lambda=0,049$)	150
4	D350 ($\lambda=0,12$)	400	150 кг/м ³ ($\lambda=0,050$)	100
5	D600 ($\lambda=0,18$)	300	175 кг/м ³ ($\lambda=0,052$)	150
6	D400 ($\lambda=0,13$)	400	200 кг/м ³ ($\lambda=0,053$)	100
7	D800 ($\lambda=0,30$)	300	75 кг/м ³ ($\lambda=0,047$)	150
8	D500 ($\lambda=0,16$)	400	100 кг/м ³ ($\lambda=0,048$)	100
9	D300 ($\lambda=0,10$)	400	125 кг/м ³ ($\lambda=0,049$)	120
10	D400 ($\lambda=0,13$)	300	150 кг/м ³ ($\lambda=0,050$)	150
11	D500 ($\lambda=0,16$)	300	175 кг/м ³ ($\lambda=0,052$)	100
12	D600 ($\lambda=0,18$)	400	200 кг/м ³ ($\lambda=0,053$)	120
13	D300 ($\lambda=0,10$)	500	75 кг/м ³ ($\lambda=0,047$)	150
14	D400 ($\lambda=0,13$)	500	100 кг/м ³ ($\lambda=0,048$)	100
15	D350 ($\lambda=0,12$)	300	125 кг/м ³ ($\lambda=0,049$)	150
16	D500 ($\lambda=0,16$)	500	150 кг/м ³ ($\lambda=0,050$)	120
17	D800 ($\lambda=0,30$)	400	175 кг/м ³ ($\lambda=0,052$)	100
18	D600 ($\lambda=0,18$)	300	200 кг/м ³ ($\lambda=0,053$)	150
19	D400 ($\lambda=0,13$)	400	75 кг/м ³ ($\lambda=0,047$)	120
20	D300 ($\lambda=0,10$)	300	100 кг/м ³ ($\lambda=0,048$)	200

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Панкевич О. Д., Ободьянська О. І., Титко О. В. Теплопостачання: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2021. 85 с.
- 2 Клімов Р. О. Джерела теплопостачання та теплові мережі: конспект лекцій. Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2016. 103 с.
- 3 Джерела теплопостачання та теплові мережі: методичні вказівки до виконання курсового проєкту / уклад. О. М. Даценко та ін. Дніпро: ДНУЗТ, 2018. 40 с.
- 4 Методика енергетичного обстеження котельнь та систем теплопостачання: навч. посіб. / за ред. М. К. Безродного. Київ: НТУУ «КПІ», 2015. 120 с.
- 5 Заходи з енергозбереження у сфері теплопостачання: практ. посіб. Дніпро: КП «Дніпроенергосервіс», 2019. 32 с.
- 6 Study guide «UKRENERGY»: Energy Efficiency and Renewable Energy in Ukraine. EU Project Report. Kyiv, 2015. 80 p.
- 7 Energy-efficient heat supply system of buildings: training manual. Kyiv: National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky KPI», 2018. 24 p.
- 8 Modernization of the District Heating Systems in Ukraine. Kyiv: European-Ukrainian Energy Agency (EUEA), 2012. 92 p.
- 9 Thomas L. Understanding Hot Water Consumption, Energy Use & System Sizing. Technical Report, 2013. 25 p.
- 10 Energy Losses in Steam Traps. Spirax Sarco Learning Centre. URL: <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam> (дата звернення: 13.04.2026).
- 11 Energy Savings from Steam Losses. Technical Note on Boiler and Steam Systems. 2nd ed. 2025. 18 p.
- 12 Kakac S., Liu H., Pramuanjaroenkij A. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. 3rd ed. CRC Press, 2012. 634 p.

13 ДБН В.2.5-64:2012. Внутрішній водопровід та каналізація. Ч. І. Проектування; Ч. ІІ. Будівництво. Київ: Мінрегіон України, 2012. 165 с.

14 ДСТУ 9191:2022. Теплоізоляція будівель. Метод вибору теплоізоляційного матеріалу для утеплення будівель. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2022. 34 с.

15 ДСТУ EN ISO 10211:2017. Теплові містки в будівлях. Теплові потоки та поверхневі температури. Детальні розрахунки (EN ISO 10211:2017, IDT; ISO 10211:2017, IDT). Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2018. 43 с.

16 Features of increasing the energy efficiency of buildings and structures: conference paper. Ternopil: ELARTU, Ternopil National Technical University, 2022. 12 p.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для виконання практичних робіт
з освітньої компоненти
«ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЦІ»

Відповідальний за випуск Бабіченко Ю. А.

Редактор Ібрагімова Н. В.

Підписано до друку 15.04.2026 р.
Умовн. друк. арк. 4,0. Тираж . Замовлення № .
Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного
транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.