

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ ТА КІБЕРФІЗИЧНИХ СИСТЕМ

Кваліфікаційна робота
перший бакалаврський
(рівень вищої освіти)

на тему «Підвищення енергоефективності системи теплопостачання закладу
освіти у м. Запоріжжя»

Виконала: студентка V курсу,
групи _____ ТЕ-18-1бз
спеціальності 144 «Теплоенергетика»
освітньої програми _____

Теплоенергетика
(код і назва освітньої програми)

спеціалізації _____
(код і назва спеціалізації)

Г.М.Одуд

(ініціали та прізвище)

Керівник ст.викладач С.Є. Чижов
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент к.т.н, доц. О.І. Осаул
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя
2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра електричної інженерії та кіберфізичних систем
Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Спеціальність 144 Теплоенергетика
(код та назва)
Освітня програма 144 Теплоенергетика
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

« 22 » 05 20 23 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Одуд Ганні Михайлівні

(прізвище, ім'я, по батькові)

- 1 Тема роботи (проекту) «Підвищення енергоефективності системи теплопостачання закладу освіти у м.Запоріжжя»
керівник роботи ст. викладач Чижов Сергій Євгенович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом ЗНУ від «29» грудня 2022 року №1894-с
- 2 Строк подання студентом роботи «20» травня 2023 року
- 3 Вихідні дані до роботи: геометричні параметри будівлі закладу освіти; кліматичні показники для Запорізької області; товщина та коефіцієнт теплопровідності цегляної кладки, $Q_B = 150\text{кВт}$ - теплопродуктивність теплонасосної установки; витрата фреону $G_{\text{фр}} = 0,90 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$; тиск фреону $p_{\text{фр}} = 0,86\text{МПа}$.
- 4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Загальна характеристика досліджуваного об'єкта. Тепловий розрахунок будівлі. Технічне обґрунтування і вибір теплового насоса для системи теплопостачання будівлі закладу освіти.
- 5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): план будівлі закладу освіти; матеріали огорожувальних

конструкцій будівлі; схема роботи теплового насоса; схема тепlopостачання будівлі; випарник – теплообмінник з u-подібними трубами.

6 Консультанти розділів роботи


Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Чижов С.Є., ст. викладач	15.03.2023	31.03.2023
2	Чижов С.Є., ст. викладач	31.03.2023	20.05.2023

7 Дата видачі завдання 15.03.2022

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Приміка
1	Загальна характеристика досліджуваного об'єкта.	31.03.2023	
2	Розрахунок теплових втрат будівлі	08.05.2023	
3	Технічне обґрунтування і вибір теплового насоса для системи тепlopостачання будівлі	15.05.2023	
4	Оформлення пояснювальної записки та розробка креслень	20.05.2023	

Студент


(підпис)

Г.М.Одуд
(ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)


(підпис)

С.Є. ЧИЖОВ
(ініціали прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер


(підпис)

С.Є. ЧИЖОВ
(ініціали та прізвище)

РЕФЕРАТ

Розрахунково-пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Підвищення енергоефективності системи теплопостачання закладу освіти у м. Запоріжжя» містить 67 сторінок, 7 рисунків, 3 таблиці, 26 джерел посилань.

ЦЕНТРАЛЬНЕ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, АВТОНОМНА СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ДЕЦЕНТРАЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ТЕПЛОВИЙ НАСОС, ТЕПЛОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ, ВИПАРНИК

Метою роботи є аналіз можливості підвищення енергоефективності системи теплопостачання закладу освіти у м. Запоріжжя.

У першому розділі дана характеристика об'єкта модернізації, був проведений аналіз можливих рішень існуючої системи централізованого теплопостачання, її недоліки й переваги, вибір, опис і обґрунтування найбільш ефективного опалювального устаткування.

У другому розділі зроблений тепловий розрахунок будинку школи, який передбачає знаходження теплового балансу між тепловтратами й теплонадходженням. Підібрана теплонасосна установка для цього будинку й розраховані її елементи (випарник і конденсатор).

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ОБ'ЄКТА	7
1.1 Характеристика об'єкта модернізації.....	7
1.2 Принцип дії теплового насоса.....	9
2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ВТРАТ БУДІВЛІ.....	13
2.1 Розрахунок тепловтрат через зовнішні стінки будівлі.....	13
2.2 Розрахунок тепловтрат через вікна будівлі.....	19
2.3 Розрахунок тепловтрат через безчердачною перекриття.....	25
2.4 Розрахунок тепловтрат через підлоги, розташовані на ґрунті.....	27
2.5 Розрахунок тепловтрат через двері.....	31
2.6 Розрахунок тепловтрат з інфільтрацією.....	32
2.7 Розрахунок тепловиділень від людей.....	36
2.8 Розрахунок тепловиділень від штучного освітлення.....	37
2.9 Тепловий баланс будівлі.....	38
2.10 Питома тепла характеристика будівлі	38
2.11 Тепловий розрахунок теплонасосної установки.....	40
2.12 Розрахунок елементів теплонасосної установки.....	46
2.12.1 Розрахунок випарника.....	46
2.12.2 Розрахунок конденсатора.....	56
ВИСНОВКИ.....	64
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	65

ВСТУП

У цей час питанням використання поновлюваних джерел енергії приділяється серйозна увага. Ці джерела енергії розглядаються як істотне доповнення до традиційних.

У нашій країні споживається великий відсоток первинних енергоресурсів, однак собівартість органічного палива росте, загострюються екологічні проблеми, пов'язані з забрудненням навколишнього середовища паливоспоживаючими установками.

Розвиток теплонасосних установок відбувається в цей час стрімко. Теплонасосні системи теплопостачання перспективні в якості екологічно чистих і енергоефективних теплоджерел для децентралізованих споживачів теплової енергії. Вони використовують як джерело - низькопотенціальну енергію: теплоту ґрунту, ґрунтових вод, зворотну воду систем централізованого теплопостачання. Таким чином, метою даного проєкту є вибір теплового насоса й розрахунки різних його елементів

1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ОБ'ЄКТА

1.1 Характеристика об'єкта модернізації

Досліджуваним об'єктом є триповерхова будівля школи у м. Запоріжжя.

Будівля характеризується наступними рисами стану інженерно-технічних систем:

1) огорожувальні конструкції стін відповідають діючим нормам, стан заповнення рядових і вертикальних швів є задовільним;

2) покрівля не вимагає капітального ремонту;

3) віконні та дверні блоки не зношені, віконне обрамлення в більшості класів пластикове;

4) чавунні радіатори в задовільному стані.

Система опалення однотрубна нерегульована із залежним приєднанням до теплової мереж. Технічні характеристики будівлі школи наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1- Технічні характеристики будівлі школи

№	Найменування	Одиниці виміру	Значення
1	Площа фасаду	м ²	1 311
2	Площа скління (загальна)	м ²	540
3	Площа вікон	м ²	162
4	Кількість вікон	шт.	102
5	Площа будівлі	м ²	2448
6	Площа даху	м ²	413

Будівельні матеріали споруди наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Матеріали огорожувальних конструкцій будівлі

Огороджувальні конструкції	Матеріал	Товщина, δ (м)
Стіни:	суха штукатурка	0,005
	керамзитобетон на перлітовому піску	0,4
Зовнішні стіни будівлі:	суха штукатурка	0,005
	керамзитобетон на перлітовому піску	0,4
Дах:	повітряно-ізоляційний шар, три шари рубероїда	0,1
	вирівнюючий шар цементно-піщаного бетону	0,03
	суха штукатурка	0,05
	пароізоляційний шар бітуму	0,01
	метало-бетонна плита	0,3
Перекриття:	вирівнюючий шар цементно-піщаного бетону	0,03
	суха штукатурка	0,05
	пароізоляційний шар паперу	0,01
	залізобетонна плита	0,3
Перекриття над неопалюваним підвалом	вирівнюючий шар цементно-піщаного бетону	0,03
	суха штукатурка	0,05
	пароізоляційний шар бітуму	0,01
	метало-бетонна плита	0,3

1.2 Принцип дії теплового насоса

Тепловий насос – це термотрансформатор, що перетворює низькопотенціальну енергію навколишнього середовища, непридатну для використання в опалювальних системах, у високопотенційну, яка служить для опалення приміщень і нагрівання води в системі ГВП. Аналог теплового насоса – холодильник. У холодильній камері холодильник забирає тепло від продуктів харчування, прохолоджуючи їх, і викидає це тепло в навколишнє середовище через радіаторні ґрати на задній стінці. А тепловий насос забирає тепло у навколишнього середовища й передає його в систему опалення.

Схематично тепловий насос можна представити у вигляді робочого контуру, що складається з чотирьох основних елементів: випарника, компресора, конденсатора й збірника клапана. До робочого контуру примикає первинний (зовнішній) контур, у якому циркулює робоча речовина (вода, антифриз або повітря), що збирає тепло навколишнього середовища, і вторинний – вода в системах опалення й гарячого водопостачання будинку (рис. 1.1).

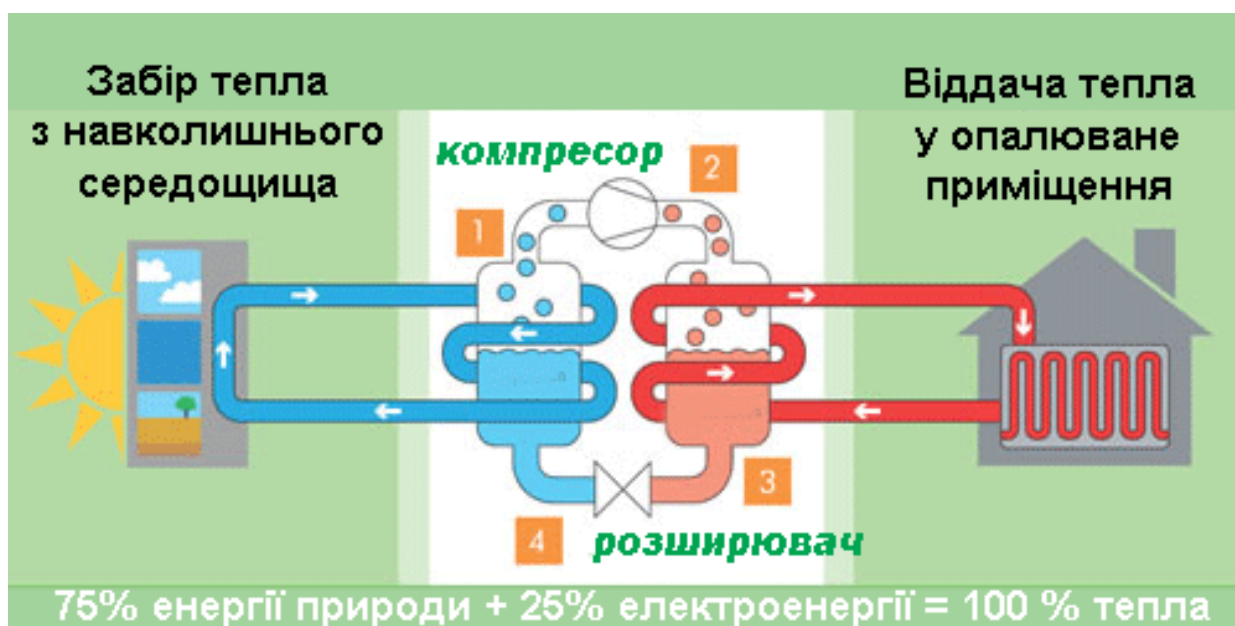


Рисунок. 1.1- Принцип дії теплового насоса

Випарник – пластинчастий теплообмінник, де з однієї сторони циркулює холодний рідкий холодоагент (речовина з низькою температурою кипіння, звичайно фреон), а з іншої сторони на протитечії циркулює робоча речовина первинного контуру. На рисунку 1.2 представлено в якості випарника теплообмінник з U-подібними трубами.

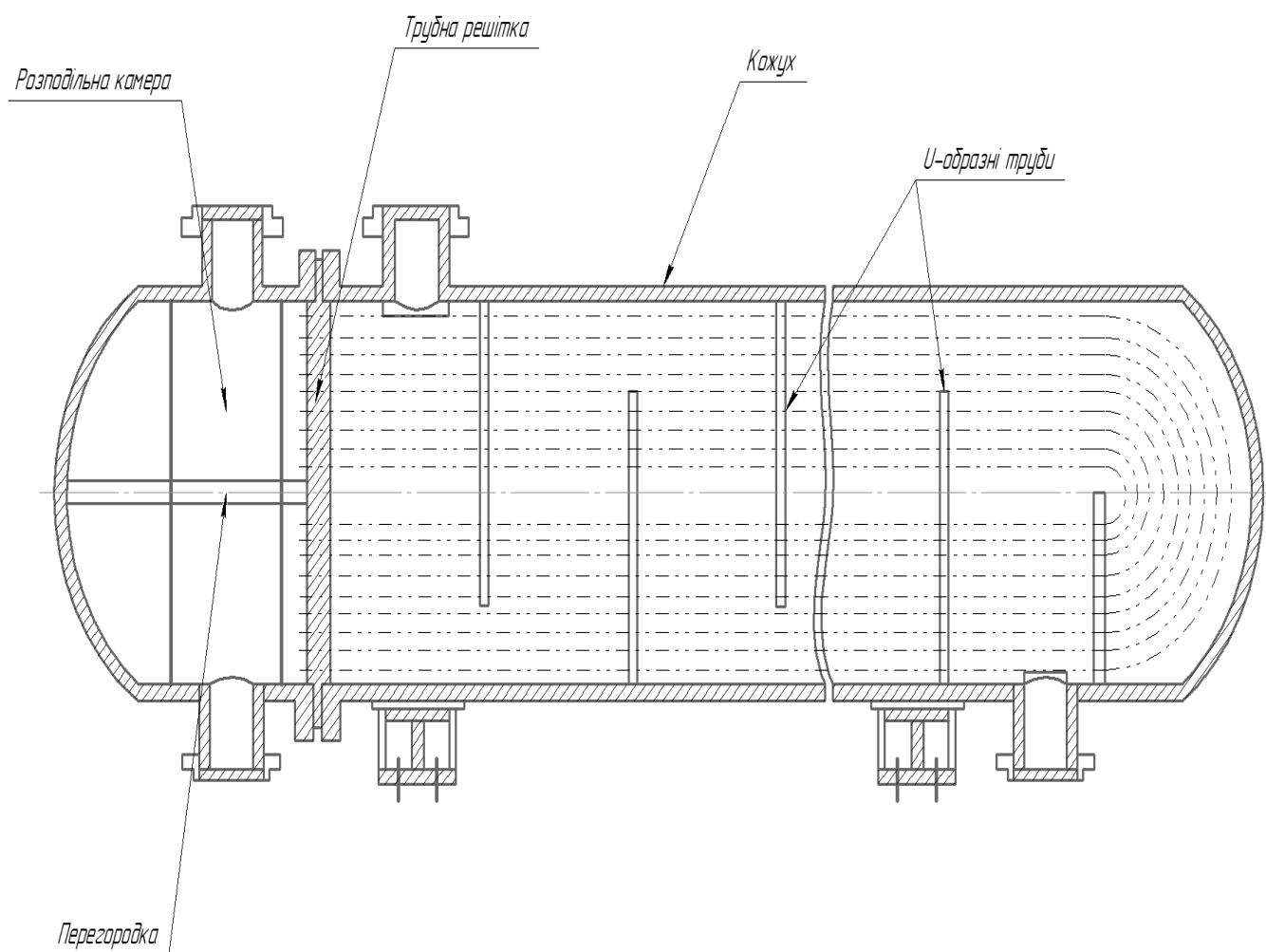


Рисунок 1.2 - Теплообмінник з U-подібними трубами

Первинний контур – це контур з низькопотенційною тепловою енергією (енергія, температури якої недостатньо для безпосереднього нагрівання опалювального контуру). У якості джерела енергії первинного контуру може бути використане тепло ґрунту (ґрунтові зонди з антифризом), ґрунтових вод (дві шпари, що подає й поглинаюча), зовнішнього повітря й т.п.

У випарнику холодоагент забирає тепло первинного контуру, закипає й випаровується. Відповідно знижується температура виходу первинного контуру.

Компресор всмоктує газоподібний холодоагент, стискає його, різко підвищуючи в такий спосіб його температуру. Гарячий газоподібний холодоагент виштовхується в конденсатор.

Конденсатор - по пристрою такий же теплообмінник, як і випарник, де з боку робочого контуру циркулює гарячий холодоагент, а з боку вторинного контуру – вода або антифриз.

Гарячий холодоагент, вступаючи в тепловий контакт з теплоносієм системи опалення або водою із системи гарячого водопостачання (ГВП), конденсується, передаючи своє тепло системі опалення або ГВП. При цьому рідкий фреон стікає на дно конденсатора, звідки за рахунок перепаду тисків продавлюється через зкидний клапан у випарник. Температура його при цьому різко знижується. Після цього робочий цикл починається спочатку.

1. Випарник - у випарнику перебуває рідкий холодоагент низького тиску. Його температура нижче, ніж температура джерела тепла. Тому тепло від джерела тепла передається холодоагенту, що приводить до випару холодоагенту.

2. Компресор - газоподібний холодоагент стискається в компресорі до високого тиску й при цьому настільки сильно нагрівається, що температура холодоагенту після компресії становиться вище температури, необхідної для опалення й ГВП. Крім того, енергія привода компресора теж перетворюється в тепло й "перетікає" до холодоагенту.

3. Конденсатор - дуже гарячий холодоагент високого тиску віддає в конденсаторі все своє тепло, тобто тепло, отримане від джерела тепла, а також тепло енергії привода компресора в систему опалення (перепад теплових потенціалів). При цьому холодоагент сильно прохолоджується й знову стає рідким.

4. Розширювальний клапан - потім холодоагент проходить через розширювальний клапан і знову вертається у випарник. У розширювальному клапані відбувається декомпресія до первісного тиску. Цикл завершився.

Схема роботи теплового насоса представлена на рисунку 1.3.

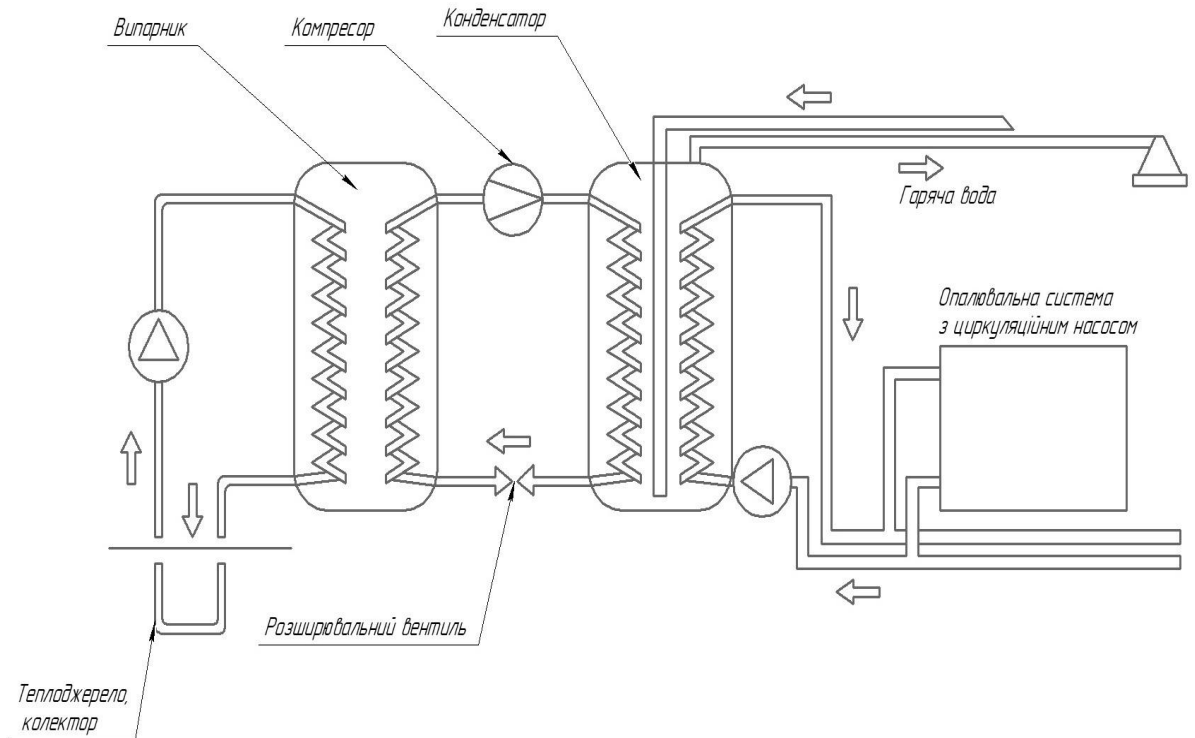


Рисунок 1.3 - Схема роботи теплового насоса

2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ВТРАТ БУДІВЛІ

2.1 Розрахунок тепловтрат через зовнішні стінки будівлі

Зовнішні стіни виконані товщиною в дві цеглини. З внутрішньої сторони вони покриті вапняною штукатуркою, та утеплювачем пенополіетілен. На рис.2.1 наведено розрахункову схему зовнішньої стіни будівлі.

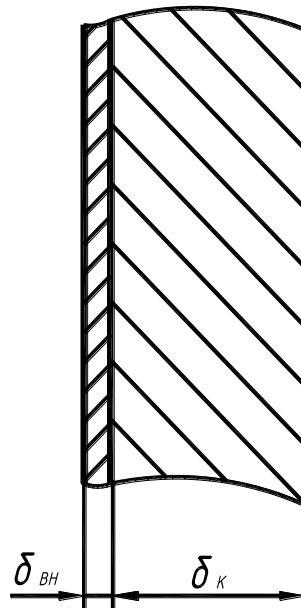


Рис. 2.1 - Розрахункова схема зовнішньої стіни будівлі

Дані для розрахунку:

$t_{зОВ} = 9,4^{\circ}\text{C}$ - температура навколишнього середовища (зовнішнього повітря) для Запорізької області,

$t_{ВН} = 18^{\circ}\text{C}$ - температура повітря в приміщенні,

$\delta_{ВН} = 0,020 \text{ м}$ - товщина внутрішньої цегляної кладки,

$\delta_{К} = 0,51 \text{ м}$ - товщина цегляної кладки,

$\lambda_{ВН} = 0,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^{\circ}\text{C}}$ - коефіцієнт теплопровідності вапняної штукатурки,

$\lambda_{К} = 0,81 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^{\circ}\text{C}}$ - коефіцієнт теплопровідності цегляної кладки,

$h = 3,0 \text{ м}$ - висота поверху будівлі,

$\omega = 4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - середня швидкість вітру за січень, переважний напрямок -

північний захід для Запорізької області, зона вологості - суха.

Геометрія будівлі:

$A = 68 \text{ м}$ - довжина будівлі,

$B = 12 \text{ м}$ - ширина будівлі,

$N = 3$ - кількість поверхів.

Термічний опір багатошарової стінки, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$:

$$R_{BT} = \frac{\delta_{BH}}{\lambda_{BH}} + \frac{\delta_k}{\lambda_k}, \quad (2.1)$$

$$R_{BT} = \frac{0,020}{0,7} + \frac{0,51}{0,81} = 0,658.$$

Термічний опір по внутрішній поверхні стінки при природній циркуляції:

$$R_{BH} = \frac{1}{\alpha_{KBH}}. \quad (2.2)$$

Термічний опір зовнішньої поверхні стінки:

$$R_{ЗОВ} = \frac{1}{\alpha_{ЗОВ}}. \quad (2.3)$$

Інтенсивність теплообміну зовнішньої стінки характеризується коефіцієнтом тепловіддачі, що дорівнює сумі конвективного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{К.НАВ}$ і тепловіддачі випромінюванням, $\alpha_{В.ЗОВ}$, тобто:

$$\alpha_{ЗОВ} = \alpha_{К.НАВ} + \alpha_{В.ЗОВ}. \quad (2.4)$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі є функція від числа Рейнольдса $\alpha_{К.НАВ} = f(Re)$:

$$Re = \frac{\omega \cdot L}{\nu_B}, \quad (2.5)$$

де $\omega = 4 \frac{м}{с}$ - швидкість вітру;

L - висота 3-х поверхової будівлі,

ν_B - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, прийmemo за таблицею при

$$t_{зоб} = 9,4^{\circ}\text{C} \quad \nu_B = 11,704 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}.$$

Підставляючи дані значень отримаємо:

$$Re = \frac{4 \cdot 9,0}{11,704 \cdot 10^{-6}} = 6,152 \cdot 10^6.$$

При $Re > 5 \cdot 10^5$ можна скористатися наступною формулою:

$$Nu = 0,032 \cdot \left(Re \cdot \frac{\alpha_{к.зоб.} \cdot L}{\lambda_B} \right)^{0,8}, \quad (2.6)$$

$$\alpha_{к.зоб.} = \frac{\lambda_B}{L} \cdot 0,032 \cdot (Re)^{0,8}, \quad (2.7)$$

де λ_B - коефіцієнт теплопровідності,

$$\lambda_B = 2,264 \cdot 10^{-2} \frac{Вт}{м \cdot ^{\circ}\text{C}} \text{ при температурі } t_{НАВ} = 9,4^{\circ}\text{C}.$$

Підставивши значення у формулу отримаємо, $\frac{Вт}{м^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$:

$$\alpha_{к.зоб.} = \frac{2,264 \cdot 10^{-2}}{9,0} \cdot 0,032 \cdot (6,152 \cdot 10^6)^{0,8} = 12,726.$$

Припустимо, що температура на зовнішній поверхні стінки дорівнює $t_{зоб.н} = 12,5^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням визначається за формулою, $\frac{Вт}{м^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$:

$$\alpha_{\text{л.зоб.}} = c \cdot \varepsilon \cdot \frac{\left(\frac{273+t_{\text{зоб.л}}}{100}\right)^4 - \left(\frac{273+t_{\text{зоб.в}}}{100}\right)^4}{t_{\text{зоб.в}} - t_{\text{зоб.л}}}, \quad (2.8)$$

$$\alpha_{\text{л.зоб.}} = 5,7 \cdot 0,9 \cdot \frac{\left(\frac{273+12,5}{100}\right)^4 - \left(\frac{273+10,8}{100}\right)^4}{12,5-10,8} = 3,274.$$

Підставляючи значення, отримаємо коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої стінки, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$:

$$\alpha_{\text{зоб.}} = 12,726 + 3,274 = 15,0.$$

Термічний опір на зовнішній поверхні стінки, $\frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$:

$$R_{\text{зоб.}} = \frac{1}{15,0} = 0,067.$$

Перевірка раніше прийнятих температур на зовнішній і внутрішній поверхнях стінки.

Температура зовнішньої поверхні стінки, $^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{зоб.л}} = t_{\text{зоб.в}} + \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{зоб.в}}}{R} \cdot R_{\text{зоб.в}}, \quad (2.9)$$

$$t_{\text{зоб.л}} = 9,4 + \frac{18-9,4}{0,952} \cdot 0,067 = 11,1.$$

Температура внутрішньої поверхні стінки, $^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{вн.л}} = t_{\text{вн.в}} - \frac{t_{\text{вн.в}} - t_{\text{зоб.в}}}{R} \cdot R_{\text{вн.в}}, \quad (2.10)$$

$$t_{\text{вн.л}} = 18 - \frac{18-9,4}{0,952} \cdot 0,254 = 16,1.$$

Для розрахунку тепловтрат через стіни будівлі використовуємо таку формулу:

$$Q_{CT} = F_{CT} \cdot \frac{t_{BH} - t_{ЗОВ}}{R} \cdot n \cdot (1 + \beta) \quad (2.11)$$

де F_{CT} - площа поверхні огородження;

R - термічний опір огородження;

n - коефіцієнт, що враховує положення огороджувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря, для стін $n = 1$;

β - коефіцієнт, що враховує частку додаткового тепла до огорожі залежно від орієнтації огорожі до сторін світу:

північ $\beta = 0,1$,

південь $\beta = 0$,

схід $\beta = 0,1$,

захід $\beta = 0,05$.

Площа вікна, m^2 :

$$F_{вікн} = l_{вікн} \cdot h_{вікн} \quad (2.12)$$

$$F_{OK} = 1,86 \cdot 1,2 = 2,232.$$

Площа поверхні північної стіни будівлі знаходимо за формулою, m^2 :

$$F_{CT}^{ПІВ} = B \cdot L - N_{OK}^{ПІВ} \cdot F_{OK} \quad (2.13)$$

$$F_{CT}^{ПІВ} = 16,1 \cdot 9 - 8 \cdot 2,232 = 127,04.$$

Втрати через північну стіну, kBm :

$$Q_{CT}^{ПВ} = 127,04 \cdot \frac{18+22}{0,952} \cdot 1 \cdot (1 + 0,1) = 5,87.$$

Площа поверхні західної стіни будівлі, m^2 :

$$F_{CT}^{ЗАХ} = A \cdot L - N_{OK}^{ЗАХ} \cdot F_{OK} - N_{ДВ}^{ЗАХ} \cdot F_{ДВ}, \quad (2.14)$$

$$F_{CT}^{ЗАХ} = 139,62 \cdot 9 - 130 \cdot 2,232 - (2 \cdot 1,41 \cdot 2 + 1,8 \cdot 2) = 957,18.$$

Втрати через західну стіну, κBm :

$$Q_{CT}^{ЗАХ} = 957,18 \cdot \frac{18 - 9,4}{0,952} \cdot 1 \cdot (1 + 0,05) = 32,23.$$

Площа поверхні східної стіни будівлі, m^2 :

$$F_{CT}^{СХІД} = A \cdot L - N_{OK}^{СХІД} \cdot F_{OK} - N_{ДВ}^{СХІД} \cdot F_{ДВ}, \quad (2.15)$$

$$F_{CT}^{СХІД} = 139,62 \cdot 9 - 126 \cdot 2,232 - 3 \cdot 1,5 \cdot 2 = 966,35.$$

Втрати через східну стіну, κBm :

$$Q_{CT}^{СХІД} = 966,35 \cdot \frac{18 - 9,4}{0,952} \cdot 1 \cdot (1 + 0,1) = 34,66.$$

Площа поверхні південної стіни будівлі, m^2 :

$$F_{CT}^{ПВД} = B \cdot L, \quad (2.16)$$

$$F_{CT}^{ПВД} = 16,1 \cdot 9 = 144,90.$$

Втрати через південну стіну, κBm :

$$Q_{CT}^{ПВД} = 144,90 \cdot \frac{18+22}{0,952} \cdot 1 = 6,09.$$

Тепловтрати через зовнішні стіни будівлі, κBm :

$$Q_{CT} = Q_{CT}^{ПВ} + Q_{CT}^{ПВД} + Q_{CT}^{СХЦ} + Q_{CT}^{ЗАХ}, \quad (2.17)$$

$$Q_{CT} = 5,87 + 32,33 + 34,66 + 6,09 = 78,9.$$

2.2 Розрахунок тепловтрат через вікна будівлі

У даному випадку ми маємо справу з тришаровою плоскою стінкою. Два шари скла мають товщину 1,5 мм. Зважаючи вельми малої товщини стекол їх термічним опором нехтуємо, а враховуємо тільки повітряний прошарок, товщина якого $\delta = 0,08$ м. Заради полегшення розрахунку складний процес конвективного теплообміну в повітряному прошарку замінюється на елементарне явище теплопровідності, вводячи при цьому поняття еквівалентного коефіцієнта теплопровідності $\lambda_{екв}$.

Припустимо, що температура зовнішньої поверхні вікна $t_{зОВ.П} = 7,3$ °C, а температура внутрішньої поверхні вікна $t_{ВН.П} = 5,0$ °C, тоді середня температура повітряного прошарку, °C :

$$t_{CP} = 0,5 \cdot (t_{зОВ.П} + t_{ВН.П}), \quad (2.18)$$

$$t_{CP} = 0,5 \cdot (7,3 + 5,0) = 6,2.$$

Перепад температур, °C

$$\Delta t = t_{ВН.П} + t_{ЗОВ.П} = 5,0 + 7,3 = 12,3.$$

Термічний опір у внутрішньої поверхні вікна:

$$R_{ВН} = \frac{1}{\alpha_{К.ВН}}. \quad (2.19)$$

Всередині будівлі завжди спостерігається природна циркуляція повітря. Відомо, що конвективний коефіцієнт тепловіддачі при природній циркуляції повітря:

$$\alpha_{К.ВН} = f(Gr \cdot Pr). \quad (2.20)$$

Знайдемо ці критерії при температурі повітря в приміщенні $t_{ВН} = 18$ °C та висоті вікна $l = 1,2$ м. При цій температурі фізичні властивості повітря:

коефіцієнт теплопровідності повітря, $\frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$:

$$\lambda_n = 2,574 \cdot 10^{-2};$$

коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, $\frac{м^2}{с}$:

$$\nu_B = 14,88 \cdot 10^{-6};$$

число Прандтля $Pr = 0,7034$.

Коефіцієнт об'ємного розширення:

$$\beta_B = \frac{1}{t_{ВН} + 273} = \frac{1}{18 + 273} = 0,003436 \frac{1}{K},$$

$\Delta t = t_{BH} - t_{BH,II} = 18 - 5 = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$ - перепад температур.

Критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{\beta_B \cdot l^3 \cdot g \cdot \Delta t}{\nu_B^2}, \quad (2.21)$$

$$Gr = \frac{0,003436 \cdot 1,2^3 \cdot 9,81 \cdot 13}{(14,88 \cdot 10^{-6})^2} = 3,398 \cdot 10^9.$$

Розрахунок критерію Грасгофа на число Прандтля дорівнює:

$$Gr \cdot Pr = 3,398 \cdot 10^9 \cdot 0,7034 = 2,423 \cdot 10^9.$$

При $Gr \cdot Pr > 10^9$ рекомендується використовувати наступну формулу:

$$Nu = 0,15 \cdot \left(Gr \cdot Pr \right)^{0,33} \frac{\alpha_{KBH} \cdot l}{\lambda_B}, \quad (2.22)$$

отже:

$$\alpha_{KBH} = \frac{\lambda_n}{l} \cdot 0,15 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,33}, \quad (2.23)$$

де l - висота вікна, м;

λ_n - коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·°C);

$$\alpha_{KBH} = \frac{2,574 \cdot 10^{-2}}{1,2} \cdot 0,15 \cdot (2,423 \cdot 10^9)^{0,33} = 4,212 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Термічний опір у внутрішньої поверхні вікна, $\frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$:

$$R_{BH} = \frac{1}{4,212} = 0,237.$$

Термічний опір на зовнішній поверхні вікна:

$$R_{злв} = \frac{1}{\alpha_{зоб}} \quad (2.24)$$

Інтенсивність теплообміну зовнішньої поверхні вікна характеризується коефіцієнтом тепловіддачі, що дорівнює сумі конвективного коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{к.зоб}$ і коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням, $\alpha_{л.зоб}$, тобто:

$$\alpha_{зоб} = \alpha_{к.зоб} + \alpha_{л.зоб}, \quad (2.25)$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі є функція від числа Рейнольдса $\alpha_{к.зоб} = f(Re)$:

$$Re = \frac{\omega \cdot l}{\nu_B}, \quad (2.26)$$

де $\omega = 8 \frac{м}{с}$ - швидкість вітру;

$l = 1,2 м$ - висота вікна;

$\nu_{п}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, прийmemo за таблицею при

$$t_{зоб} = 9,4^{\circ}C \quad \nu_B = 11,704 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}.$$

Підставляючи дані значень, отримаємо:

$$Re = \frac{8 \cdot 1,2}{11,704 \cdot 10^{-6}} = 8,202 \cdot 10^5.$$

Термічний опір на зовнішній поверхні вікна, $\frac{м^2 \cdot ^{\circ}C}{Вт}$:

$$R_{зоб} = \frac{1}{35,921} = 0,028.$$

Загальний термічний опір, $\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$:

$$R = R_{BH} + R_{IP} + R_{ЗОВ}, \quad (2.27)$$

$$R = 0,237 + 0,489 + 0,028 = 0,754.$$

Перевірка прийнятих температур на зовнішній і внутрішній поверхнях вікна.

Температура зовнішньої поверхні вікна, $^\circ C$:

$$t_{ЗОВ.П} = t_{ЗОВ} + \frac{t_{BH} - t_{ЗОВ}}{R} \cdot R_{ЗОВ}, \quad (2.28)$$

$$t_{ЗОВ.П} = 9,4 + \frac{18 - 9,4}{0,754} \cdot 0,028 = 9,7.$$

Температура внутрішньої поверхні вікна:

$$t_{BH.П} = t_{BH} - \frac{t_{BH} - t_{ЗОВ}}{R} \cdot R_{BH}. \quad (2.29)$$

Температура внутрішньої поверхні вікна.

Визначення тепловтрат через вікна.

Для розрахунку тепловтрат через вікна будівлі використовуємо таку формулу:

$$Q_{OK} = F_{OK} \cdot \frac{t_{BH} - t_{ЗОВ}}{R} \cdot n \cdot (1 + \beta) \quad (2.30)$$

Площі поверхні вікон на північній, західній, східній та південній сторонах будівлі відповідно рівні, m^2 :

$$F_{OK}^i = F_{OK} \cdot N_{OK}^i, \quad (2.31)$$

$$F_{OK}^{ПІВ} = 2,232 \cdot 8 = 17,9;$$

$$F_{OK}^{ЗАХ} = 2,232 \cdot 130 = 290,2;$$

$$F_{OK}^{СХІД} = 2,232 \cdot 126 = 281,2;$$

$$F_{OK}^{ПІВД} = 0.$$

Втрати через вікна на північній, західній, східній та південній сторонах будівлі, *кВт* :

$$Q_{OK}^{ПІВ} = 17,9 \cdot \frac{18-9,4}{0,754} \cdot 1 \cdot (1 + 0,1) = 1,04;$$

$$Q_{OK}^{ЗАХ} = 290,2 \cdot \frac{18-9,4}{0,754} \cdot 1 \cdot (1 + 0,05) = 16,2;$$

$$Q_{OK}^{СХІД} = 281,2 \cdot \frac{18-9,4}{0,754} \cdot 1 \cdot (1 + 0,1) = 16,4;$$

$$Q_{OK}^{ПІВД} = 0.$$

Загальні тепловтрати через вікна будівлі, *кВт*:

$$Q_{OK} = Q_{OK}^{ПІВ} + Q_{OK}^{ЗАХ} + Q_{OK}^{СХІД} + Q_{OK}^{ПІВД}, \quad (2.32)$$

$$Q_{OK} = 1,04 + 16,2 + 16,4 + 0 = 33,6.$$

2.3 Розрахунок тепловтрат через безгорищне перекриття

Перекриття складається з плити залізобетонної $\delta_{ПЛ} = 0,22$ м, гравію керамзитового щільністю $\rho = 800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ $\delta_{ГР} = 0,20$ м, цементної стяжки $\delta_{ЦЕМ} = 0,02$ м и двох шарів руберойду товщиною $\delta_{РУБ} = 0,003$ м.

Коефіцієнти теплопередачі:

$$\lambda_{ПЛ} = 1,92 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}}$$

$$\lambda_{КЩ} = 0,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}}$$

$$\lambda_{ЦЕМ} = 0,76 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}}$$

$$\lambda_{РУБ} = 0,17 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{С}}$$

Термічний опір поверхні безгорищного перекриття.

Термічний опір перекриття, $\frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}$:

$$R_{ГОР} = \frac{\delta_{ПЛ}}{\lambda_{ПЛ}} + \frac{\delta_{КЩ}}{\lambda_{КЩ}} + \frac{\delta_{ЦЕМ}}{\lambda_{ЦЕМ}} + \frac{\delta_{РУБ}}{\lambda_{РУБ}}, \quad (2.33)$$

$$R_{ГОР} = \frac{0,22}{1,92} + \frac{0,2}{0,21} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{0,003}{0,17} = 1,11.$$

Термічний опір на внутрішній поверхні безгорищного перекриття:

$$R_{ВН} = \frac{1}{\alpha_{КВН}}, \quad (2.34)$$

Термічний опір на внутрішній поверхні безгорищного перекриття, $\frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}{\text{Вт}}$:

$$R_{BH} = \frac{1}{3,269} = 0,306.$$

Інтенсивність теплообміну зовнішньої поверхні без горищного перекриття характеризується коефіцієнтом тепловіддачі.

Термічний опір на зовнішній поверхні безгорищного перекриття, $\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Вт}$:

$$R_{ЗОВ} = \frac{1}{22,6} = 0,044.$$

Загальний термічний опір, $\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Вт}$:

$$R = R_{BH} + R_{ГОР} + R_{ЗОВ}, \quad (2.35)$$

$$R = 0,306 + 1,11 + 0,044 = 1,46.$$

Перевірка раніше прийнятих температур на зовнішній і внутрішній поверхнях безгорищного перекриття.

Температура зовнішньої поверхні безгорищного перекриття, $^\circ C$:

$$t_{ЗОВ.П} = t_{ЗОВ} + \frac{t_{BH} - t_{ЗОВ}}{R} \cdot R_{ЗОВ}, \quad (2.36)$$

$$t_{ЗОВ.П} = 9,4 + \frac{18 + 9,4}{1,46} \cdot 0,044 = 8,6.$$

Температура внутрішньої поверхні безгорищного перекриття, $^\circ C$:

$$t_{BH.П} = t_{BH} - \frac{t_{BH} - t_{ЗОВ}}{R} \cdot R_{BH}, \quad (2.37)$$

$$t_{\text{ВНЛ}} = 18 - \frac{18 - 9,4}{1,46} \cdot 0,306 = 9,6.$$

Визначення тепловтрат:

$$Q_{\text{ГОР}} = F_{\text{ГОР}} \cdot \frac{t_{\text{ВН}} - t_{\text{ЗОВ}}}{R} \cdot n, \quad (2.38)$$

де $F_{\text{ГОР}} = A \cdot B = 16,1 \cdot 139,62 = 2248 \text{ м}^2$ - площа безгорищного перекриття;

$n = 1$ - для перекриттів, дотичних з зовнішнім повітрям.

Тепловтрати через безгорищне перекриття будівлі, *кВт* :

$$Q_{\text{ГОР}} = 2248 \cdot \frac{18 + 22}{1,46} \cdot 1 = 61,6.$$

2.4 Розрахунок тепловтрат через підлогу, розташовану на ґрунті

На рисунку 2.2 зображено розрахункову схему підлоги будівлі.

Вихідні дані:

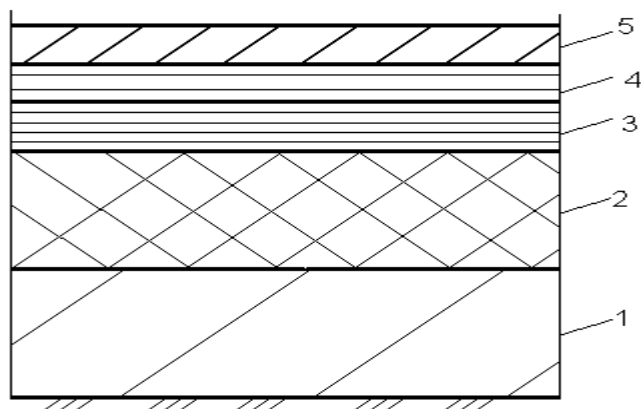


Рис. 2.2 - Розрахункова схема підлоги будівлі

1 - плита перекриття:

товщина $\delta_1 = 0,22\text{м}$, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_1 = 1,92 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^\circ\text{С}}$;

2 – теплоізоляція:

товщина $\delta_2 = 0,12\text{м}$, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_2 = 0,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^\circ\text{С}}$;

3 – цементна стяжка:

товщина $\delta_3 = 0,03\text{м}$, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_3 = 0,76 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^\circ\text{С}}$;

4 – прошарок цементно-піщана:

товщина $\delta_4 = 0,015\text{м}$, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_4 = 0,76 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^\circ\text{С}}$;

5 – покриття:

товщина $\delta_5 = 0,015\text{м}$, коефіцієнт теплопровідності $\lambda_5 = 0,76 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^\circ\text{С}}$.

Ширина підлоги: $B = 16,1\text{ м}$. Довжина підлоги: $A = 139,62\text{ м}$.

Втрати тепла через підлогу, розташовану на ґрунті або лагах, визначаємо по зонах-смугах шириною 2 м, паралельним зовнішнім стінам будинку. На рис.2.3 наведено розрахункову схему будинку, розташованого на ґрунті.

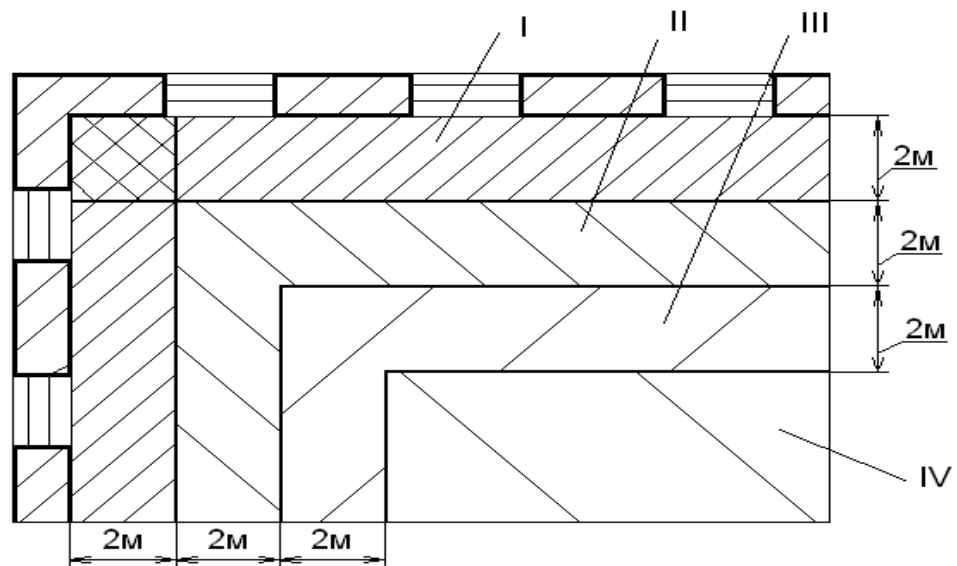


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема підлоги будинку, розташовану на ґрунті

Чим ближче смуга розташована до зовнішньої стінки, тим вона має менший термічний опір теплопередачі.

При підрахунку втрат тепла через підлогу, розташовану на ґрунті, поверхню ділянок підлоги біля кута зовнішніх стін (у першій двометровій зоні) вводиться в розрахунок двічі, тобто за напрямом обох стін, що становлять кут.

Термічний опір теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги на ґрунті.

Коефіцієнт теплопровідності плити покриття $\lambda_1 > 1,16 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot^\circ\text{C}}$, значить:

$$\text{для зони-смуг I: } R_{\text{н.I}} = 2,15 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$\text{для зони-смуг II: } R_{\text{н.II}} = 4,3 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$\text{для зони-смуг III: } R_{\text{н.III}} = 8,6 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}};$$

$$\text{для зони-смуг IV: } R_{\text{н.IV}} = 14,2 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

Опір теплопередачі утеплюючих шарів:

$$R_{\text{у.III}} = \sum_{i=2}^n \frac{\delta_{\text{у.С}}}{\lambda_{\text{у.С}}}. \quad (2.39)$$

Підставимо всі відомі значення у формулу:

$$R_{\text{у.III}} = \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} = \frac{0,12}{0,67} + \frac{0,03}{0,76} + \frac{0,015}{0,76} + \frac{0,015}{0,76} = 0,258 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

Опір теплопередачі утепленої підлоги.

Визначаємо для кожної зони за формулою:

$$R_{\text{у.II}} = R_{\text{н}} + R_{\text{у.III}}. \quad (2.40)$$

Для зони-смуг I:

$$R_{\text{у.II.I}} = R_{\text{н.I}} + R_{\text{у.III}} = 2,15 + 0,258 = 2,408 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

Для зони- смуг II:

$$R_{y.II} = R_{n.II} + R_{y.III} = 4,3 + 0,258 = 4,558 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}.$$

Для зони- смуг III:

$$R_{y.III} = R_{n.III} + R_{y.III} = 8,6 + 0,258 = 8,858 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}.$$

Для зони- смуг IV:

$$R_{y.IV} = R_{n.IV} + R_{y.III} = 14,2 + 0,258 = 14,458 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}.$$

Визначення площ зон, м^2 :

$$F_I = 4 \cdot (A + B) = 4 \cdot (139,62 + 16,1) = 622,88,$$

$$F_{II} = 4 \cdot (A + B - 12) = 4 \cdot (139,62 + 16,1 - 12) = 574,88,$$

$$F_{III} = 4 \cdot (A + B - 20) = 4 \cdot (139,62 + 16,1 - 20) = 542,88,$$

$$F_{IV} = (A - 12) \cdot (B - 12) = (139,62 - 12) \cdot (16,1 - 12) = 532,24.$$

Втрати тепла через підлогу, кВт :

$$Q_{\text{підл}} = \left(\frac{F_I}{R_{y.II}} + \frac{F_{II}}{R_{y.II}} + \frac{F_{III}}{R_{y.III}} + \frac{F_{IV}}{R_{y.IV}} \right) \cdot (t_{BH} - t_{3OB}) \quad (2.41)$$

$$Q_{\text{підл}} = \left(\frac{622,88}{2,408} + \frac{574,88}{4,558} + \frac{542,88}{8,858} + \frac{532,24}{14,458} \right) \cdot (18 + 22) = 19,3.$$

2.5 Розрахунок тепловтрат через двері

Тепловтрати через двері, κBm :

$$Q_{ДВ} = F_{ДВ} \cdot \frac{t_{ВН} - t_{ЗОВ}}{R} \cdot n \cdot (1 + \beta) \quad (2.42)$$

де $F_{ДВ}$ - площа дверей;

R - термічний опір дверей;

$R = 0,21 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$ - для зовнішніх дверей одинарних;

$R = 0,21 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$ - для зовнішніх дверей подвійних з тамбуром;

β - додаткові тепловтрати;

$\beta = 0,1$ - додаткові тепловтрати для зовнішніх дверей, орієнтованих на схід;

$\beta = 0,05$ - додаткові тепловтрати для зовнішніх дверей, орієнтованих на захід;

$\beta = 0,27 \cdot L$ - додаткові тепловтрати для подвійних дверей з тамбуром між ними, необладнаних повітряною завісою при висоті будівлі $L = 15 m$;

$n = 1$ - коефіцієнт, що враховує положення огорожувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря.

$$Q_{ДВ}^{СХІД} = 1,5 \cdot 2 \cdot \frac{18 - 9,4}{0,21} \cdot 1 \cdot (1 + 0,1) \cdot 3 = 1,89;$$

$$Q_{ДВ}^{ЗАХ} = 1,5 \cdot 2 \cdot \frac{18 - 9,4}{0,21} \cdot 1 \cdot (1 + 0,05) \cdot 2 + 1,8 \cdot 2 \cdot \frac{18 - 9,4}{0,43} \cdot 1 \cdot (1 + 0,27 \cdot 15) = 2,35$$

Тепловтрати через двері, κBm :

$$Q_{ДВ} = Q_{ДВ}^{СХІД} + Q_{ДВ}^{ЗАХ};$$

$$Q_{ДВ} = 1,89 + 2,35 = 4,2.$$

2.6 Розрахунок тепловтрат з інфільтрацією

Витрата теплоти на нагрівання інфільтра зовнішнього повітря в громадських будівлях для всіх приміщень визначають з двох розрахунків.

У першому розрахунку визначають витрату теплоти на підігрів зовнішнього повітря, що надходить в приміщення внаслідок роботи природної витяжної вентиляції.

У другому розрахунку визначають витрату теплоти на підігрів зовнішнього повітря, що проникає в ці ж приміщення через нещільність огорожень внаслідок теплового і вітрового тисків. Для визначення розрахункових втрат теплоти приміщеннями приймають найбільшу величину з певних за нижченаведеними формулами.

Витрату теплоти $Q_{ИФ1}$ визначають за формулою, $\frac{м^3}{год}$:

$$Q_{ИФ1} = 0,28 \cdot L \cdot \rho_H \cdot c \cdot (t_{ВН} - t_{ЗОВ}), \quad (2.43)$$

де L - витрата повітря, що видаляється, приймається $3 \frac{м^3}{год}$ на $1 м^2$ площі приміщень;

ρ_H - щільність зовнішнього повітря;

c - питома теплоємність повітря;

$$L = 3 \cdot 3 \cdot 139,62 \cdot 16,1 = 20230.$$

Питома вага γ і щільність повітря ρ_H можуть бути визначені за формулами:

$$\gamma = \frac{3463}{273+t_{30B}}, \quad (2.44)$$

$$\rho_H = \frac{\gamma}{g}, \quad (2.45)$$

$$\gamma = \frac{3463}{273+9,4} = 13,80 \frac{H}{m^3};$$

$$\rho_H = \frac{13,80}{9,81} = 1,41 \frac{kg}{m^3}.$$

Витрата теплоти, *кВт*:

$$Q_{IH\Phi_1} = 0,28 \cdot 20230 \cdot 1,41 \cdot 1 \cdot (18 - 9,4) = 128,3.$$

Витрата теплоти $Q_{IH\Phi_2}$ на підігрів зовнішнього повітря, що проникає в приміщення через нещільність огорожень внаслідок теплового і вітрового тисків, визначають:

$$Q_{IH\Phi_2} = 0,28 \cdot G \cdot c \cdot (t_{BH} - t_{30B}) \cdot k, \quad (2.46)$$

де G - витрата інфільтра повітря через огорожувальні конструкції;

k - коефіцієнт обліку зустрічного теплового потоку, що приймається для вікон і балконних дверей з роздільними палітурками рівним 0,8, для одинарних вікон і вікон зі спареними палітурками 1,0.

Для вікон величину витрати визначають як

$$G = \frac{0,216 \cdot \sum F \cdot \Delta P^{0,67}}{R_I}, \quad (2.47)$$

де ΣF - розрахункові площі огороження;

ΔP - різниця тисків повітря на зовнішній P_H та внутрішній поверхнях P_{BH} вікон;

Опір повітропроникності огорожі, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{Па}}{\text{кг}}$:

$$R_I = 0,26.$$

Різниця тисків повітря ΔP визначається з рівняння:

$$\Delta P = (H - h) \cdot (\gamma_H - \gamma_{BH}) + 0,5 \cdot \rho_H \cdot \omega^2 \cdot (C_{e,n} - C_{e,p}) \cdot k_1 - P_{int}, \quad (2.48)$$

де H - висота будівлі від рівня землі до гирла вентиляційної шахти (в безгорищних будівлях гирла шахти розташовують на 1 м вище покрівлі, в будинках з горищем на (4...5) м вище верху горищного перекриття, $H = 18,6$ м;

h - відстань від рівня землі до верху вікон, для яких визначається витрата повітря, $h = 2,6$ м;

γ_H, γ_{BH} - питома вага зовнішнього та внутрішнього повітря, $\frac{\text{Н}}{\text{м}^3}$:

$$\gamma_H = \frac{3463}{273+9,4} = 13,80;$$

$$\gamma_{BH} = \frac{3463}{273+18} = 11,90;$$

ω - розрахункова швидкість вітру;

$C_{e,n}$ та $C_{e,p}$ - аеродинамічні коефіцієнти будівлі відповідно для навітряної і підвітряної поверхонь, для будівлі прямокутної форми $C_{e,n} = 0,8$, $C_{e,p} = -0,6$;

k_1 - коефіцієнт обліку зміни швидкісного напору вітру залежно від висоти будівлі, $k_1 = 0,65$ при висоті будівлі до 15 м;

P_{int} - умовно-постійний тиск повітря, що виникає при роботі вентиляції з

штучним спонуканням, P_{int} .

Різниця тисків повітря, Па :

$$\Delta P_1 = (10,6 - 2,6) \cdot (13,80 - 11,90) + 0,5 \cdot 1,41 \cdot 8^2 \cdot (0,8 + 0,6) \cdot 0,65 - -0 = 56,26$$

;

$$\Delta P_2 = (10,6 - 5,6) \cdot (13,80 - 11,90) + 0,5 \cdot 1,41 \cdot 8^2 \cdot (0,8 + 0,6) \cdot 0,65 - 0 = 50,56;$$

$$\Delta P_3 = (10,6 - 8,6) \cdot (13,80 - 11,90) + 0,5 \cdot 1,41 \cdot 8^2 \cdot (0,8 + 0,6) \cdot 0,65 - 0 = 44,8.$$

Витрата інфільтрації повітря, $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$:

$$G_1 = \frac{0,216 \cdot 2,232 \cdot 82 \cdot 56,26^{0,67}}{0,26} = 2263;$$

$$G_2 = \frac{0,216 \cdot 2,232 \cdot 91 \cdot 50,56^{0,67}}{0,26} = 2338;$$

$$G_3 = \frac{0,216 \cdot 2,232 \cdot 91 \cdot 44,86^{0,67}}{0,26} = 2158;$$

$$G = 2263 + 2338 + 2158 = 6759.$$

Витрату теплоти, необхідної для підігріву цього повітря, визначають за формулою, кВт :

$$Q_{\text{инф}2} = \frac{0,28 \cdot 6759 \cdot 1 \cdot (18 + 22) \cdot 0,8}{3600} = 16,82.$$

У підсумковий розрахунок визначення тепловтрат приміщень прийнято

більше з двох визначень витрати теплоти на підігрів інфільтра повітря, тобто.

$$Q_{\text{ИФ}} = 128,3 \text{ кВт}.$$

2.7 Розрахунок тепловиділення від людей

В адміністративних, навчальних, житлових і побутових приміщеннях внутрішньому повітрю передається теплота від працюючих апаратів, машин і двигунів, гарячої продукції, освітлювальних приладів і людей, що знаходяться в приміщенні. Для адміністративної будівлі характерні значні теплонадходження від освітлювальних приладів і людей.

Тепловиділення від людей:

$$Q_L = q_L \cdot M_L, \quad (2.49)$$

де q_L – кількість теплоти, що виділяється однією людиною;

$M_L = 304$ л – число людей, що перебувають у приміщенні

Враховуючи інтенсивність виконуваної роботи і теплозахисні властивості одягу, тепловіддачу однією людиною визначають за формулою:

$$q_L = \beta_i \cdot \beta_{\text{ОД}} \cdot (2,5 + 10,3 \cdot v_n^{0,5}) \cdot (35 - t_{\text{ВН}}), \quad (2.50)$$

де β_i – коефіцієнт, що враховує інтенсивність роботи,

$\beta_i = 1$ для легкої роботи (інтелектуальної);

$\beta_{\text{ОД}}$ – коефіцієнт, що враховує теплозахисні властивості одягу,

$\beta_{\text{ОД}} = 0,65$ – для звичайного одягу;

v_n – швидкість руху повітря в приміщенні,

$$v_n = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$t_{\text{ВН}} = 18^\circ\text{C}$ – температура приміщення.

Тепловіддача однією людиною, Bm :

$$q_{\text{л}} = 1 \cdot 0,65 \cdot (2,5 + 10,3 \cdot 0,1^{0,5}) \cdot (35 - 18) = 63,62.$$

Тепловиділення від людей, Bm :

$$Q_{\text{л}} = 63,62 \cdot 304 = 19340.$$

2.8 Розрахунок тепловиділення від штучного освітлення

Тепловиділення від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{\text{осв}} = n \cdot N \cdot F, \quad (2.51)$$

де n - коефіцієнт переходу електроенергії в теплову,

$n = 0,5$ - для люмінесцентних ламп;

N - потужність ламп, якщо вона заздалегідь не відома, можна оцінити її з розрахунку $(50 \dots 100) \frac{Вт}{м^2}$ для добре освітлених приміщень $N = 50 \frac{Вт}{м^2}$.

Тепловиділення від штучного освітлення, $кВт$:

$$Q_{\text{осв}} = 0,50 \cdot 50 \cdot 139,62 \cdot 16,1 \cdot 3 = 168,6.$$

2.9 Тепловий баланс будівлі

У загальному випадку різниця тепловтрат $Q_{\text{ПОТ}}$ і тепловиділення $Q_{\text{ВИД}}$ визначає теплову потужність опалювальної установки для компенсації нестачі теплоти в приміщенні:

$$Q_{\text{ОП}} = Q_{\text{ПОТ}} - Q_{\text{ВИД}} = Q_{\text{СТ}} + Q_{\text{ВК}} + Q_{\text{ГОР}} + Q_{\text{ПЦД}} + Q_{\text{ДВ}} + Q_{\text{ИНФ}} - Q_{\text{Л}} - Q_{\text{ОПЛ}}, \quad (2.52)$$

$$Q_{\text{ОП}} = 78,9 + 33,6 + 61,6 + 19,3 + 4,2 + 128,3 - 19,3 - 168,6 = 138,0 \text{ кВт}$$

2.10 Питома теплова характеристика будівлі

Загальні тепловтрати будівлі $Q_{\text{БД}}$ прийнято відносити до 1 м^3 його зовнішнього обсягу та $1 \text{ }^\circ\text{C}$ розрахункової різниці температури. Одержуваний показник називають питомою тепловою характеристикою будівлі:

$$q_0 = \frac{Q_{\text{БД}}}{V_{\text{з}} \cdot (t_{\text{ВН}} - t_{\text{ЗОВ}})}, \quad (2.53)$$

де $Q_{\text{БД}}$ - тепловтрати будівлі, кВт

$$Q_{\text{БД}} = Q_{\text{СТ}} + Q_{\text{ВК}} + Q_{\text{ГОР}} + Q_{\text{ПЦД}} + Q_{\text{ДВ}} + Q_{\text{ИНФ}}, \quad (2.54)$$

$$Q_{\text{БД}} = 98,9 + 33,6 + 61,6 + 19,3 + 4,2 + 128,3 = 404,6.$$

V_3 – обсяг будинку по зовнішньому обміру, м^3

$$V_3 = 139,62 \cdot 16,1 \cdot 9 = 20231.$$

Питома теплова характеристика будівлі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$:

$$q_0 = \frac{404,6}{20231(18 + 22)} = 0,5.$$

Питому теплову характеристику, яка обчислюється після розрахунку тепловтрат, використовують для теплотехнічної оцінки конструктивно - планувальних рішень будівлі, порівнюючи її з середніми показниками для аналогічних будівель. Величина питомої теплової характеристики визначається, перш за все, розмірами світлових прорізів по відношенню до загальної площі зовнішніх огорожень (часток скління), так як коефіцієнт тепловіддачі заповнень світлових прорізів значно вище коефіцієнта тепловіддачі інших огорожень. Крім того, вона залежить від об'єму і форми будівель.

За допомогою довідкової літератури знаходимо, що для бюджетних будівель об'ємом більше 15000 м^3 $q_0^{\text{СПП}} = 0,46 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$.

Різниця між q_0 та $q_0^{\text{СПП}}$ рівна $0,04 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$ цілком допустима.

2.11 Тепловий розрахунок теплонасосної установки

Для даної будівлі вибираємо тепловий насос фірми STIEBEL ELTRON (Німеччина) марки WPL 604. Зробимо його розрахунок.

$Q_B = 150 \text{ кВт}$ - теплопродуктивність,

$t_{H1} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура тепловіддавача (конденсату) на вході у

випарник,

$t_{H2} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура тепловіддавача (конденсату) на виході з

випарника,

$t_{A2} = 49 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура теплоприймача на вході в конденсатор,

$t_{B1} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура теплоприймача на виході з конденсатора,

$\Delta t_I = 2 \text{ }^\circ\text{C}$ - різниця температур між гріючим і охолоджуючим середовищем у випарнику,

$\Delta t_K = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ - в конденсаторі,

$\Delta t_{OХЛ} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ - в охолоджувачі.

Принципову схему теплонасосної установки зображено на рис.2.4, а діаграму циклу теплонасосної установки на рис. 2.5.

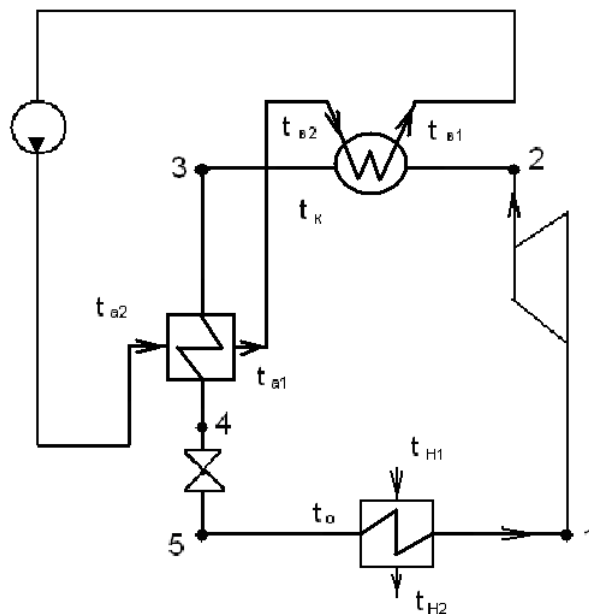


Рисунок 2.4 - Принципова схема теплонасосної установки

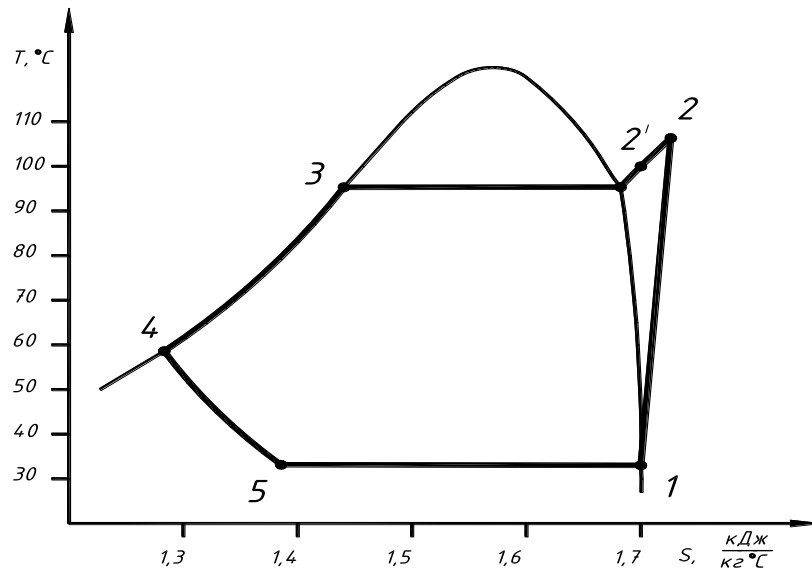


Рисунок 2.5 - Діаграма циклу теплонасосної установки

Температура випаровування, °C:

$$t_o = t_{H2} - \Delta t_l, \quad (2.55)$$

$$t_o = 36 - 2 = 34.$$

Температура конденсації, °C:

$$t_K = t_{B1} + \Delta t_K, \quad (2.56)$$

$$t_K = 90 + 5 = 95.$$

ККД компресора:

$$\eta_{EM} = 0,9;$$

$$\eta_i = \frac{T_o}{T_K}, \quad (2.57)$$

$$\eta_i = \frac{34+273}{95+273} = 0,83.$$

Значення параметрів у характерних точках:

$$t_4 = t_{A2} + \Delta t_{охл}, \quad (2.58)$$

$$t_4 = 49 + 10 = 59 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$l_K = \frac{h_2 - h_1}{\eta_i}, \quad (2.59)$$

$$l_K = \frac{448 - 421}{0,83} = 31 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_2 = h_1 + l_K, \quad (2.60)$$

$$h_2 = 421 + 31 = 452 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

В таблиці 2.1 наведені значення параметрів у характерних точках процесу.

Таблиця 2.1- Значення параметрів у характерних точках процесу

Точки	1	2	2r	3	4	5
$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	34	105	100	95	59	34
$p, \text{ МПа}$	0,86	3,0	3,0	3,0		0,86
$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,025			0,006		
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	421	452	448	350	285	285
$S, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{ } ^\circ\text{C}}$	1,70	1,72	1,70	1,44	1,28	1,38

Питома холодопродуктивність, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$:

$$q_0 = h_1 - h_5, \quad (2.61)$$

$$q_0 = 421 - 285 = 136.$$

Тепло, що відводиться від конденсатора, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$:

$$q_K = h_2 - h_3, \quad (2.62)$$

$$q_K = 452 - 350 = 102.$$

Тепло, що відводиться від охолоджувача, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$:

$$q_{OХЛ} = h_3 - h_4, \quad (2.63)$$

$$q_{OХЛ} = 350 - 285 = 65.$$

Баланс:

$$l_K + q_0 = q_K + q_{OХЛ}, \quad (2.64)$$

$$31 + 136 = 102 + 65;$$

$$167 = 167.$$

Масова витрата робочого агента, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$:

$$G = \frac{Q_B}{q_K + q_{OХЛ}}, \quad (2.65)$$

$$G = \frac{150}{102+65} = 0,90.$$

Об'ємна продуктивність компресора, $\frac{м^3}{с}$

$$V_K = v_1 \cdot G, \quad (2.66)$$

$$V_K = 0,025 \cdot 0,90 = 0,023.$$

Розрахункове теплове навантаження випарника, *кВт*

$$Q_o = q_o \cdot G, \quad (2.67)$$

$$Q_o = 136 \cdot 0,90 = 122.$$

Розрахункове теплове навантаження охолоджувача, *кВт*:

$$Q_{OХЛ} = q_{OХЛ} \cdot G, \quad (2.68)$$

$$Q_{OХЛ} = 65 \cdot 0,90 = 59.$$

Питома робота компресора, $\frac{кДж}{кг}$:

$$l = \frac{l_K}{\eta_{EM}}, \quad (2.69)$$

$$l = \frac{31}{0,9} = 34.$$

Питома витрата електроенергії на одиницю виробленого тепла:

$$E_{TH} = \frac{l}{q_K + q_{OxH}}, \quad (2.70)$$

$$E_{TH} = \frac{34}{102 + 65} = 0,204.$$

Електрична потужність компресора, *кВт*:

$$N_K = E_{TH} \cdot Q_B, \quad (2.71)$$

$$N_K = 0,204 \cdot 150 = 30,6.$$

Коефіцієнт трансформації:

$$\mu = \frac{1}{E_{TH}}, \quad (2.72)$$

$$\mu = \frac{1}{0,204} = 4,90.$$

Середня температура низькотемпературного тепловіддавача, *К*:

$$T_H^{CP} = \frac{T_{H1} + T_{H2}}{2}, \quad (2.73)$$

$$T_H^{CP} = \frac{70 + 35}{2} + 273 = 326.$$

Середня температура отриманого тепла, *К*:

$$T_B^{CP} = \frac{T_{B1} + T_{B2}}{2}, \quad (2.74)$$

$$T_B^{CP} = \frac{90 + 59}{2} + 273 = 348.$$

Коефіцієнт працездатності тепла:

$$\tau_{qK} = E_B = 1 - \frac{T_{OC}}{T_B^{CP}}, \quad (2.75)$$

$$\tau_{qK} = 1 - \frac{293}{348} = 0,158.$$

Ексергетичний ККД установки:

$$\eta_{\epsilon,H} = E_B \cdot \mu, \quad (2.76)$$

$$\eta_{\epsilon,H} = 0,158 \cdot 4,90 = 0,775.$$

2.12 Розрахунок елементів теплонасосної установки

2.12.1 Розрахунок випарника

В якості випарника виберемо теплообмінник з U-подібними трубами.

У кожухотрубчастих апаратах цієї конструкції забезпечується вільне подовження труб, що виключає можливість виникнення температурних напружень.

Такі апарати (рис. 1.2) складаються з кожуха і трубного пучка, що має одну трубну решітку і U-образні труби. Трубна решітка разом з розподільною камерою кріпиться до кожуха апарату на фланці.

Для забезпечення роздільного введення і виведення циркулюючого по трубах теплоносія в розподільній камері передбачена перегородка.

Теплообмінники типу U є двоходовими по трубному простору і одно-або двоходовими по міжтрубному простору. В останньому випадку в апараті встановлена поздовжня перегородка, яку вилучають із кожуха разом з трубним пучком. Для виключення перетікання теплоносія в зазорах між кожухом апарату і перегородкою біля стінки кожуха встановлюють гнучкі металеві пластини або прокладку з прогумованого азбестового шнура, покладену в паз перегородки. В апаратах типу U забезпечується вільне температурне подовження труб: кожна труба може розширюватися незалежно від кожуха і сусідніх труб. Різниця температур стінок труб по ходах в цих апаратах не повинна перевищувати 100 °С. В іншому випадку можуть виникнути небезпечні температурні напруги в трубній решітці внаслідок температурного стрибка на лінії стику двох її частин.

Перевага конструкції апарату типу U - можливість періодичного вилучення трубного пучка для очищення зовнішньої поверхні труб або повної заміни пучка. Однак слід зазначити, що зовнішня поверхня труб в цих апаратах незручна для механічного очищення.

Оскільки механічне очищення внутрішньої поверхні труб в апаратах типу U практично неможливе, в трубний простір таких апаратів слід направляти середовище, що не утворює відкладень, які вимагають механічного очищення.

Внутрішню поверхню труб в цих апаратах очищають водою, водяною парою, гарячими нафтопродуктами або хімічними реагентами. Іноді використовують гідромеханічний спосіб (подача в трубний простір потоку рідини, що містить абразивний матеріал, тверді кулі та ін.)

Один з найбільш поширених дефектів кожухотрубчастих теплообмінників типу U - порушення герметичності вузла з'єднання труб з трубною решіткою через вельми значні згинальні напруження, що виникають від маси труб і протікання в них середовища. У зв'язку з цим теплообмінні апарати типу U діаметром від 800 мм і більше для зручності монтажу та

зменшення згинальних напружень в трубному пучку обладнують роликowymi опорами.

Зробимо тепловий розрахунок випарника - U-образного теплообмінника горизонтального типу.

Вихідні дані до розрахунку:

- тиск що гріє конденсат $p_{\text{КОНД}} = 0,15 \text{ МПа}$,
- температура конденсату на вході $t_{\text{Н1}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$,
- температура конденсату на виході $t_{\text{Н2}} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$,
- тиск нагрівання фреону $p_{\text{ФР}} = 0,86 \text{ МПа}$,
- температура фреону $t_{\text{О}} = 34 \text{ }^\circ\text{C}$,
- витрата фреону $G_{\text{ФР}} = 0,90 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

Витрати гріючого конденсату, що надходить у випарник, з рівняння теплового балансу, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$:

$$G_{\text{КОНД}} = G_{\text{ФР}} \cdot \frac{h_1 - h_5}{(h_{\text{Н1}} - h_{\text{Н2}}) \cdot \eta}, \quad (2.77)$$

$$G_{\text{КОНД}} = 0,90 \cdot \frac{421 - 285}{(293 - 151) \cdot 0,98} = 0,88.$$

Кількість теплоти, передана гріючим конденсатом в випарнику, кВт :

$$Q = G_{\text{КОНД}} \cdot (h_{\text{Н1}} - h_{\text{Н2}}) \cdot \eta, \quad (2.78)$$

$$Q = 0,88 \cdot (293 - 151) \cdot 0,98 = 122.$$

Необхідна площа поверхні теплообміну може бути визначена з рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}. \quad (2.79)$$

Коефіцієнт теплопередачі прийемо в першому наближенні:

$$k = 2,65 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Необхідна площа поверхні в цьому випадку, м^2 :

$$F = \frac{122}{2,65 \cdot 11,8} = 3,93.$$

З урахуванням площі поверхні попередньо приймаються основні розміри випарника. Приймавши шахове розташування труб ($S_1 = 22 \text{ мм}$ і $S_2 = 19 \text{ мм}$) з коефіцієнтом заповнення трубної дошки $n_{\text{ТР}} = 0,48$ і швидкістю руху конденсату в трубах $\omega_{\text{КОНД}} = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, можна визначити число паралельних труб по ходу конденсату, од.:

Схема блоку конденсатовідвідника показана на рисунку 2.14.

$$z_1 = \frac{4G_{\text{КОНД}} \cdot v_{\text{КОНД}}}{\omega_{\text{КОНД}} \cdot \pi d_{\text{ВН}}^2}, \quad (2.80)$$

$$z_1 = \frac{4 \cdot 0,88 \cdot 0,00102}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0145^2} = 14.$$

При двоходовому русі води загальне число трубних решіток, развальцьованих в трубній дошці: $z = 2z_1 = 2 \cdot 14 = 28 \text{ од.}$

Площа трубної дошки, зайнята трубами, м^2 :

$$F_{\text{ТР}} = z \cdot \frac{\pi d_{\text{Н}}^2}{4} \cdot \frac{1}{\varepsilon}, \quad (2.81)$$

$$F_{TP} = 28 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 0,012.$$

Середня довжина труб, м :

$$l = \frac{F}{2z_1 \pi d_H}, \quad (2.82)$$

$$l = \frac{3,93}{2 \cdot 14 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 2,79.$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари до стінки труб необхідно спочатку встановити режим руху плівки конденсату.

Значення числа Рейнольдса для плівки конденсату на нижній кромці поверхні:

$$Re = \frac{QH}{(h_1 - h_g) \rho v}, \quad (2.83)$$

де Q - кількість теплоти, передана гріючим конденсатом;

H - середня активна довжина труб;

ρ - щільність фреону;

v - кінематична в'язкість фреону.

$$Re = \frac{122 \cdot 1,2}{(293 - 151) \cdot 40 \cdot 0,194 \cdot 10^{-6}} = 134800.$$

Оскільки $Re > Re_{KP} = 100$, то середній коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до пару, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$:

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_H} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}, \quad (2.84)$$

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{0,71}{0,016} \cdot 134800^{0,8} \cdot 3,5^{0,43} = 20280.$$

Фізичні параметри конденсату, що рухається всередині труб, приймаються при такому значенні температури, °C:

$$t = \frac{t_{H1} + t_{H2}}{2}, \quad (2.85)$$

$$t = \frac{70 + 36}{2} = 53.$$

Число Рейнольдса в цьому випадку:

$$Re_{\mathcal{J}} = \frac{\omega_{\text{КОНД}} d_{\text{ВН}}}{\nu_{\text{КОНД}}}, \quad (2.86)$$

$$Re_{\mathcal{J}} = \frac{0,5 \cdot 0,0145}{5,28 \cdot 10^{-7}} = 13740.$$

Отже, $Re_{\mathcal{J}} > Re_{\text{КР}}$, тобто режим руху конденсату турбулентний, при $t_{\mathcal{J}} \approx t_{\text{СТ}} = 53 \text{ } ^\circ\text{C}$, $Pr_{\text{СТ}} \approx Pr_{\mathcal{J}} = 3,365$, а $\varepsilon_{\text{В}} = 1$, тоді:

$$\overline{Nu}_{\mathcal{J}} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_{\text{В}}, \quad (2.87)$$

$$\overline{Nu}_{\mathcal{J}} = 0,021 \cdot 13740^{0,8} \cdot 3,365^{0,43} \cdot 1 = 72,3.$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі від конденсату до стінки труб, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$:

$$\bar{\alpha}_2 = \frac{\overline{Nu}_{\mathcal{J}} \cdot \lambda_{\mathcal{J}}}{d_{\text{ВН}}}, \quad (2.88)$$

$$\bar{\alpha}_2 = \frac{72,3 \cdot 0,647}{0,0145} = 3226.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.89)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{20280} + \frac{0,00075}{52} + \frac{1}{3226}} = 2676.$$

Похибка отриманого значення k становить 1 %, що припустимо.

Визначимо товщину стінки зварної циліндричної обичайки горизонтального апарату, що працює під внутрішнім тиском.

1. Вихідні дані:

– матеріал обичайки - сталь марки Ст3;

– проникність матеріалу обичайки в середовищі $\Pi = 0,06 \frac{мм}{год}$ ($C_K = 1$ мм,

$C_3 = 0$);

– тиск фреону $p_{ФР} = 0,86$ МПа;

– внутрішній діаметр $D_B = 0,3$ м;

– щільність фреону $\rho_{ФР} = 40 \frac{кг}{м^3}$;

– поздовжній зварний шов ручний стиковий двосторонній ($\phi_{Ш} = 0,95$);

– поправочний коефіцієнт $\eta = 1$.

2. Розрахунковий тиск в нижній частині обичайки з урахуванням гідростатичного тиску стовпа рідини визначаємо за формулою, : Мпа:

$$p = p_C + g\rho_{Ж}H_{Ж}10^{-6}, \quad (2.90)$$

$$p = 0,86 + 9,81 \cdot 40 \cdot 0,3 \cdot 10^{-6} = 0,86.$$

3. Номінальну напругу, що допускається для сталі марки Ст3 знаходимо за графіком $\sigma_{\delta}^* = 140$ МПа.

4. Допустиме напруження визначаємо за формулою, МПа:

$$\sigma_{\partial} = \eta \sigma_{\partial}^*, \quad (2.91)$$

$$\sigma_{\partial} = 1 \cdot 140 = 140.$$

5. Визначимо відношення визначальних параметрів σ_{∂} і p з урахуванням коефіцієнта ϕ_{III} :

$$\frac{\sigma_{\partial}}{p} \cdot \phi_{III} = \frac{140}{0,86} \cdot 0,95 = 133.$$

6. Номінальну розрахункову товщину стінки обичайки для даного відношення визначаємо за формулою, *мм*:

$$s' = \frac{D_{BP}}{2\sigma_{\partial}\phi_{III}}, \quad (2.92)$$

$$s' = \frac{0,3 \cdot 0,86}{2 \cdot 140 \cdot 0,95} = 2,15.$$

7. Вибираємо надбавку на округлення товщини стінки (до найближчого більшого розміру по сортаменту) $C_o = 0,85$ *мм*.

8. Сумарну прибавку до номінальної товщини стінки при $C_{\partial} = 0$ визначаємо за формулою, *мм*:

$$C = C_{\kappa} + C_{\partial} + C_o, \quad (2.93)$$

$$C = 1 + 0 + 0,85 = 1,85.$$

9. Товщину стінки обичайки з урахуванням надбавок визначаємо за формулою, *мм*:

$$s = s' + C, \quad (2.94)$$

$$s = 2,15 + 1,85 = 4.$$

10. Перевіримо умову:

$$\frac{s-C_k}{D_B} = \frac{4-1}{300} = 0,01 < 0,1,$$

тобто умова виконана.

11. Допустимий тиск в обичайці визначаємо за формулою, *МПА*:

$$p_{\partial} = \frac{2\zeta_{\partial}\phi_{III}(s-C_k)}{D_B+(s-C_k)}, \quad (2.95)$$

$$p_{\partial} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,95 \cdot (0,004 - 0,001)}{0,3 + (0,004 - 0,001)} = 2,63.$$

Визначимо висоту плоскої круглої трубної решітки типу II в апараті випарника.

1. Вихідні дані:

- внутрішній діаметр $D_B = 0,3$ м;
- тиск фреону $p_{\text{фр}} = 0,86$ МПа;
- тиск конденсату $p_{\text{конд}} = 0,15$ МПа;
- труби 16 x 0,75 мм;
- кількість труб в діаметрі $z = 7$;
- труби розміщені в решітці і закріплені в ній розвальцьовуванням;
- крок між трубами $t = 22$ мм;
- матеріал решітки - сталь ($\sigma_{\text{уд}} = 140$ МПа);
- $C_k = 2$ мм.

2. Номінальну розрахункову висоту решітки зовні визначаємо за

формулою, вибравши значення величин за таблицею $K = 0,28$, $D = D_B$,
 $p = p_{\Phi P}$:

$$h'_1 = 0,28 D_B \sqrt{\frac{p_{\Phi P}}{\sigma_{ud}}}, \quad (2.96)$$

$$h'_1 = 0,28 \cdot 0,3 \cdot \sqrt{\frac{0,86}{140}} = 0,007 \text{ м.}$$

3. Коефіцієнт ослаблення решітки отворами визначаємо за формулою:

$$\phi_o = \frac{D_B - \Sigma d}{D_B}, \quad (2.97)$$

$$\phi_o = \frac{0,3 - 7 \cdot 0,016}{0,3} = 0,627.$$

4. Номінальну розрахункову висоту решітки посередині визначаємо за формулою, вибравши значення величин K , D та ρ в ній за таблицею: $K = 0,47$,
 $D = D_B$ та $p = p_{\Phi P}$:

$$h' = 0,47 D_B \sqrt{\frac{p_{\Phi P}}{\phi_o \sigma_{ud}}}, \quad (2.98)$$

$$h' = 0,47 \cdot 0,3 \cdot \sqrt{\frac{0,86}{0,627 \cdot 140}} = 0,014 \text{ м.}$$

5. З урахуванням збільшень на корозію C_K , на округлення розмірів, а також з конструктивних міркувань, приймаємо $h_1 = 10$ мм та $h = 20$ мм.

2.12.2 Розрахунок конденсатора

Зробимо тепловий розрахунок конденсатора - U-образного теплообмінника горизонтального типу.

1. Вихідні дані до розрахунку:

- тиск нагріваємої опалювальної води $p_{OT} = 0,15 \text{ МПа}$,
- температура води на вході $t_{B2} = 59 \text{ }^\circ\text{C}$,
- температура води на виході $t_{B1} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$,
- тиск гріючого фреону $p_{\Phi P} = 3,0 \text{ МПа}$,
- температура фреону на вході в конденсатор $t_2 = 105 \text{ }^\circ\text{C}$,
- температура фреону на виході з конденсатора $t_2 = 95 \text{ }^\circ\text{C}$,
- витрата фреону $G_{\Phi P} = 0,90 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

2. Витрата нагріваємої опалювальної води, що надходить в конденсатор, з рівняння теплового балансу, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$:

$$G_{OT} = G_{\Phi P} \cdot \frac{h_2 - h_3}{(h_{B1} - h_{B2}) \cdot \eta}, \quad (2.99)$$

$$G_{\text{КОНД}} = 0,90 \cdot \frac{452 - 350}{(377 - 247) \cdot 0,98} = 0,72 .$$

3. Кількість теплоти, передана гріючим фреоном в конденсаторі, кВт :

$$Q = G_{\Phi P} \cdot (h_{B1} - h_{B2}) \cdot \eta, \quad (2.100)$$

$$Q = 0,90 \cdot (377 - 247) \cdot 0,98 = 92 .$$

4. Необхідна площа поверхні теплообміну може бути визначена з рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}. \quad (2.101)$$

5. Значення температурного напору при прийнятих вихідних даних, °C:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_E - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_E}{\Delta t_M}} = \frac{(t_3 - t_{B2}) - (t_2 - t_{B1})}{\ln \frac{t_3 - t_{B2}}{t_2 - t_{B1}}}, \quad (2.102)$$

$$\Delta t = \frac{(95 - 59) - (105 - 90)}{\ln \frac{95 - 59}{105 - 90}} = 24,0.$$

6. Коефіцієнт теплопередачі приймемо в першому наближенні $k = 2,0 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. Необхідна площа поверхні в цьому випадку, м^2 :

$$F = \frac{92}{2,0 \cdot 24,0} = 1,91.$$

7. З урахуванням площі поверхні попередньо приймаються основні розміри конденсатора. Прийнявши шахове розташування труб ($S_1 = 22 \text{ мм}$ та $S_2 = 19 \text{ мм}$) з коефіцієнтом заповнення трубної дошки $n_{\text{ТР}} = 0,48$ та швидкість руху опалювальної води в трубах $\omega_{\text{ОГ}} = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, можна визначити число паралельних труб по ходу руху води, од.:

$$z_1 = \frac{4G_{\text{ОГ}} \cdot v_{\text{ОГ}}}{\omega_{\text{ОГ}} \cdot \pi d_{\text{ВН}}^2}, \quad (2.103)$$

$$z_1 = \frac{4 \cdot 0,72 \cdot 0,00102}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0145^2} = 9.$$

8. При двоходовому русі води загальне число трубних решіток, развальцьованих в трубній дощі, од.:

$$z = 2z_1 = 2 \cdot 9 = 18.$$

9. Площа трубної дошки, зайнята трубами, m^2 :

$$F_{TP} = z \cdot \frac{\pi d_H^2}{4} \cdot \frac{1}{\varepsilon}, \quad (2.104)$$

$$F_{TP} = 18 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} \cdot \frac{1}{0,48} = 0,00754.$$

10. Середня довжина труб, м:

$$l = \frac{F}{2z_1 \pi d_H}, \quad (2.105)$$

$$l = \frac{1,91}{2 \cdot 9 \cdot 3,14 \cdot 0,016} = 2,12.$$

11. Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари до стінки труб необхідно спочатку встановити режим руху плівки конденсату.

12. Значення числа Рейнольдса для плівки конденсату на нижній кромці поверхні:

$$Re = \frac{QH}{r \rho' \nu}, \quad (2.106)$$

де Q - кількість теплоти, передана гріючим фреоном;

H - середня активна довжина труб;

ρ - щільність фреону;

ν - кінематична в'язкість фреону,

$$Re = \frac{92 \cdot 0,9}{90 \cdot 167 \cdot 0,18 \cdot 10^{-6}} = 29960.$$

13. Оскільки $Re > Re_{кр} = 100$, то середній коефіцієнт тепловіддачі від пара до стінок труб, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$:

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{\lambda}{d_H} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad , \quad (2.107)$$

$$\alpha_1 = 0,021 \cdot \frac{0,6}{0,016} \cdot 29960^{0,8} \cdot 3,4^{0,43} = 5082 .$$

14. Фізичні параметри води, що рухається всередині труб, приймаються при такому значенні температури, $^{\circ}C$:

$$t = \frac{t_{B1} + t_{B2}}{2}, \quad (2.108)$$

$$t = \frac{90 + 59}{2} = 75 .$$

15. Число Рейнольдса в цьому випадку:

$$Re_{Ж} = \frac{\omega_{OT} d_{BH}}{\nu_{OT}}, \quad (2.109)$$

$$Re_{Ж} = \frac{0,5 \cdot 0,0145}{3,914 \cdot 10^{-7}} = 18520 .$$

16. Отже, $Re_{Ж} > Re_{кр}$, тобто режим руху води турбулентний. При $t_{Ж} \approx t_{СТ} = 75^{\circ}C$, $Pr_{СТ} \approx Pr_{Ж} = 2,38$, а $\varepsilon_B = 1$, тоді:

$$\overline{Nu}_{Ж} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_B, \quad (2.110)$$

$$\overline{Nu}_{Ж} = 0,021 \cdot 18520^{0,8} \cdot 2,38^{0,43} \cdot 1 = 79,1 .$$

Визначимо товщину стінки зварної циліндричної обичайки горизонтального апарату, що працює під внутрішнім тиском.

1. Вихідні дані:

– матеріал обичайки - сталь марки Ст3;

– проникність матеріалу обичайки в середовищі $\Pi = 0,06 \frac{\text{мм}}{\text{год}}$ ($C_K = 1 \text{ мм}$, $C_s = 0$);

– тиск фреону $p_{\text{фр}} = 3,0 \text{ МПа}$;

– внутрішній діаметр $D_B = 0,2 \text{ м}$;

– щільність фреону $\rho_{\text{фр}} = 167 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

– поздовжній зварний шов ручний стиковий двосторонній ($\phi_{\text{ш}} = 0,95$);

– поправочний коефіцієнт $\eta = 1$.

2. Розрахунковий тиск в нижній частині обичайки з урахуванням гідростатичного тиску стовпа рідини визначаємо за формулою, *МПа*:

$$p = p_C + g\rho_{\text{ж}}H_{\text{ж}}10^{-6}, \quad (2.111)$$

$$p = 3,0 + 9,81 \cdot 167 \cdot 0,2 \cdot 10^{-6} = 3,0.$$

3. Номінальна напруга, що допускається для сталі марки Ст3 знаходимо за графіком $\sigma_{\delta}^* = 140 \text{ МПа}$.

4. Допустиме напруження визначаємо за формулою, *МПа*:

$$\sigma_{\delta} = \eta\sigma_{\delta}^*, \quad (2.112)$$

$$\sigma_{\delta} = 1 \cdot 140 = 140.$$

5. Визначимо відношення визначальних параметрів і з урахуванням коефіцієнта $\phi_{\text{ш}}$:

$$\frac{\sigma_{\partial}}{p} \cdot \phi_{III} = \frac{140}{3,0} \cdot 0,95 = 44.$$

1. Номінальну розрахункову товщину стінки обичайки для даного відношення визначаємо за формулою, мм:

$$s' = \frac{D_B p}{2\sigma_{\partial}\phi_{III}}, \quad (2.113)$$

$$s' = \frac{0,2 \cdot 3,0}{2 \cdot 140 \cdot 0,95} = 3,25.$$

7. Вибираємо надбавку на округлення товщини стінки (до найближчого більшого розміру по сортаменту) $C_o = 0,75$ мм.

8. Сумарну прибавку до номінальної товщини стінки при $C_{\partial} = 0$ визначаємо за формулою, мм:

$$C = C_{\kappa} + C_{\partial} + C_o, \quad (2.114)$$

$$C = 1 + 0 + 0,75 = 1,75.$$

9. Товщину стінки обичайки з урахуванням надбавок визначаємо за формулою, мм:

$$s = s' + C, \quad (2.115)$$

$$s = 3,25 + 1,75 = 5.$$

10. Перевіримо умову:

$$\frac{s - C_{\kappa}}{D_B} = \frac{5 - 1}{200} = 0,02 < 0,1,$$

тобто умова виконана.

11. Допустимий тиск в обичайці визначаємо за формулою, *МПа*:

$$p_{\partial} = \frac{2\zeta_{\partial}\phi_{III}(s-c_k)}{D_B + (s-c_k)}, \quad (2.116)$$

$$p_{\partial} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,95 \cdot (0,005 - 0,001)}{0,2 + (0,005 - 0,001)} = 5,22.$$

Визначимо висоту плоскої круглої трубної решітки типу II в апараті конденсатора.

1. Вихідні дані:

- внутрішній діаметр $D_B = 0,2$ м;
- тиск фреону $p_{\Phi P} = 3,0$ МПа;
- тиск опалювальної води $p_{OT} = 0,15$ МПа;
- труби 16 x 0,75мм;
- кількість труб в діаметрі $z = 6$;
- труби розміщені в решітці і закріплені в ній розвальцьовуванням;
- крок між трубами $t = 22$ мм;
- матеріал решітки - сталь ($\sigma_{u\partial} = 140$ МПа);
- $C_k = 2$ мм.

2. Номінальну розрахункову висоту решітки зовні визначаємо за формулою, вибравши значення величин за таблицею $K = 0,28$, $D = D_B$, $p = p_{\Phi P}$:

$$h'_1 = 0,28 D_B \sqrt{\frac{p_{\Phi P}}{\sigma_{u\partial}}}, \quad (2.117)$$

$$h'_1 = 0,28 \cdot 0,2 \cdot \sqrt{\frac{3,0}{140}} = 0,008 \text{ м.}$$

3. Коефіцієнт ослаблення решітки отворами визначаємо за формулою:

$$\phi_o = \frac{D_B - \sum d}{D_B}, \quad (2.118)$$

$$\phi_o = \frac{0,2 - 6 \cdot 0,016}{0,2} = 0,52.$$

4. Номінальну розрахункову висоту решітки посередині визначаємо за формулою, вибравши значення величин K , D та ρ в ній за таблицею: $K = 0,47$, $D = D_B$ і $\rho = \rho_{\Phi P}$:

$$h' = 0,47 D_B \sqrt{\frac{\rho_{\Phi P}}{\phi_o \sigma_{\omega \delta}}}, \quad (2.119)$$

$$h' = 0,47 \cdot 0,2 \cdot \sqrt{\frac{3,0}{0,52 \cdot 140}} = 0,019 \text{ м.}$$

5. З урахуванням збільшень на корозію C_k , на округлення розмірів, а також з конструктивних міркувань, приймаємо $h_1 = 12 \text{ мм}$ та $h = 25 \text{ мм}$.

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі розглянута можливість підвищення енергоефективності тепlopостачання закладу освіти м. Запоріжжя за рахунок реконструкції системи тепlopостачання й переходу на автономну систему тепlopостачання з впровадженням теплового насоса.

2. Розраховані тепловтрати будівлі, а саме: через зовнішні стінки будівлі, вікна, безчердачного перекриття, перекриття підлоги першого поверху, віконних отворів і зовнішніх дверей. Розраховано тепловий баланс між тепловтратами й теплонадходженням. Різниця тепловтрат і тепловиділення визначила теплову потужність опалювальної установки для компенсації нестачі теплоти в приміщенні, яка склала $Q_{оп}=138,0$ кВт.

3. Було зроблено тепловий розрахунок теплонасосної установки. Для даної будівлі обрано тепловий насос фірми STIEBEL ELTRON (Германія). Були також розраховані елементи теплонасосної установки (випарник і конденсатор). В якості випарника і конденсатора установки були обрані теплообмінники з U-подібними трубами.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. ДСТУ-Н Б.В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. [Чинний від 2010-11-01] – Київ: Мінрегіонбуд, 2010. – 127 с.
2. ДБН В.2.5-39:2008. Теплові мережі. [Чинний від 2009-01-07] - Київ, Мінрегіонбуд України, 2009. – 56 с.
3. ДБН В.2.5-67. Опалення, вентиляція та кондиціонування. [Чинний від 2014-01-01]. Київ, 2014. (Інформація та документація)
4. Варламов Р. Б., Любчик Р. М., Маляренко С. А. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії: Підручник. – К: ІВЦ "Політехніка", 2003. – 232 с.
5. Ткаченко С. Й. Розрахунки теплових схем і основи проектування джерел тепlopостачання / С. Й. Ткаченко, М. М. Чепурний, Д. В. Степанов. – Вінниця : ВНТУ, 2005. – 137 с.
6. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – [Чинний від 2014-01-01]. Київ: Мінрегіобуд України, 2013. - 101 с.
7. Безродний М. К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем тепlopостачання: монографія / М. К. Безродний, Н. О. Притула// НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка». - 2016. – С. 44-165.
8. Визначення теплового навантаження будівель та вибір системи тепlopостачання : навч. посіб. /В.В.Дубровська, В.І. Шкляр – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 116 с.
9. ДСТУ Б EN ISO 13790:2011. Енергоефективність будівель. Розрахунок енергоспоживання при опаленні та охолодженні. [чинний з 01.01.2013] – К.: НДІБК, 2011. – 229 с. – (Державний стандарт України).
10. ДБН В.2.6-31:2016 Теплова ізоляція будівель.: [Чинний від 2017-05-01]. Офіц. Вид. Київ : Мінрегіонбуд України, 2017.
11. Кравченко В. С., Саблій Л. А. Гаряче водопостачання будівель: Навч. Посібник. – Рівне: Рівненський державний технічний університет, 1999. -74с.
12. Методичні вказівки щодо теплових та гідравлічних розрахунків

пластинчастих теплообмінників (водоподогрівачів), що застосовуються в системах тепlopостачання. Тарадай А. М. «Харківтеплоенерго», 1998. -49с.

13. Норми та вказівки по нормуванню витрат палива та теплової енергії на опалення житлових та громадських споруд, а також на господарсько-побутові потреби на Україні. –Київ: КТМ 204 України 244-94, 1996.-636 с.

14. Правила користування тепловою енергією. /Міністерство енергетики України, Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України. –Київ, 1999. -74с

15. Правила технічної експлуатації систем тепlopостачання комунальної енергетики України / Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України. –Київ: 1999. -200с.

16. Боровков В.М., Аль Алавін А.А. Тепловий насос з двоступінчатим конденсатором // Промислова енергетика. - 2007. - № 8. - С. 40-43.

17. Кравченко Г.М. Оцінка ефективності роботи водяних систем опалення // Теплоенергетик. - 2004. - № 4. - С. 72-75.

18. Накоряков В.Є., Єлістратов С.Л. Енергетична ефективність комбінованих опалювальних установок на базі теплових насосів з електроприводом // Промислова енергетика. - 2008. - № 3. - С.28-33.

19. Миколаїв Ю.Є., Бакшеев А.Ю. Визначення ефективності теплових насосів, що використовують теплоту зворотної мережної води ТЕЦ // Промислова енергетика. - 2007. - № 9. - С. 14-17.

20. Matsevity Y.M. Alternative system of a heat supply on the basis of the thermal pump with the soil heat exchanger / Y.M. Matsevity, N. B. Chirkin, V. N. Ostapchuk// Energy saving, power engineering, energy audit. -2007.- №. 8. – pp 111-154.

21. Matsevity Y.M. About rational use of heatpump technologies in economy of Ukraine / Y.M. Matsevity, N. B. Chirkin, V. N. Ostapchuk// Energy saving, power engineering, energy audit. -2009.- №. 3. – pp 65-90.

22. Stepanenko V.A. Ukraine. Problems of financing of thermomodernization of residential multystoried buildings / V.A. Stepanenko //Portal-power. Effective

energy saving. – 2013. –pp. 11-33.

23. Arashi N. Evaluation of energy use in district heating and cooling plant using sewage and one using air as heat source./ N. Arashi, A. Inaba // Journal of Japan Institute of Energy. -2000. –pp, 446-454.

24. Гершкович В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В. Ф. Гершкович// ЧП “Энергоминимум”.- 2009. – С. 24-41.

25. Безродний М. К. Теплові насоси та їх використання: навч. посіб. / М. К. Безродний, І. І. Пуховий, Д. С. Кутра.// НТУУ «КПІ». - 2013. – С. 45-151.

26. ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. Чинний від 01.09.2010. // Мінрегіонбуд України.- 2010. – С. 12-20.