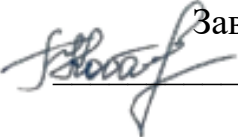


Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Херсонський навчально-науковий інститут

Кафедра теплотехніки

«Допущений до захисту»
 Завідувач кафедри теплотехніки
к.т.н., доцент Г.О. Кобалава
« 10 » червня 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: **«Розробка системи теплопостачання сховища біопалива загальною площею 480 м²»**

Виконав: студент **IV** курсу, групи **4247**
спеціальності

144 «Теплоенергетика»

(шифр і назва спеціальності)

«Теплоенергетика»

(назва освітньо-професійної програми)



Марія КОРЕНКОВА

(прізвище та ініціали)

Керівник

Олександр ВОІНОВ

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Віктор САМОХВАЛОВ

(прізвище та ініціали)

Херсон – 2026

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет ХННІ НУК, енерготехнічний факультет

Кафедра теплотехніки

Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

(шифр і назва)

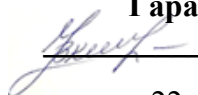
Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Гарант освітньої програми

 **к.т.н., доц. В.С. Корнієнко**

« 22 » квітня 2026 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

здобувач **Коренкова Марія Олексіївна, група 4247**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **Розробка системи теплопостачання сховища біопалива загальною площею 480 м²**

керівник роботи **Воїнов Олександр Петрович, д.т.н., професор**

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від « 22 » квітня 2026 року № 293уч

2. Термін подання студентом роботи « 10 » червня 2026 року.

3. Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ.

Розділ 1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання.

Розділ 2. Розробка системи водяного опалення.

2.1. Складання теплового балансу приміщень

2.2. Розрахунок теплових втрат через огороження

2.3. Теплові витрати через інфільтрацію

2.4. Надходження теплоти в приміщення

2.5. Вибір схеми системи опалення

2.6. Розрахунок реєстрів

2.7. Розрахунок радіаторів

2.8. Гідравлічний розрахунок

2.9. Розрахунок елеватора.

Розділ 3. Розробка системи вентиляції

3.1. Організація повітрообміну

3.2. Аеродинамічний розрахунок

3.3. Вибір калориферів

3.4. Вибір вентиляторів

Розділ 4. Розробка кожухотрубного теплообмінного апарата

4.1. Тепловий розрахунок

4.2. Гідравлічний розрахунок

4.3. Розрахунок на міцність.

Розділ 5. Розробка заходів з охорони праці.
Висновки.
Список використаних літературних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу

1. План типового поверху об'єкту з нанесенням системи опалення
2. План технічного поверху об'єкту з нанесенням системи вентиляції
3. Аксонометрична схема системи опалення
4. Аксонометрична схема системи вентиляції
5. Теплообмінний апарат.

Примітка: обсяг розрахунків та креслень узгоджується з керівником.

Оформлення кваліфікаційної роботи здійснюється у відповідності з вимогами ЄСКД та ДСТУ.
Розрахунково-пояснювальна записка (60...80 сторінок тексту) повинна відповідати вимогам ЄСКД та ДСТУ.

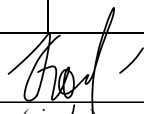
5. Дата видачі завдання « 22 » квітня 2026 року.

Дата представлення на кафедру « 10 » червня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

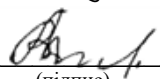
№ з/п	Назва етапів випускної магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Отримання завдань у керівника	28 квітня	вик
2.	Вступ + розділ 1 +План типового поверху об'єкту з нанесенням системи опалення	до 07 травня	вик
3.	Розділ 2 + Аксонометрична схема системи опалення	до 15 травня	вик
4.	Розділ 3 + План технічного поверху об'єкту з нанесенням системи вентиляції + Аксонометрична схема системи вентиляції	до 23 травня	вик
5.	Розділ 4 + Конструктивний вузол: Теплообмінний апарат	до 02 червня	вик
6.	Розділ 5 + Висновки	до 06 червня	вик
7.	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання кваліфікаційної бакалаврської роботи на кафедру	до 10 червня	вик

Здобувач


(підпис)

Марія КОРИУКОВА
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Олександр ВОІНОВ
(прізвище та ініціали)

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка системи теплопостачання сховища біопалива загальною площею 480 м² ХННІ НУК		
Студент		Коренкова М.О.					
Керівник		Воїнов О.П.					
Н. Контр.							
Зав. каф.		Кобалава Г.О.			Літ. Арк. Аркуші 4		

АНОТАЦІЯ

Коренкова Марія Олексіївна, група 4247.

Кваліфікаційну бакалаврську роботу виконано за темою: «Розробка системи теплопостачання сховища біопалива загальною площею 480 м²».

Кваліфікаційна робота на здобуття кваліфікації бакалавр за спеціальністю 144 Теплоенергетика (освітньо-професійна програма «Теплоенергетика»). Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, 2026 р.

В роботі розроблені системи опалення і вентиляції сховища біопалива. Виконані гідравлічні та аеродинамічні розрахунки, обрано основне обладнання. Система опалення вибрана двотрубна з верхньою розводкою. Параметри теплоносія: в подавальному трубопроводі температура складає 95°C, в зворотному трубопроводі 70°C. В якості опалювальних приладів вибрані: у складському приміщенні та підготовчому відділенні реєстри із гладких труб, у інших приміщеннях - чавунні радіатори 2К60П-500.

Розроблені схеми автоматизації припливної і витяжної вентиляційних установок. Забір зовнішнього повітря для систем вентиляції проводиться із чистої зони на висоті не менш 2 м від поверхні землі. Зовнішнє повітря, що подавалася припливними установками, підлягає фільтрації відповідно до діючих норм.

Розроблена конструкція кожухотрубного теплообмінного апарата для ГВП, виконані тепловий, гідравлічний розрахунки та розрахунок на міцність.

Розглянуті питання з охорони праці.

Ключові слова: система опалення, система вентиляції, теплообмінний апарат.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ABSTRACT

Maria Korenkova, Group 4247.

This bachelor's thesis is titled: "Design of a Heating System for a Biofuel Storage Facility with a Total Area of 480 m²."

Bachelor's thesis for obtaining a bachelor's degree in specialty 144 "Thermal Power Engineering" (educational program: "Thermal Power Engineering"). Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson, 2026.

The thesis presents designs for the heating and ventilation systems of the biofuel storage facility. Hydraulic and aerodynamic calculations were performed, and the main equipment was selected. A two-pipe heating system with top distribution was chosen. Heat transfer fluid parameters: the temperature in the supply pipe is 95°C, and in the return pipe, 70°C. The following heating devices were selected: in the storage room and preparation area, smooth-tube registers; in other rooms, 2K60П-500 cast-iron radiators.

Automation diagrams for the supply and exhaust ventilation systems have been developed. Outside air for the ventilation systems is drawn from a clean zone at a height of no less than 2 m above ground level. The outside air supplied by the supply units is filtered in accordance with current standards.

A shell-and-tube heat exchanger design for DHW has been developed, and thermal, hydraulic, and strength calculations have been performed.

Occupational safety issues have been addressed.

Keywords: heating system, ventilation system, heat exchanger.

					<i>КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП.....	
РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ. ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ПАРАМЕТРІВ	
1.1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання	
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ.....	
2.1. Складання теплового балансу приміщень.....	
2.2. Розрахунок теплових втрат через огороження.....	
2.3. Теплові витрати через інфільтрацію.....	
2.4. Надходження теплоти в приміщення.....	
2.5. Вибір схеми системи опалення	
2.6. Розрахунок регістрів	
2.7. Розрахунок радіаторів	
2.8. Гідравлічний розрахунок	
2.9. Розрахунок елеватора	
2.10. Висновки за розділом.....	
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	
3.1. Організація повітрообміну	
3.2. Аеродинамічний розрахунок	
3.3. Вибір калориферів	
3.4. Вибір вентиляторів.....	
3.5. Висновки за розділом	
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА	
4.1. Тепловий розрахунок	
4.2. Гідравлічний розрахунок	

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.3. Розрахунок на міцність	
4.4. Висновки за розділом	
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	
5.1 Охорона праці та техніка безпеки при проектуванні та експлуатації систем теплопостачання.....	
ВИСНОВКИ.....	
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

Для створення і підтримання необхідних умов клімату в приміщеннях житлових, громадських або виробничих необхідно, перш за все, прокладення систем опалення та вентиляції. Такі системи протягом всього періоду експлуатації підтримують нормативні параметри внутрішнього повітря і забезпечують хорошу працездатність і самопочуття людей.

Основними нормативними параметрами повітря в приміщеннях є температура, вологість, швидкість руху та газовий склад повітря, наявність частинок пилу. Створення оптимального мікроклімату в приміщеннях будівлі (нагрівання, охолодження, зволоження або підсушування повітря та його очищення) забезпечуються системами опалення, вентиляції та кондиціонування повітря.

Системи опалення призначені для подачі в приміщення тепла, потрібного для компенсації тепловтрат через зовнішні огорожувальні конструкції і підтримання в приміщенні заданої температури повітря. Це дозволяє встановити у приміщенні температурні параметри, необхідні для виконання певних типів робіт та створення сприятливих умов для персоналу.

Вентиляція призначена для забезпечення нормованих параметрів повітряного середовища приміщень, що регламентують вміст у повітрі кисню, вуглекислого газу, різних парів, пилу, а також температуру, відносну вологість та рухливість повітря в приміщенні. Щоб задовольнити ці вимоги, з певною частотою із приміщень видаляють забруднене повітря й замінюють його зовнішнім спеціально підготовленим повітрям. За допомогою систем вентиляції усувається шкідливий вплив на організм людини таких чинників, як надлишкова теплота, надлишкова волога, гази і пари хімічних речовин, пил. Крім цього система вентиляції запобігає виникненню небезпечних ситуацій у наслідок застою випарів легкозаймистих або токсичних речовин.

Сховище біопалива потребує встановлення сучасних систем опалення та вентиляції. Зберігання біопалива вимагає дотримання суворих температурних норм, які будуть запобігати надмірному випаровуванню та займанню спиртових

					<i>КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

парів, а встановлення системи вентиляції дозволить контролювати концентрацію випаровування, що знизить ризик отруєння персоналу та виникнення вибухонебезпечних ситуацій..

Мета роботи: Розробка систем теплопостачання сховища біопалива у площі 480 м².

Завдання: розробити сучасну, надійну та економічну систему теплопостачання сховища біопалива.

Для проєктування системи водяного опалення необхідно задати розрахункові параметри, обрати тип та параметри опалювальних приладів.

Розробити систему припливно-витяжної вентиляції, розрахувати теплообмінний апарат для системи гарячого водопостачання.

Об'єкт розробки: одноповерхова будівля сховища біопалива загальною площею 480 м². Розташована в Миколаївській області.

Структура та обсяг кваліфікаційної роботи. Робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел з 15 найменувань. Загальний обсяг роботи складає ____ стор., містить 5 рисунків, 12 таблиць та 5 креслень графічної частини.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.01			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 1			
Студент		Коренкова М.О.						
Керівник		Воінов О.П.						
Консульт.								
Зав.каф.		Кобалава Г.О.			ХННІ НУК			

РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТА, ДЛЯ ЯКОГО РОЗРОБЛЯЄТЬСЯ СИСТЕМА ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ. ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРАХУНКОВИХ ПАРАМЕТРІВ

1.1. Характеристика об'єкта, для якого розробляється система теплопостачання

Система теплопостачання розробляється для сховища біопалива, розташованого в межах Миколаївської області. Являє собою одноповерхову споруду, площею 480 м². Вікна та двері розташовані на південній стороні.

Розміри будівлі: ширина – 12,5 м; довжина – 38,4 м; висота – 6,34 м.

Конструктивні рішення

Вікна в будівлі сховища біопалива вибрані згідно вимогам освітлення ДБН В.2.5-28:2018. В приміщеннях застосовуються подвійне скління в дерев'яних роздільних рамах розміром 0,6 x 1,2 м.

Вхідні двері представлені у двох варіантах: зовнішні дерев'яні двері розміром 0,9 x 2 м; металеві двері розміром 0,9 x 2 м.

Ворота з подвійного матеріалу розміром 1,8 x 2,2 м.

Зовнішні стіни представляють конструкцію, яка складається із цегляної кладки, утепленої пінополістиролом і оштукатуреної. Товщина стін 200 мм.

Район будівництва характеризується наступними кліматичними умовами:

- середня температура найбільш холодної п'ятиднівки – мінус 20 °С;
- тривалість опалювального періоду 221 доба;
- середня температура повітря опалювального періоду мінус 4 °С;
- розрахункова швидкість вітру в січні 4,3 м/с;
- зона вологості - нормальна.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.01	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахункова температура у приміщеннях

Приміщення	Розрахункова температура повітря, °С
Склад	18
Підготовче відділення	18
Побутові приміщення	18
Венткамера	18
Електрощитова	18
Тепловий вузол	18
Кімната комірника	18
Коридор	18

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 2			
Студент	Коренкова М.О.							
Керівник	Воїнов О.П.							
Консульт.								
Зав.каф.	Кобалава Г.О.				ХННІ НУК			

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ

2.1. Складання теплового балансу приміщень

Балансом теплоти в приміщеннях називають співставлення втрат і надходжень теплоти у приміщення. Витрата теплоти компенсується системою опалення, отже потужність системи опалення визначається за формулою:

$$Q_{\text{с о}} = Q_{\text{втр}} - Q_{\text{над}},$$

де $Q_{\text{втр}} = Q_{\text{ог}} + Q_{\text{інф}}$ – втрати теплоти, кВт;

$Q_{\text{над}} = Q_{\text{пп}} + Q_{\text{елос}} + Q_{\text{л}}$ – надходження теплоти в приміщеннях, кВт.

2.2. Розрахунок теплових втрат через огородження

Теплові втрати через зовнішні конструкції огорожень знаходять як суму втрат через окремі конструкції (стіни, стелю, підлогу, двері, вікна).

Конструктивні характеристики об'єкту:

Стеля – залізобетонні панелі, утеплені піносілікатом (0,14 м).

Товщина стелі $\delta_{\text{пер}} = 0,34$ м (рис.2.1).

Зовнішні стіни – цегляна кладка, утеплена пінополістиролом (0,075 м) і оштукатурена. Товщина стіни $\delta_{\text{стін}} = 0,2$ м (рис.2.2).

Вікна – подвійне скління в дерев'яних роздільних рамах.

Розмір вікна: ширина $s_{\text{вік}} = 0,6$ м, висота $h_{\text{вік}} = 1,2$ м. Кількість вікон - 1 шт.

Двері:

Зовнішні дерев'яні двері шириною $s_{\text{дв1}} = 0,9$ м та висотою $h_{\text{дв1}} = 2$ м; кількість - 1 шт.;

Металеві двері шириною $s_{\text{дв2}} = 1,8$ м та висотою $h_{\text{дв2}} = 2,2$ м; кількість - 2 шт.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

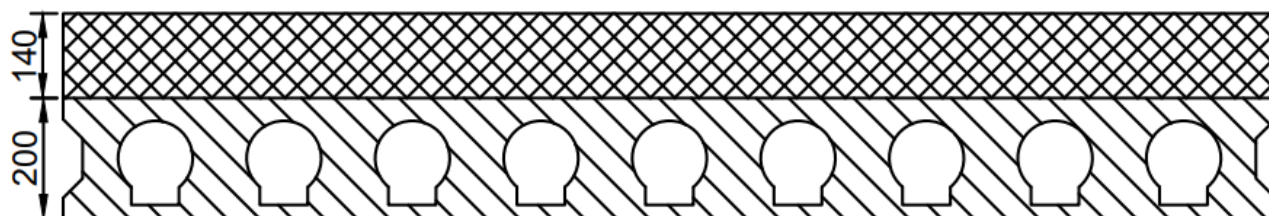


Рис. 2.1. Конструкція стелі

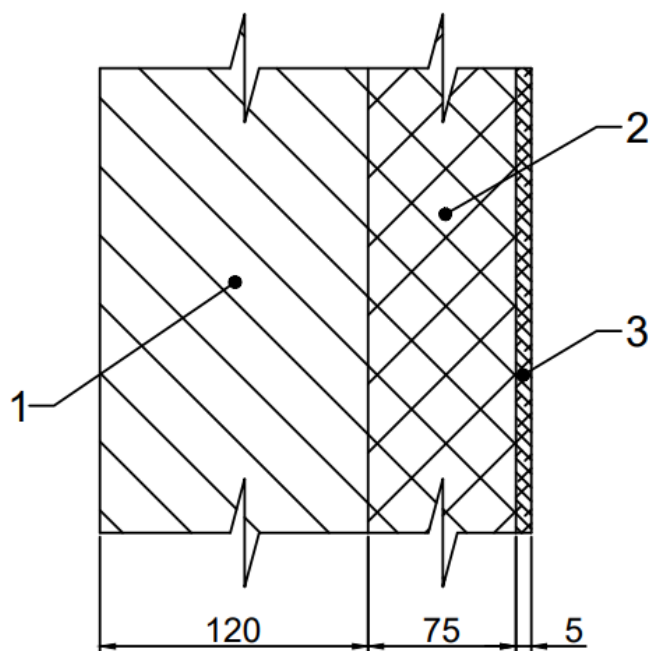


Рис. 2.2. Конструкція зовнішньої стіни

1 - Цегляна кладка; 2- Пінополістирол; 3- Штукатурка

Теплові втрати через зовнішні конструкції огорожень знаходять за формулою:

$$Q_{ог} = \sum_{S=1}^m k_i F_i (t_{вн} - t_{пз}) \cdot (1 + \sum \beta_i) \cdot n_i,$$

де F_i – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій, m^2 ;

$t_{вн}$ – температура всередині приміщення, $^{\circ}C$ [8];

$t_{пз} = t_n^B$ – розрахункова температура зовнішнього повітря, $^{\circ}C$ [8];

n_i – коефіцієнт, за допомогою якого ураховують зниження різниці температур яка залежить від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції [7];

β_1 – вплив орієнтації приміщення за сторонами світу;

β_2 – на проникливість повітря у приміщення з двома зовнішніми стінами;

β_3 – на розрахункову температуру зовнішнього повітря;

β_4 – на підігрів холодного повітря, що надходить через зовнішні двері без повітряних завіс. [7];

$k = \frac{1}{R_0}$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх конструкцій, Вт/(м²К);

R_0 - термічний опір теплопередачі, (м²К)/Вт.

Всі дані, необхідні для розрахунку теплових втрат, а також результати розрахунку вносимо до таблиці 2.1.

2.2.1. Теплові витрати через підлогу

Теплові витрати підлоги розраховуються наступним чином: площу підлоги розбивають на чотири зони шириною 2 м кожна, паралельні зовнішнім стінам (рис.2.3). Опір теплопередачі зони береться відповідно:

перша зона - $R_1=2,15$ (м²К)/Вт,

друга зона – $R_2=4,30$ (м²К)/Вт,

третя зона – $R_3=14,2$ (м²К)/Вт,

четверта зона – $R_4=14,20$ (м²К)/Вт.

Значення $\sum_1^4 \frac{F_i}{R_i}$ розраховується за формулою:

$$\sum_1^4 \frac{F_i}{R_i} = \frac{2a_1 + 2(2b_1)}{R_1} + \frac{2(a_1 - 4) + 2(2(b_1 - 4))}{R_2} + \frac{2(a_1 - 8) + 2(2(b_1 - 6))}{R_3} + \frac{(a_1 - 12)(b_1 - 6)}{R_4}$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

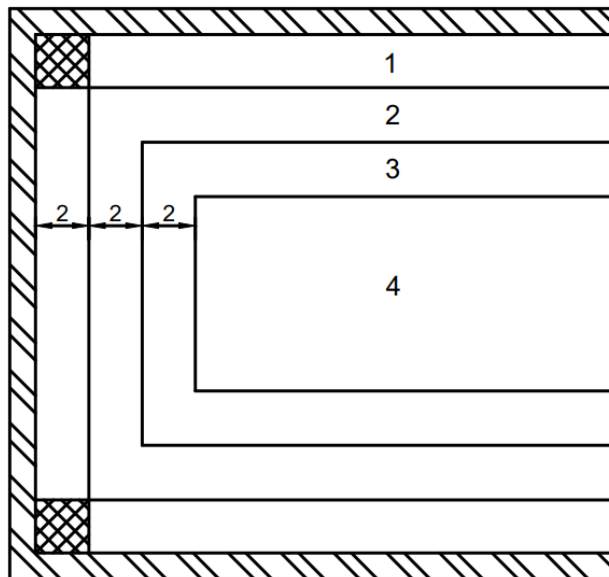


Рис.2.3. Розподіл площі підлоги на зони

Теплові втрати від підлоги для зони №1:

$$a_1 = 12,5 \text{ м};$$

$$b_1 = 28,58 \text{ м};$$

$$n_1 = 1;$$

$$\sum \beta_i = 0;$$

$$t_{\text{вн}} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{пз}} = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_1 := \frac{2 \cdot a_1 + 2 \cdot (2 \cdot b_1)}{R_1} + \frac{2 \cdot (a_1 - 4) + 2 \cdot (2 \cdot (b_1 - 4))}{R_2} + \frac{2 \cdot (a_1 - 8) + 2 \cdot (2 \cdot (b_1 - 6))}{R_3} + \frac{(a_1 - 12) \cdot (b_1 - 6)}{R_4} = 103.963$$

$$Q_{\text{нид1}} := \eta_1 \cdot (18 - (-20)) \cdot 1 \cdot 1 = 3.951 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Теплові втрати від підлоги для зони №2:

$$a_1 = 12,5 \text{ м};$$

$$b_1 = 8,77 \text{ м};$$

$$n_1 = 1;$$

$$\sum \beta_i = 0;$$

$$t_{\text{BH}} = 18^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{P3}} = -20^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_2 := \frac{2 \cdot a_2 + 2 \cdot (2 \cdot b_2)}{R_1} + \frac{2 \cdot (a_2 - 4) + 2 \cdot (2 \cdot (b_2 - 4))}{R_2} + \frac{2 \cdot (a_2 - 8) + 2 \cdot (2 \cdot (b_2 - 6))}{R_3} + \frac{(a_2 - 12) \cdot (b_2 - 6)}{R_4} = 38.767$$

$$Q_{\text{ni}\partial 1} := \eta_2 \cdot (18 - (-20)) \cdot 1 \cdot 1 = 1.473 \cdot 10^3 \quad \text{Вт}$$

Результати розрахунків внесені у таблицю 2.1.

2.2.1. Теплові втрати через стелю

Визначення теплових втрат від стелі виконують за формулою:

$$Q_{\text{CT}} = \sum_{s=1}^m k_{\text{CT}} F_{\text{CT}} (t_{\text{BH}} - t_{\text{P3}}) \cdot \left(1 + \sum \beta_i\right) \cdot n_{\text{CT}}$$

де k_{CT} - коефіцієнт теплопередачі стелі, Вт/(м²К);

F_{CT} – площа стелі, м².

Теплові витрати від стелі для зони №1 становитимуть:

$$n_{\text{CT1}} = 0,9;$$

$$k_{\text{CT1}} = 0,78 \text{ Вт/(м}^2\text{К)};$$

$$F_{\text{CT1}} = 357,25 \text{ м}^2$$

$$Q_{\text{cm1}} := 357.25 \cdot 0.78 \cdot (18 - (-20)) \cdot 1 \cdot 0.9 = 9.53 \cdot 10^3 \quad \text{Дж}$$

Теплові витрати від стелі для зони №2 становитимуть:

$$n_{\text{CT2}} = 0,9;$$

$$k_{\text{CT2}} = 0,78 \text{ Вт/(м}^2\text{К)};$$

$$F_{\text{CT2}} = 357,25 \text{ м}^2$$

$$Q_{\text{cm2}} := 109.625 \cdot 0.78 \cdot (18 - (-20)) \cdot 1 \cdot 0.9 = 2.924 \cdot 10^3 \quad \text{Дж}$$

Результати розрахунків внесені у таблицю 2.1.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.3. Теплові втрати через інфільтрацію

Теплові втрати на підігрів повітря, що інфільтрується у приміщення, визначається за формулою:

$$Q_{\text{інф}} = (0,05 \dots 0,15) Q_{\text{ог}}$$

де $Q_{\text{ог}}$ – сумарні теплові витрати через всі огороження об'єкта.

Для зони №1 витрати на інфільтрацію становитимуть:

$$Q_{\text{ог1}} = 22686,87 \text{ Дж}$$

$$Q_{\text{інф1}} := 22686.87 \cdot 0.1 = 2.269 \cdot 10^3$$

Для зони №2 витрати на інфільтрацію становитимуть:

$$Q_{\text{ог2}} = 8221,68 \text{ Дж}$$

$$Q_{\text{інф2}} := 8221.68 \cdot 0.1 = 822.168$$

2.4. Надходження теплоти в приміщення

Надходження теплоти в приміщення складається від людей та від освітлення

$$Q_{\text{над}} = Q_{\text{л}} + Q_{\text{ел ос}},$$

$$Q_{\text{л}} = \beta_{\text{р}} \cdot \beta_{\text{од}} (2,5 + 10,3 \sqrt{v_{\text{в}}}) \cdot (35 - t_{\text{вн}}) \cdot n_{\text{л}},$$

$$Q_{\text{ел ос}} = N_{\text{ел ос}} k.$$

де $\beta_{\text{р}}, \beta_{\text{од}}$ – коефіцієнти, що враховують інтенсивність роботи, яку виконує робітник, теплозахисні якості одягу на ньому;

$v_{\text{в}}$ – рухомість повітря в приміщенні, м/с;

$t_{\text{вн}}$ – температура в приміщенні, °С;

$n_{\text{л}}$ – кількість людей у приміщенні;

k – коефіцієнт, що враховує долю переходу електроенергії теплоту;

$N_{\text{ел ос}}$ – потужність приладів освітлення, Вт.

Результати розрахунків занесені до таблиці 2.1.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Надходження теплоти у зону №1

$$\beta_p := 1 \quad v_n := 0.1 \text{ м/с} \quad n_i := 2 \quad N_{ел.ос} := 1500 \text{ Вт}$$

$$\beta_{од} := 0.65 \quad t_{вн} := 18 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad k := 0.5$$

$$Q_{ел.ос} := 1500 \cdot 0.5 = 750 \text{ Вт}$$

$$Q_{л} := 1 \cdot 0.65 \cdot (2.5 + 10.3 \cdot \sqrt{0.1}) \cdot (35 - 18) \cdot 2 = 127.233 \text{ Вт}$$

$$Q_{над} := Q_{л} + Q_{ел.ос} = 877.233 \text{ Вт}$$

Надходження теплоти у зону №2

$$\beta_p := 1 \quad v_n := 0.1 \text{ м/с} \quad n_i := 3 \quad N_{ел.ос} := 2000 \text{ Вт}$$

$$\beta_{од} := 0.65 \quad t_{вн} := 18 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad k := 0.5$$

$$Q_{ел.ос} := 1500 \cdot 0.5 = 750 \text{ Вт}$$

$$Q_{л} := 1 \cdot 0.65 \cdot (2.5 + 10.3 \cdot \sqrt{0.1}) \cdot (35 - 18) \cdot 3 = 190.849 \text{ Вт}$$

$$Q_{над} := Q_{л} + Q_{ел.ос} = 940.849 \text{ Вт}$$

Таблиця 2.2

Баланс теплоти системи опалення будівлі

Номер прим.	Втрати				Надходження				Q с.о
	Q ог	Q інф	Q ін	Q сум	Q п.п	Q ел.ос	Q л	Q над	
1	22686,87	2268,69		24955,60	0	0	877,2	877,23	24078,33
2	8221,68	822,17		9043,85	0	0	940,9	940,85	8102,99
Всього				33999,40				1818,08	32181,33

Визначення питомої витрати теплоти на опалення споруд

Питомі витрати теплоти на опалення споруд визначається за формулою

$$q = \frac{Q_{с.о}}{V_{зоб}(t_{вн} - t_n^B)}$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де $V_{\text{зов}}$ – відповідно зовнішній об’єм споруди та середня, м^3 ;

$t_{\text{вн}}$ – середня температура у приміщеннях споруди, $^{\circ}\text{C}$;

k_q – коефіцієнт що враховує місце розташування приміщення по поверхам та сторонам світу.

Для споруди значення питомої втрати складає:

$$Q_{\text{с о}} = 32181,33 \text{ Вт};$$

$$V_{\text{зов}} = 3023 \text{ м}^3$$

$$q_{\text{буд}} := \frac{32181.33}{3.023 \cdot 10^3 \cdot (20 - (-18))} = 0.28 \quad \text{Вт/м}^3$$

Значення $q_{\text{буд}}$ порівнюється зі значенням $q_{\text{пит}}$ для складів $q_{\text{пит}} = 0,87$ за нормами, що задовольняє вимогам $q < q_{\text{пит}}$.

2.5. Вибір схеми системи опалення

Система опалення запроєктована двотрубна з верхнім розведенням. Параметри теплоносія: 95°C на подавальному трубопроводі та 70°C на зворотному.

В якості нагрівальних приладів прийняті: на складі спиртовмісних речовин і підготовчому відділенні реєстри з гладких труб, в інших приміщеннях - чавунні радіатори 2К60П-500. Опалювальні прилади в приміщеннях встановити не менше ніж 100 мм від поверхні стін. У опалювальних приладів в приміщенні складу спиртовмісних речовин передбачені екрани з негорючих матеріалів, які потрібно встановити на відстані 100 мм від приладів опалення.

2.6. Розрахунок реєстрів

Початкові дані:

Температура води на подавальному трубопроводі, $^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{вх}} = 95$

Температура води на зворотному трубопроводі, $^{\circ}\text{C}$ $t_{\text{вих}} = 70$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Температура повітря у приміщенні, °C	$t_{BH} = 18$
Діаметр труб регістра, мм	$D = 114$
Довжина труби регістра, м	$L = 3$
Кількість труб у регістрі, шт.	$N = 3$
Стала Стефана-Больцмана, Вт/(м ² ·К ²)	$C_0 = 5,669E-08$
Прискорення вільного падіння, м/с ²	$g = 9,81$
Теплопровідність повітря	$\lambda = 0,0258$
Ступінь чорноти	$\varepsilon = 0,81$

Середню температуру стінок труб t_{cm} , °C, обчислюємо:

$$t_{cm} := \frac{(t_{BX} + t_{BUX})}{2} = 82.5$$

Температурний напір dt , °C:

$$dt := t_{cm} - t_{BH} = 64.5$$

Коефіцієнт об'ємного розширення повітря β , 1/K:

$$\beta := \frac{1}{(t_{BH} + 273)} = 0.00344$$

Кінематична в'язкість повітря ν (м²/с):

$$\nu := 0.0000000001192 \cdot (t_{BH})^2 + 0.000000086895 \cdot t_{BH} + 0.000013306 = 0.0000149$$

Критерій Прандтля Pr :

$$Pr := 0.00000073 \cdot (t_{BH})^2 - 0.00028085 \cdot t_{BH} + 0.70934 = 0.70452$$

Площа тепловіддаючих поверхонь труб регістра, м²:

$$A := \pi \cdot \left(\frac{D}{1000} \right) \cdot L \cdot N = 3.22327$$

Тепловий потік випромінювання з поверхонь труб регістра опалення, Вт:

$$Q_{sun} := C_0 \cdot \varepsilon \cdot A \cdot \left((t_{cm} + 273)^4 - (t_{BH} + 273)^4 \right) \cdot 0.93^{(N-1)} = 1126.65606$$

Коефіцієнт тепловіддачі при випромінюванні в Вт / (м²·К):

$$a_u := \frac{Q_{sun}}{(dt \cdot A)} = 5.41919$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Критерій Грасгофа Gr:

$$Gr := g \cdot \beta \cdot \left(\frac{D}{1000} \right)^3 \cdot \frac{dt}{\nu^2} = 14488406.06201$$

Критерій Нуссельта Nu:

$$Nu := 0.5 \cdot (Gr \cdot Pr)^{0.25} = 28.26173$$

Коефіцієнт тепловіддачі при конвекції в Вт / (м²·К):

$$a_k := \frac{Nu \cdot \lambda}{\left(\frac{D}{1000} \right) \cdot 0.93^{(N-1)}} = 7.39515$$

Конвективну складову теплового потоку обчислюємо, Вт:

$$Q_k := a_k \cdot A \cdot dt = 1537.46128$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхонь регістру опалення повітря (Вт/(м²·К) і Ккал/(год·м²·К) знаходимо відповідно:

$$a := a_k + a_u = 12.81434$$

$$a' := a \cdot 0.85985 = 11.01841$$

Повну потужність теплового потоку регістра опалення, Вт і Ккал/год вважаємо відповідно:

$$Q := Q_k + Q_{sun} = 2664.11734$$

$$Q' := Q \cdot 0.85985 = 2290.74129$$

Результати розрахунку занесені до таблиці 2.3.

2.7. Розрахунок радіаторів

Температура води на подавальному трубопроводі, °С

$$t_{вх} = 95$$

Температура води на зворотному трубопроводі, °С

$$t_{вих} = 70$$

Температура повітря у приміщенні, °С

$$t_{вн} = 18$$

Теплове навантаження на приміщення, Дж

$$Q_{пр} = 8244$$

Кількість радіаторів, шт.

$$N = 6$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок тепловіддачі відкрито прокладених ділянок труб виконується за формулою:

$$Q_{\text{тр}} = \Sigma q_v l_v$$

де q_v – тепловіддача 1 м труби, Дж;

l_v – довжина трубопроводу, м.

$$q_{v_под} = 71 \text{ Дж}$$

$$q_{v_від} = 43 \text{ Дж}$$

$$l_{v_под} = 8,4 \text{ м}$$

$$l_{v_від} = 8,2 \text{ м}$$

$$Q_{\text{тр}} = q_{v_под} \cdot l_{v_под} + q_{v_від} \cdot l_{v_від} = 949 \text{ Дж}$$

Теплове навантаження на опалювальні прилади, Дж:

$$Q_{\Sigma пр} = 8244 - 949 = 7295 \text{ Вт}$$

Припустимо, що навантаження на всі прилади однакове. Тоді для одного радіатора:

$$Q_{пр} = Q_{\Sigma пр} / 6 = 7295 / 6 = 1215 \text{ Вт}$$

$$q_{ном} = 785 \text{ Вт/м}^2$$

$$n = 0,3$$

$$p = 0,02$$

$$c_{пр} = 1,039$$

$$\Delta t_{cp} = 0,5(t_{вх} + t_{вих}) - t_{вн} = 64,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Дійсна витрата води у нагрівальному елементі:

$$G_{пр} = \frac{Q_{пр}}{c(t_{ex} - t_{вих})} = \frac{1215}{4187(95 - 70)} = 0.012 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 43 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Для умов, відмінних від стандартних, розрахункова густина теплового потоку нагрівального приладу визначається:

$$q_{пр} := q_{ном} \cdot \left(\frac{\Delta t_{пр}}{70} \right)^{1+n} \cdot \left(\frac{G_{пр}}{0.1} \right)^p = 827.856 \text{ Вт/м}^2$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнти, що враховують додатковий тепловий потік нагрівальних приладів за рахунок округлення розрахункових величин та додаткові втрати теплоти приладами біля зовнішніх огорожень, $\beta_1 = 1,02$, $\beta_2 = 1,02$

Розрахункова поверхня нагріву безпосередньо нагрівального приладу

$$F_p = \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}}} \beta_1 \beta_2 = \frac{1215}{827.86} 1,02 \cdot 1,02 = 1.51 \text{ м}^2$$

Для радіатору типу 2К60П-500 f_1 – площа поверхні нагріву однієї секції, $f_1 = 0,224 \text{ м}^2$;

β_3 – коефіцієнт, що враховує кількість секцій в одному радіаторі, $\beta_3 = 1$;

$\beta_4 = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує спосіб установки радіатора в приміщенні.

Розрахункова кількість секцій чавунного радіатору:

$$N_p := \frac{F_p \cdot \beta_4}{f_1 \cdot \beta_3} = 7.08$$

Кількість секцій округляють до більшого цілого. При округленні кількості секцій до цілого числа у меншу сторону різниця у теплових навантаженнях мусить бути не більше 5 %, але не більш, ніж $0,1 \text{ м}^2$.

Приймаємо $N_{\text{уст}} = 7$ секцій

Результати розрахунку занесено до таблиці 2.3.

2.8. Гідравлічний розрахунок

Тиск гарячої води в тепловій мережі на вході	$P_{\text{вл}} - 120000 \text{ Па}$
Температура в подавальному трубопроводі	$t_1 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура в зворотному трубопроводі	$t_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура води, яка подається у систему опалення	$t_r = 95 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура води, яка виходять з системи	$t_o = 70 \text{ }^\circ\text{C}$
Густина води при температурі t_o , кг/м^3	$\rho_o = 977,81 \text{ кг/м}^3$
Густина води при температурі t_r , кг/м^3	$\rho_r = 961,22 \text{ кг/м}^3$
Швидкість руху води, м/с	$w = 0,072 \text{ м/с}$

Кількість води, що проходить по кожній ділянці циркуляційного кільця (д), визначаємо за формулою:

$$G_{\text{дл}} = \frac{3,6Q_{\text{дл}}}{c(t_{\Gamma} - t_0)} \beta_1 \beta_2$$

$\beta_1 = 1,02$ і $\beta_2 = 1,02$ – коефіцієнти врахування додаткових теплових потоків.

$$G_{din} := \frac{3.6 \cdot 2664}{4.19 \cdot (95 - 70)} \cdot 1.02 \cdot 1.02 = 95.254$$
$$\rho = \frac{\rho_o + \rho_{\Gamma}}{2} = 969,515 \text{ кг/м}^3$$
$$\Delta p_{\text{дин}} := \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 2.513$$

Таблица 2.4

За схемою теплопроводів			За попереднім розрахунком								
№	Q _{діл} , Вт	I _{діл} , м	G _{діл} , кг/год	d, мм	w, м/с	R, Па	RI, Па	Δрдин, Па	Σξ	Z, Па	(RI+Z), Па
1	15980	5,15	571,38	25	0,277	56	288,4	37,19	12,7	472,38	760,776
2	13320	10,7	476,27	20	0,368	123	1316,1	65,64	4,9	321,67	1637,774
3	10660	10,7	381,16	20	0,293	82	877,4	41,62	4,9	203,92	1081,318
4	7992	10,7	285,76	20	0,225	46	492,2	24,54	4,9	120,25	612,450
5	5328	10,7	190,51	20	0,149	22	235,4	10,76	4,9	52,734	288,134
6	2664	9,75	95,25	20	0,072	5,1	49,7	2,513	3,4	8,54	58,269

На кожній ділянці визначаються види місцевих опорів $\Sigma\zeta$ та заносяться до таблиці 2.5.

Таблиця 2.5.

Коефіцієнти місцевих опорів головного кільця

Номер ділянки	Діаметр, мм	Попередній розрахунок	
		Місцевий опір	Коефіцієнт місцевого опору
1	25	1/2 оп. приладу	1
		Відвід 90° (2х0,6)	1,2
		Трійник на відвід	1,5
		Вентиль прямий	9
		Σ	12,7
2	20	1/2 оп. приладу	1
		Відвід 90° (4х0,6)	2,4
		Трійник на відвід	1,5
		Σ	4,9
3	20	1/2 оп. приладу	1
		Відвід 90° (4х0,6)	2,4
		Трійник на відвід	1,5
		Σ	4,9
4	20	1/2 оп. приладу	1
		Відвід 90° (4х0,6)	2,4
		Трійник на відвід	1,5
		Σ	4,9
5	20	1/2 оп. приладу	1
		Відвід 90° (4х0,6)	2,4
		Трійник на відвід	1,5
		Σ	4,9
6	20	Відвід 90° (4х0,6)	2,4
		Трійник на відвід	1,5
		Σ	3,9

2.9. Розрахунок елеватора

Основною розрахунковою характеристикою елеватора є коефіцієнт змішування U – відношення маси охолодженої води, що підмішується, $G_{\text{п}}$ до маси води, що поступає в елеватор з теплової мережі, $G_{\text{с}}$.

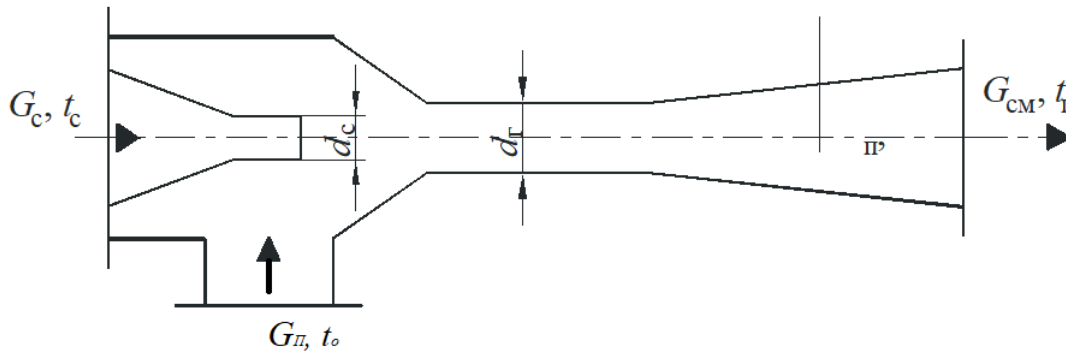


Рис. 2.4. Елеватор

Коефіцієнт змішування:

$$U = \frac{t_1 - t_2}{t_2 - t_o} = 2,2.$$

Кількість води, що циркулює в системі опалення, кг/год:

$$G_{\text{см}} = 571,4$$

Циркуляційний тиск, Па:

$$\Delta p_{\text{нас}} := \frac{p_{\text{ел}}}{1,4 \cdot (1 + U)^2} = 8,371 \cdot 10^3$$

Діаметр горловини, мм:

$$d_z := 87,7 \cdot \sqrt{\frac{G_{\text{см}}}{1000 \cdot \sqrt{\Delta p_{\text{нас}}}}} = 6,931$$

Діаметр сопла повинен бути:

$$d_c := \frac{d_z}{1 + U} = 2,166 \text{ мм}$$

За таблицею обираємо елеватор №1

Номер елеватора	1	2	3	4	5	6	7
Діаметр горловини, мм	15	20	25	30	35	47	59

2.10. Висновки за розділом

Тепловий баланс: За результатами розрахунків, сумарні теплові втрати будівлі через зовнішні огороження складають 33999,40 Вт. З урахуванням побутових теплонадходжень від людей та освітлення у розмірі 1818,08 Вт, розрахункова потужність системи опалення, необхідна для компенсації тепловтрат, становить 32181,32 Вт.

Використання сучасних теплоізоляційних матеріалів (пінополістиролу $\delta=75$ мм для стін та піносілікату $\delta=140$ мм для перекриття) дозволило досягти нормативних показників теплового опору. Це підтверджується тим, що розрахована питома теплова характеристика об'єкта не перевищує допустимих значень.

Вибір системи опалення: Для забезпечення рівномірного прогріву приміщень сховища біопалива запроєктована двотрубна система водяного опалення з верхнім розведенням. Обрано температурний графік теплоносія 95/70 °С.

На основі теплотехнічного розрахунку визначено необхідну кількість та тип опалювальних приладів. Встановлено чавунні радіатори 2К60П-500 та реєстри з гладких труб, що відповідають санітарно-гігієнічним та технічним вимогам до споруд даного типу.

Гідравлічний розрахунок дозволив визначити оптимальні діаметри трубопроводів для забезпечення стабільної циркуляції. Приєднання до зовнішньої тепломережі з параметрами 150/70 °С передбачено через елеваторний вузол із водоструминним елеватором №1, що гарантує надійну роботу внутрішньої системи.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.02		Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата			

Таблиця 2.3

Розрахунок реєстрів

Номер приміщення	Кількість труб у реєстрі, шт.	Довжина реєстру, м	Діаметр труби реєстра, мм	Кількість встановлених реєстрів, шт.	Потужність теплового потоку реєстра, Вт
1	3	3	114	9	2664

Таблиця 2.3

Розрахунок радіаторів

Номер приміщення	Теплова потужність, Вт	Температура повітря в приміщенні, °C	Температура теплоносія на вході, °C	Температура теплоносія на виході, °C	Температурний напір, °C	Витрата теплоносія, кг/год	Розрахункова густина теплового потоку, Вт/м2	Поправковий коефіцієнт β1	Поправковий коефіцієнт β2	Тепловіддача теплопроводів, Вт	Тепловіддача для одного приладу, Дж	Розрахункова площа приладу, м2	Поправковий коефіцієнт β3	Поправковий коефіцієнт β4	Розрахункова кількість секцій, шт.	Установлена кількість секцій, шт.
2	8244	18	95	70	64,5	43	828	1,02	1,02	949	1215	1,51	1	1,05	7,08	7

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.03			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 3			
Студент	Коренкова М.О.							
Керівник	Воїнов О.П.							
Консульт.								
Зав.каф.	Кобалава Г.О.				ХННІ НУК			

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

3.1. Організація повітрообміну

Вентиляція з приміщення підготовчого відділення сховища біопалива запроектована системою В4. Витяжка компенсується припливом від системи П1. У приміщенні складу загально обмінна витяжка здійснюється періодично системами ВЕ1 ... ВЕ3. Приплив в приміщення складу в холодний період - природний, а на теплий період в приміщенні складу запроектовано кондиціонування повітря. У побутових приміщеннях витяжка запроектована з механічним і природним спонуканням, яка компенсується припливом від системи П2, а також в літній час передбачається провітрювання через фрамуги вікон.

Потрібну витрату повітря знаходять за формулою:

$$L = n \cdot V, \text{ м}^3/\text{г}$$

де n - кратність повітрообміну;

V - об'єм приміщення, м^3

Розрахунок об'єктів занесений до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Розрахунок повітрообміну приміщень

№	Найменування	Об'єм приміщення, м^3	Кратність повітрообміну, $\text{м}^3/\text{год}$		Розрахунковий повітрообмін, $\text{м}^3/\text{год}$	
			приплив	витяжка	приплив	витяжка
1	Венткамера	120,36	1	1	120,36	120,36
2	Побутове приміщення	98,0	4	4	392	392
3	Кімната комірника	84,24	3	3	252,72	252,72
4	Підготовче відділення	146,4	5	5	732	732
5	Склад	1950,26	2	2	3900,52	3900,52
6	Душова кімната	12,92	8	8	103,36	103,36
7	Туалет	17,28	9	9	155,52	155,52

№	Найменування	Об'єм приміщення, м ³	Кратність повітрообміну, м ³ /год		Розрахунковий повітрообмін, м ³ /год	
			приплив	витяжка	приплив	витяжка
8	Електрощитова	73,26	2	2	146,52	146,52
9	ТВ	47,46	2	2	94,92	94,92

3.2. Аеродинамічний розрахунок

Аеродинамічний розрахунок повітроводів зводиться до визначення розмірів їх поперечного перетину на різних ділянках, вирівнюванню опорів для забезпечення заданої витрати повітря по отворах, відгалуженням і магістралям і до підрахунку втрат тиску, які вони надають руху повітря.

Послідовність аеродинамічного розрахунку:

1) Вибирається магістраль. Магістраль це є мережа повітроводів, на якій втрати тиску найбільші.

2) Магістраль розбивається на ділянки. Ділянкою називають частину повітроводу, на якому витрата повітря і перетин однакові.

3) На кожній ділянці розраховується поперечний перетин повітроводу за формулою:

$$F = \frac{L}{v \cdot 3600}$$

де L – витрата повітря, м³/г;

v – швидкість руху повітря у повітроводі, м/с

4) За знайденим перетином підбирають стандартний перетин повітроводу. Далі робиться перерахунок швидкості за формулою:

$$v = \frac{L}{F \cdot 3600}$$

5) Втрати тиску на один погонний метр повітроводу находимо:

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho$$

де d – діаметр повітроводу, м;

ρ – щільність повітря, кг/м³;

v – швидкість повітря у повітроводі, м/с;

λ – коефіцієнт опору тертя, знаходимо за формулою:

$$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{\kappa_e}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25}$$

κ_e - величина еквівалентної шорсткості, $\kappa_e=0,1$ мм;

Re - число Рейнольдса: $\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}$

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, $\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

6) Знаходимо втрати тиску на тертя:

$$\Delta P_{TP} = R \cdot l$$

де R – втрати тиску на один погонний метр повітроводу, Па/м;

l - довжина розрахункової ділянки, м.

7) Находяться втрати тиску в місцевих опорах (відведення, перехід, трійник, вхід в решітку, вихід з решітки і т. д.).

Втрати тиску в місцевих опорах знаходяться за формулою:

$$\Delta P_{m.c.} = \sum \xi \cdot P_{дин}, \text{ Па}$$

8) Находяться загальні втрати тиску:

$$\Delta P_{общ} = \Delta P_{TP} + \Delta P_{МС}, \text{ Па}$$

Для зручності розрахунки зведені у таблиці.

Таблиця 3.2

Аеродинамічний розрахунок системи П1

Номер ділянки	Навантаження, L м/г	Довжина L, м	Розміри каналу, мм	Еквівалентний діаметр, дєкв, мм	Швидкість, м/с	Питомі втрати R, Па/м	Динамічні втрати тиску, Па	Сума КМС, $\Sigma \xi$	Втрати в МС Zi, Па	Втрати на тертя Ri·li, Па	Сумарні втрати тиску Ri·li+Zi, Па
1	732	18,65	200	200	6,472	7,00	130,50	6,00	783,00	130,50	913,50
Сумарні втрати тиску											913,50

КРБ.144.4247.03.05.П3.03	Лист
Изм. Лист № документа Підпис Дата	

Таблиця 3.3

Аеродинамічний розрахунок системи П2

Номер ділянки	Навантаження, L м/г	Довжина I, м	Розміри каналу, мм	Еквівалентний діаметр, декв, мм	Швидкість, м/с	Питомі витрати, R, Па/м	Динамічні витрати тиску, Па	Сума КМС, Σ£	Витрати в МС Zi, Па	Витрати на тертя Ri·li, Па	Сумарні витрати тиску Ri·li+Zi, Па
1	765,08	2,85	220	220	5,591	4,30	12,30	2,00	24,60	12,30	36,90
2	644,72	2,65	200	200	5,701	5,43	14,39	4,00	57,56	14,39	71,95
3	252,72	7,5	150	150	3,973	4,69	35,20	2,00	70,40	35,20	105,60
Сумарні витрати тиску											214,45

Таблиця 3.4

Аеродинамічний розрахунок системи В4

Номер ділянки	Навантаження, L м/г	Довжина I, м	Розміри каналу, мм	Еквівалентний діаметр, декв, мм	Швидкість, м/с	Питомі витрати R, Па/м	Динамічні витрати тиску, Па	Сума КМС, Σ£	Витрати в МС Zi, Па	Витрати на тертя Ri·li, Па	Сумарні витрати тиску Ri·li+Zi, Па
1	712,5	5	200	200	6,3	6,63	33,16	12,00	397,86	33,16	431,02
Сумарні витрати тиску											431,02

Таблиця 3.5

Аеродинамічний розрахунок системи ВЕ

Назва об'єкту	Навантаження, L м³/г	Довжина I, м	Діаметр d, мм	Швидкість, м/с
BE1 - BE3	1300	5,4	500	0,225
BE4	103,4	5,4	125	0,018
BE5	155,52	5,4	125	0,027
BE6	146,52	5,4	125	0,025
BE7	94,92	5,4	125	0,016

3.3. Вибір калорифера

Проводимо розрахунок калориферу для системи П1

Теплова потужність калориферу визначається за формулою, Вт:

$$Q_{\text{кал}} = 0,278 \cdot C_{\text{п}} \cdot \rho \cdot L \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{к1}}),$$

де 0,278 - перевідний коефіцієнт;

$C_{\text{в}}$ - теплоємність повітря, $C_{\text{в}} = 1,005$ кДж/(кг·°C);

ρ – щільність повітря, $\rho = 1,21$ кг/м;

L – витрата зовнішнього повітря, $L = 732$ м/г;

$t_{\text{п}}$ - температура повітря після калориферу, $t_{\text{п}} = 25$ °C;

$t_{\text{к1}}$ - температура повітря перед калорифером, $t_{\text{к1}} = -20$ °C

$$Q_{\text{кал}} := 0.287 \cdot C_{\text{п}} \cdot \rho \cdot L \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{к1}}) = 11496.27$$

Витрата води, яка проходить через калорифер, кг/с:

$$G_{\text{W}} = \frac{Q_{\text{кал}}}{C_{\text{W}} \cdot (t_{\text{W1}} - t_{\text{W2}})}$$

де C_{W} - теплоємність води, $C_{\text{W}} = 4198$ Дж/(кг·°C);

t_{W1} - температура води на вході в калорифер, $t_{\text{W1}} = 95$ °C;

t_{W2} - температура води на виході з калорифера, $t_{\text{W2}} = 70$ °C

$$G_{\text{W}} := \frac{Q_{\text{кал}}}{C_{\text{W}} \cdot (t_{\text{W1}} - t_{\text{W2}})} = 0.11$$

З умови нерозривності площа фронтального перетину калорифера, м²:

$$f_{\text{в}} = \frac{L}{3600 \cdot v}$$

де L - витрата повітря, яке проходить через калорифер, $L = 732$ м³/г;

v - швидкість повітря, приймаємо $v = 4$ м/с

$$f_{\text{в}} := \frac{L}{3600 \cdot v} = 0.051$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вибираємо калорифер ВНВ243,1-066 з площею фронтального перетину $0,067\text{ м}^2$ і поверхнею нагріву $8,1\text{ м}$. При цьому швидкість повітря, м/с :

$$\nu := \frac{L}{3600 \cdot f_{\epsilon}} = 3.035$$

Аналогічний розрахунок проводиться для системи П2.

Теплова потужність калориферу, Вт :

$$Q_{ka} := 0.287 \cdot C_n \cdot \rho \cdot L \cdot (t_{\Pi} - t_{K1}) = 1869.12$$

де $0,278$ - перевідний коефіцієнт;

C_{ϵ} - теплоємність повітря, $C_{\epsilon} = 1,005\text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

ρ – щільність повітря, $\rho = 1,21\text{ кг/м}$;

L – витрата зовнішнього повітря, $L = 765,1\text{ м/г}$;

t_{Π} - температура повітря після калориферу, $t_{\Pi} = 25\text{ }^\circ\text{C}$;

t_{K1} - температура повітря перед калорифером, $t_{K1} = 18\text{ }^\circ\text{C}$

Витрата води, яка проходить через калорифер, кг/с :

$$G_W := \frac{Q_{ka}}{C_W \cdot (t_{W1} - t_{W2})} = 0.018$$

де C_w - теплоємність води, $C_w = 4198\text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

t_{w1} - температура води на вході в калорифер, $t_{w1} = 95\text{ }^\circ\text{C}$;

t_{w2} - температура води на виході з калорифера, $t_{w2} = 70\text{ }^\circ\text{C}$

Із умови нерозривності площа фронтального перетину калорифера, м^2 :

$$f_{\epsilon} := \frac{L}{3600 \cdot \nu} = 0.053$$

L - витрата повітря, яке проходить через калорифер, $L = 765,1\text{ м}^3/\text{г}$;

ν - швидкість повітря, приймаємо $\nu = 4\text{ м/с}$,

Вибираємо калорифер ВНВ243,1-066 (ТОВ "Вентсистемс") з площею фронтального перетину $0,067\text{ м}^2$ і поверхнею нагріву $8,1\text{ м}$. Виготовляється за європейською технологією, що забезпечує високу ефективність і енергоощадження.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

При цьому швидкість повітря, м/с:

$$\nu := \frac{L}{3600 \cdot f_s} = 3.172$$

Характеристики калорифера ВНВ243,1-066:

- розміри фронтального перетину: 655 x 400 мм;
- температурний графік: 95/70 °С;
- маса сухого калорифера: m=10 кг;
- об'єм рідини в калорифері : V=2л;
- тепловиробник: Q=14,2 кВт;
- аеродинамічний опір: Па;
- витрата води: G_w=0,098 кг/с

3.4. Вибір вентилятора

Для підбору вентилятора необхідно знати: продуктивність, м³/г та загальні втрати тиску, які складають:

- втрати тиску в мережі повітроводів (на тертя і місцеві опори), Па. Втрати тиску беруться з запасом 10%,
- втрати тиску в вентиляційній установці, Па.

Приймаємо відцентровий вентилятор з діаметром робочого колеса 250 мм.

Вибрані вентилятори зведені в таблицю 3.6.

Таблиця 3.6

Підбір вентиляторів

Система	Втрати тиску, Па	Витрата повітря, м ³ /г	Марка вентилятора	Марка двигуна	Потужність двигуна, кВт	Кількість обертів за хвилину
П1	913,5	732	ВЦ 4-75 №2,5	АИР63А4	0,25	1500
П2	214,45	765,1	ВЦ 4-75 №2,5	АИР63А4	0,25	1500
В4	431,02	712,5	ВЦ 4-75 №2,5	АИР63А4	0,25	1500

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

3.5. Висновки за розділом

Для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату в сховищі біопалива запроєктовано комплексну систему вентиляції. У підготовчому відділенні передбачена механічна припливно-витяжна система (П1 та В4), а для складських приміщень — періодична витяжка за допомогою систем ВЕ1–ВЕ3, що дозволяє ефективно видаляти забруднене повітря та вологу.

Параметри припливного повітря: На основі розрахунку повітрообміну за кратністю визначено необхідні об'єми повітря для кожного приміщення. Для основного технологічного циклу розрахункова витрата повітря, що проходить через систему підготовки, становить 765,1 м³/год.

Вибір обладнання для нагріву: Для підігріву припливного повітря в холодний період року обрано калорифер марки ВНВ243,1-066 із поверхнею нагріву 8,1 м². При роботі на теплоносії з параметрами 95/70 °С калорифер забезпечує теплову потужність 14,2 кВт, що повністю покриває потреби системи при заданій швидкості повітря у фронтальному перетині.

Запроєктована система передбачає можливість кондиціонування повітря в складських приміщеннях у теплий період року та використання природного провітрювання через фрамуги у побутових зонах, що сприяє оптимізації енерговитрат.

Технічні рішення щодо підбору вентиляторів та калориферів базуються на аеродинамічних характеристиках мережі та теплотехнічних розрахунках, що гарантує надійну роботу систем згідно з вимогами ДБН.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.03	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 4			
Студент	Коренкова М.О.							
Керівник	Воїнов О.П.							
Консульт.								
Зав.каф.	Кобалава Г.О.				ХННІ НУК			

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА

4.1. Тепловий розрахунок

Міжтрубний простір

$T_{l_ex} := 10$ температура холодної води на вході в підігрівач, °C

$T_{l_exx} := 60$ температура холодної води на виході, °C

$P_l := 0.2$ тиск води на вході в підігрівач, МПа

$G_l := 0.5$ витрата води, кг/с

$z_1 := 5$ кількість ходів.

Всередині-трубний простір

$T_{2_ex} := 90$ температура гарячої води на вході, °C

$T_{2_exx} := 70$ температура гарячої води на виході, °C

$z_2 := 1$ кількість ходів

Властивості теплоносіїв

Холодна вода

Властивості води розраховуються за апроксимаційними формулами або беруться з таблиць [3]:

середня температура, °C:

$$T_l := \frac{T_{l_ex} + T_{l_exx}}{2} = 35$$

середня температура, K:

$$T_l := T_l + 273 = 308$$

питома теплоємність води, Дж/(кг·K):

$$C_l := 4.176 \cdot 10^3$$

густина води, кг/м³:

$$\rho_l := 980$$

коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м·K):

$$\lambda_l := 0.626$$

коефіцієнт кінематичної в'язкості води, м²/с:

$$\nu_l := 7.458 \cdot 10^{-7}$$

Гаряча вода

Властивості води розраховуються за апроксимаційними формулами або з таблиць [15]:

середня температура води, °C:

$$T_2 := \frac{T_{2_ex} + T_{2_вих}}{2} = 80$$

середня температура, K:

$$T_2 := T_2 + 273 = 353$$

питома теплоємність води, Дж/(кг·K):

$$C_2 := 4.195 \cdot 10^3$$

густина води, кг/м³:

$$\rho_2 := 980$$

коефіцієнт теплопровідності води, Вт/(м·K):

$$\lambda_2 := 0.676$$

коефіцієнт кінематичної в'язкості води, м²/с:

$$\nu_2 := 3.66 \cdot 10^{-7}$$

Тиск гарячої води на вході в підігрівач повинен бути вище атмосферного тиску тому, що температура води на вході більше 100 °C.

З таблиць властивостей води тиск насичення для температури 115°C дорівнює 0,115 МПа. З запасом приймаємо:

$$p_2 := 0.12$$

Температура стінки, K:

$$T_{cm} := \frac{T_1 + T_2}{2} = 330.5$$

Матеріал трубок вибирається на підставі рекомендацій [14,15]. Властивості матеріалів приведені в додатку. Обраний матеріал: нержавіюча сталь.

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/(м·K): $\lambda_{cm} := 30$

Параметри поверхні теплообміну

В якості поверхні теплообміну використовується пучок гладких трубок:

зовнішній діаметр, мм:

$$d_3 := 6$$

товщина стінки, мм:

$$\delta_{cm} := 1$$

внутрішній діаметр, мм:

$$d_{вн} := d_3 - 2 \cdot \delta_{cm} = 4$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

середній діаметр, мм:

$$d_{cp} := \frac{d_{вн} + d_3}{2} = 5$$

За даними по таблицям обирається тип закріплення труб у трубних дошках і кроки між трубами в пучку (повздовжній s_1 і поперечний s_2). Нехай повздовжній і поперечний кроки рівні між собою ($s_1 = s_2 = s_t$). Тоді приймаємо

$$s_t := 1.4 \cdot d_3 = 8.4$$

Тепловий потік через поверхню теплообміну, Вт:

$$Q_{TO} := G_1 \cdot C_1 \cdot (T_{l_{вих}} - T_{l_{ex}}) = 1.044 \cdot 10^5$$

Витрата гарячої води, кг/с:

$$G_2 := \frac{Q_{TO}}{C_2 \cdot (T_{2_{ex}} - T_{2_{вих}})} = 1.244$$

Визначення середнього температурного перепаду між теплоносіями (по графікам [15] або за розрахунковими залежностями)

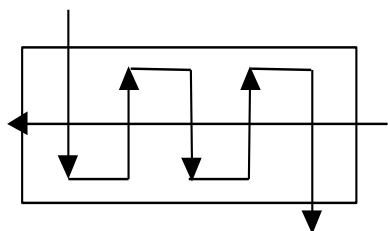


Схема руху середовищ - багаторазова перехресна течія: гарячий теплоносій, (вода, 1 хід, тече по трубах) не перемішується; холодний теплоносій (вода, 5 ходів, тече між трубами) перемішується безупинно; загальний напрямок - протиток.

Водяні еквіваленти для теплоносіїв, Вт/К:

$$W_1 := G_1 \cdot C_1 = 2.088 \cdot 10^3$$

$$W_2 := G_2 \cdot C_2 = 5.22 \cdot 10^3$$

Максимальний і мінімальний водяні еквіваленти, Вт/К:

$$W_{min} := \min(W_1, W_2) = 2.088 \cdot 10^3$$

$$W_{max} := \max(W_1, W_2) = 5.22 \cdot 10^3$$

Зміна температур теплоносіїв, К:

$$\Delta T_1 := T_{l_{вих}} - T_{l_{ex}} = 50$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Delta T_2 := T_{2_ex} - T_{2_ex} = 20$$

Мінімальна зміна температур, К:

$$\Delta T_{min} := \min(\Delta T_1, \Delta T_2) = 20$$

Допоміжні функції:

$$A := \frac{W_{max}}{W_{min}} = 2.5 \quad R := \frac{W_{min}}{W_{max}} = 0.4$$

$$P := \frac{\Delta T_{min}}{T_{2_ex} - T_{1_ex}} = 0.25$$

$$p_3 := 0.03$$

$$z_t := \sqrt{(A+1)^2 - 4 \cdot p_3 \cdot A} = 3.457$$

Розраховуємо середній температурний перепад, К:

$$\Delta t_{cp} := \frac{z_t \cdot P \cdot R \cdot (T_{2_ex} - T_{1_ex})}{\ln \left(\frac{2 - P \cdot R \cdot ((A+1) - z_t)}{2 - P \cdot R \cdot ((A+1) + z_t)} \right)} = 65.023$$

За рекомендаціями [15] приймаємо швидкість гарячої води:

$$w_2 := 1 \cdot \frac{m}{c}$$

Основні конструктивні розміри теплообмінника

Кількість трубок у пучку, необхідних для проходу води (в одному ході теплоносія)

$$n_{lx} := \frac{G_2}{\rho_2 \cdot w_2 \cdot \pi \cdot \frac{(d_{вн} \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 101.042$$

Кількість трубок у теплообміннику:

$$n_{mp} := z_2 \cdot n_{lx} = 101.042$$

Кількість трубок в одному ряді:

$$n_{lp} := \sqrt{n_{mp}} = 10.052$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Призначаємо кількість труб в одному ряді:

для коридорного компонування труб: $n_{lp} := 10$

для шахового компонування труб: $n_{lp} := 10$

Примітка: при шаховому розташуванні труб у непарних рядах може бути на одну трубку більше ніж у парних. Отже, при кількості трубок у непарному ряді 14, у парному буде 13, а "середня" кількість трубок 13,5

Кількість рядів:

$$n_p := 10$$

Кількість отворів у трубній дошці:

$$n_o := n_{lp} \cdot n_p = 100$$

Уточнюємо кількість трубок у теплообміннику (з урахуванням того, що один отвір у центрі трубної дошки буде використовуватися під стяжний стрижень, на якому будуть кріпитися перегородки):

$$n_{mp} := n_o - 1 = 99$$

Уточнюємо швидкість гарячої води в трубах, м/с:

$$w_2 := \frac{G_2}{\rho_2 \cdot n_{mp} \cdot \pi \cdot \frac{(d_{вн} \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 1.021$$

Визначення діаметра корпусу

Коефіцієнт заповнення трубної дошки (0,7...0,95): $\eta_{mp} := 0.7$

Діаметр гнізда трубок, м: $D := 1.05 \cdot (s_t \cdot 10^{-3}) \cdot \sqrt{\frac{n_o}{\eta_{mp}}} = 0.10$

Внутрішній діаметр корпусу повинний бути більше величини 111 мм на величину конструктивного зазору (60-180 мм) [15].

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Виходячи з цього в якості кожуха можна використати трубу з умовним діаметром 150 мм [15]:

зовнішній діаметр кожуха, мм: $D_3 := 168$

товщина стінки кожуха, мм: $\delta_K := 4$

внутрішній діаметр кожуха, мм: $D_0 := 160$

Визначення коефіцієнту тепловіддачі води

Число Рейнольдса

$$Re_2 := \frac{(d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3}) \cdot w_2}{\nu_2} = 1.115 \cdot 10^4$$

Оскільки $Re > 10\,000$, то режим течії теплоносія турбулентний

Число Прандтля:

$$Pr_2 := 1.98$$

Число Нуссельта для турбулентного режиму:

$$Nu_2 := 0.021 \cdot Re_2^{0.8} \cdot Pr_2^{0.43} = 48.724$$

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м²·К:

$$\alpha_2 := \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{(d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3})} = 8.234 \cdot 10^3$$

Вибір швидкості води

Приймаємо швидкість води, що нагрівається у міжтрубному просторі при поперечному обтіканні трубок (початкове наближення):

$$w_1 := 0.59 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі води

Коефіцієнт тепловіддачі води, що обтікає трубки зовні (поперечне обтікання пучка труб) [15].

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Число Рейнольдса

$$Re_1 := \frac{(d_3 \cdot 10^{-3}) \cdot w_1}{v_1} = 4.747 \cdot 10^3$$

Число Прантдля при температурі теплоносія:

$$Pr_1 := 4.853$$

Число Прантдля при температурі теплоносія рівній температурі стінки:

$$Pr_{cm} := 3.146$$

Поправочний коефіцієнт, що залежить від кроку пучка (для коридорного пучка):

$$\varepsilon_s := \left(\frac{s_t}{(d_3 \cdot 10^{-3})} \right)^{-0.15} = 0.337$$

Коефіцієнт, що враховує турбулізацію потоку перед і-м рядом труб:

для першого ряду: $\varepsilon_{n_1} := 0.6$

для другого ряду: $\varepsilon_{n_2} := 0.9$

для третього і наступного рядів: $\varepsilon_{n_i} := 1$

Коефіцієнти для критеріального рівняння тепловіддачі:

$$C := 0.26 \quad n := 0.65$$

Значення числа Нуссельта для кожного ряду:

$$Nu_1 := C \cdot Re_1^n \cdot Pr_1^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{ct}} \right)^{0.25} \cdot (\varepsilon_{n_1} \cdot \varepsilon_s)$$

для першого ряду: $Nu_{1_1} = 24.355$

для другого ряду: $Nu_{1_2} = 36.532$

для третього і наступного рядів: $Nu_{1_3} = 40.591$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тепловіддачі при поперечному обтіканні пучка труб:

$$\alpha_1 := \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_3}$$

для першого ряду

$$\alpha_{1_1} = 2.541 \cdot 10^3$$

для другого ряду

$$\alpha_{1_2} = 3.812 \cdot 10^3$$

для третього і наступного рядів

$$\alpha_{1_3} = 4.235 \cdot 10^3$$

Середній коефіцієнт тепловіддачі при поперечному обтіканні пучка труб, Вт/м²·К:

$$\alpha_{1_cp} := \frac{\alpha_{1_1} + \alpha_{1_2} + \alpha_{1_3}}{n_p} = 1.059 \cdot 10^3$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до внутрішнього діаметру [14,15], Вт/м²·К:

$$k_{mo} := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{(d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3})}{2 \cdot \lambda_{cm}} \cdot \ln \left(\frac{(d_3 \cdot 10^{-3})}{(d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3})} \right) + \frac{(d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3})}{\alpha_{1_cp} \cdot (d_3 \cdot 10^{-3})}} = 1.285 \cdot 10^3$$

Необхідна поверхня теплообміну, м²:

$$F_{mo} := \frac{Q_{TO}}{k_{mo} \cdot \Delta t_{cp}} = 1.249$$

Поверхня теплообміну, що приходить на одну трубку, м²:

$$F_{mol} := \frac{F_{mo}}{n_{mp}} = 0.013$$

Довжина трубки, м:

$$L_{mp} := \frac{F_{mol}}{\pi \cdot (d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3})} = 1.004$$

Довжина трубки між перегородками, м

$$L := \frac{L_{mp}}{z_1} = 0.201$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Перевірка швидкості води при обтіканні трубного пучка

Площа перетину для проходу води між трубками, м²:

$$S_l := L \cdot ((s_t \cdot 10^{-3}) - (d_3 \cdot 10^{-3})) \cdot (n_{lp} - 1) = 0.004$$

Уточнення швидкості води, м/с:

$$w_{l_np} := \frac{G_l}{\rho_l \cdot S_l} = 0.118$$

$$\frac{w_{l_np} - w_l}{w_l} = -0.801$$

Якщо розрахована швидкість води відрізняється від раніш прийнятої більше ніж на 5%, то необхідно повторити розрахунок.

Температура стінки визначається з рішення рівняння теплового балансу:

$$d_{вн} \cdot \alpha_2 \cdot (T_2 - T_{ст}) - d_3 \cdot \alpha_{l_сп} \cdot (T_{ст} - T_1) = 0$$

Температура стінки, К:

$$T_{ст} := \frac{(d_{вн} \cdot 10^{-3}) \cdot \alpha_2 \cdot T_2 + (d_3 \cdot 10^{-3}) \cdot \alpha_{l_сп} \cdot T_1}{(d_{вн} \cdot 10^{-3}) \cdot \alpha_2 + (d_3 \cdot 10^{-3}) \cdot \alpha_{l_сп}} = 345.724$$

Отримане значення температури стінки необхідно порівняти з прийнятим. Якщо розбіжність більш ніж 5% необхідно повторити розрахунок.

Патрубки для підводу і відводу гарячої води

Швидкість води в патрубку: $w_{2_п} := 1.5 \cdot \frac{м}{с}$

Діаметр патрубка для підводу і відводу води, м:

$$d_{2_н} := \sqrt{\frac{G_2}{w_{2_н} \cdot \rho_2 \cdot \frac{\pi}{4}}} = 0.033$$

За додатком підбираємо для патрубка трубу 30 x 3 мм.

Патрубки для підводу і відводу холодної води

Швидкість води в патрубку: $w_{1_п} := 1.5 \cdot \frac{м}{с}$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Діаметр патрубкa для підводу і відводу води, м:

$$d_{l_n} := 2 \sqrt{\frac{G_l}{w_{l_n} \cdot \rho_l \cdot \frac{\pi}{4}}} = 0.021$$

За додатком підбираємо для патрубкa трубу 30 x 3 мм.

4.2. Гідралічний розрахунок

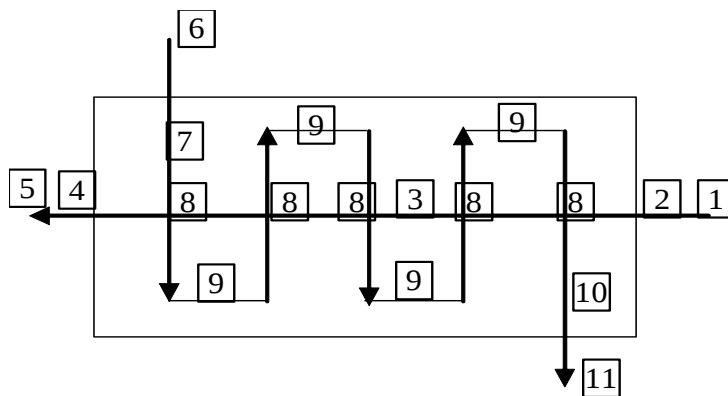


Рис. 4.1. Розрахункова схема для визначення втрат тиску
у теплообмінному апараті

Втрати на тертя при русі води в трубах

Коефіцієнт опору тертю при русі води в трубах (при турбулентному русі рідини)

$$\zeta_{mp_2} := \frac{0.3164}{\sqrt[2]{Re_2}} = 0.003$$

Втрати на тертя при русі води в трубках, Па:

$$\Delta P_{mp_2} := \zeta_{mp_2} \cdot \frac{L_{mp}}{d_{gn} \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 383.9125$$

Втрати при вході і виході води з труб

Коефіцієнт опору при вході і виході води з труб:

$$\xi_{vx_2} := 1.$$

Втрати при вході і виході води з труб, Па:

$$\Delta P_{ex_2} := \zeta_{ex_2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} = 510.4238$$

$$\Delta P_{вих_2} := \Delta P_{вх_2}$$

Втрати при русі води в патрубках і в середині кришок

Коефіцієнт опору в патрубках входу і виходу води:

$$\xi_{пт_2} := 1.5$$

Втрати при русі води в патрубках і в середині кришок, Па:

$$\Delta P_{nm_2} := \zeta_{nm_2} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2_n}^2}{2} = 1.6538 \cdot 10^3$$

Сумарні втрати тиску при русі води

Визначається в Па:

$$\Delta P_{\Sigma_2} := z_2 \cdot (\Delta P_{ex_2} + \Delta P_{вих_2} + \Delta P_{тр_2}) + \Delta P_{nm_2} \cdot 2 = 4.7123 \cdot 10^3$$

Відносні втрати тиску, %

$$\frac{\Delta P_{\Sigma_2}}{p_2 \cdot 10^6} \cdot 100 = 3.9269$$

Втрата напору на вході в міжтрубний простір і вихід з нього

Коефіцієнт опору при вході в пучок:

$$\xi_{1_вх} := 1.5$$

Втрата на вході, Па:

$$\Delta P_{1_ex} := \zeta_{1_ex} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 255.8535$$

Коефіцієнт опору при вході в пучок:

$$\xi_{1_вих} := 1$$

Втрата на виході, Па:

$$\Delta P_{1_вих} := \zeta_{1_вих} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 170.569$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Втрата напору при русі в міжтрубному просторі

Втрата напору на тертя в пучку, Па:

$$\zeta_{l_{mp_m}} := (4 + 6.6 \cdot n_{lp}) \cdot Re_l^{-0.28} = 6.542$$

$$\Delta P_{l_{mp_m}} := \zeta_{l_{mp_m}} \cdot \frac{\rho_l \cdot w_l^2}{2} = 1.1159 \cdot 10^3$$

Місцевий опір, Па:

$$\zeta_{l_{mp_m}} := 3 \cdot n_{lp} \cdot Re_l^{-0.2} = 5.5188$$

$$\Delta P_{l_{mp_m}} := \zeta_{l_{mp_m}} \cdot \frac{\rho_l \cdot w_l^2}{2} = 941.3371$$

Втрата напору при обтіканні перегородок

Висота вікна в перегородці, м:

$$b_{nep} := \frac{(D_0 \cdot 10^{-3}) - n_p \cdot (s_t \cdot 10^{-3}) - (d_3 \cdot 10^{-3})}{2} = 0.035$$

Центральний кут сегмента в перегородці [14], град:

$$\psi_{nep} := 2 \cdot \arccos \left(\frac{\frac{(D_0 \cdot 10^{-3})}{2} - b_{nep}}{\frac{(D_0 \cdot 10^{-3})}{2}} \right) = 1.9468$$

Площа вікна в перегородці (площа сегмента), м²:

$$F_{nep} := \frac{\left(\frac{(D_0 \cdot 10^{-3})}{2} \right)^2}{2} \cdot (\psi_{nep} - \sin(\psi_{nep})) = 0.0033$$

Швидкість води при огинанні перегородок, м/с:

$$w_{l_p} := \frac{G_l}{\rho_l \cdot F_{nep}} = 0.1568$$

Коефіцієнт опору $\xi_{1_pr} := 1.5$

$$\Delta P_{l_np} := \left(\zeta_{l_np} \cdot \frac{\rho_l \cdot w_{l_p}^2}{2} \right) \cdot (z_l - 1) = 72.3114$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Втрати при русі води в патрубках

Коефіцієнт опору в патрубках входу і виходу води:

$$\xi_{\text{пт}_1} := 1.5$$

Втрати при русі води в патрубках, Па:

$$\Delta P_{\text{пт}_1} := \xi_{\text{пт}_1} \cdot \frac{\rho_l \cdot w_{l_n}^2}{2} = 1.6538 \cdot 10^3$$

Сумарні втрати при русі води в міжтрубному просторі, Па:

$$\Delta P_{\Sigma_l} := z_2 \cdot \Delta P_{l_{\text{ex}}} + \Delta P_{l_{\text{вх}}} + 2 \cdot \Delta P_{\text{пт}_1} + (\Delta P_{l_{\text{мп}_m}} + \Delta P_{l_{\text{мп}_m}}) \cdot z_1 + \Delta P_{l_{\text{мп}}} = 1.4965 \cdot 10^4$$

Відносні втрати тиску, %

$$\frac{\Delta P_{\Sigma_l}}{P_l \cdot 10^6} \cdot 100 = 7.482$$

4.3. Розрахунок на міцність

Розрахунок корпусу

У розрахунку прийнято, що корпус навантажений тільки внутрішнім тиском теплоносія. Всі інші навантаження не враховуються.

Визначення припустимої напруги

Матеріал корпусу [14] - сталь Х18Н9Т

З додатка

$$\sigma_B = 490 \text{ МПа} \quad k := 2.6$$

$$\text{Припустиме напруження, МПа:} \quad \sigma_{\text{дон}} := \frac{\sigma_B}{k} = 188.4615$$

$$\text{Поправочний коефіцієнт} \quad \eta_k := 1$$

$$\text{Припустиме напруження, МПа:} \quad \sigma_{\text{дон}_k} := \sigma_{\text{дон}} \cdot \eta_k = 188.4615$$

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення збільшення товщини корпусу

Оскільки корпус виготовлений із труби, то величина збільшення s складає:

$$s := 1 \cdot \text{мм}$$

При найбільшому мінусовому допуску 10% $A := 0.11$

$$c := A \cdot (\delta_K - s) = 0.33$$

Визначення розрахункового коефіцієнта міцності

коефіцієнт міцності

зварених з'єднань:

$$\phi_{зв} := 1$$

коефіцієнт міцності поперечного

звареного з'єднання при вигині:

$$\phi_{и} := 0.6$$

Розрахунковий коефіцієнт міцності:

$$\phi := \min(\phi_{зв}, \phi_{и}) \quad \phi = 0.6$$

Максимальний тиск, що може витримати корпус, МПа:

$$P_{max} := \frac{2 \cdot (\delta_K - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{дон_k}}{D_0 + (\delta_K - c)} = 5.0711$$

Максимальний тиск набагато більше робочого тиску, товщину корпусу збільшувати не потрібно.

Найбільший припустимий діаметр неукріпленого отвору в корпусі, м:

$$\phi_0 := \frac{P_1 \cdot (D_0 + (\delta_K - c))}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{дон_k} \cdot (\delta_K - c)} = 0.039$$

$$d_{max} := 2 \cdot \left(\frac{1}{\phi_0} - 1 \right) \cdot \sqrt{(D_0 \cdot 10^{-3} + \delta_K \cdot 10^{-3}) \cdot (\delta_K \cdot 10^{-3} - c \cdot 10^{-3})} = 1.195$$

Діаметри отворів під патрубки набагато менше, ніж d_{max} , отвори в корпусі можна не зміцнювати.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4.4. Висновки за розділом

У Розділі 4 було проведено повний комплекс розрахунків для розробки кожухотрубного теплообмінного апарата, призначеного для нагрівання води. На основі отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

Тепловий розрахунок: Визначено основні параметри роботи апарата при нагріванні холодної води від 10 °С до 60 °С за допомогою гарячого теплоносія з температурами 90/70 °С . Для забезпечення необхідного теплообміну було обрано пучок гладких трубок із корозійностійкої нержавіючої сталі. За результатами розрахунку підібрано стандартний діаметр корпусу (кожуха) теплообмінника — 150 мм.

Гідравлічний розрахунок: Проведено оцінку втрат тиску при русі теплоносіїв у трубному та міжтрубному просторах. Розраховано сумарні та відносні втрати тиску, що дозволяє підтвердити енергетичну ефективність обраної конструкції та забезпечити коректний підбір насосного обладнання для системи. Також визначено оптимальні діаметри патрубків для підводу та відводу води.

Розрахунок на міцність: Виконано перевірку корпусу апарата, виготовленого зі сталі марки X18H9T, на дію внутрішнього тиску. Встановлено, що максимальний тиск, який здатна витримати конструкція, значно перевищує робочий тиск у системі, тому прийнята товщина стінки є достатньою і не потребує додаткового збільшення.

Таким чином, спроектований кожухотрубний теплообмінник повністю відповідає заданим теплотехнічним вимогам, є гідравлічно ефективним та надійним з точки зору механічної міцності, що дозволяє рекомендувати його для використання в складі теплогенеруючої установки об'єкта.

					<i>КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.04</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.05			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розділ 5			
Студент	Коренкова М.О.							
Керівник	Воінов О.П.							
Консульт.								
Зав.каф.	Кобалава Г.О.				ХННІ НУК			

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

5.1. Охорона праці та техніка безпеки при проєктуванні та експлуатації систем теплопостачання

Цей розділ розроблено відповідно до Закону України «Про охорону праці», вимог ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування» та НПАОП 0.00-1.81-18 «Правила охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском».

5.1.1. Загальні вимоги безпеки до системи опалення

При проєктуванні системи водяного опалення сховища біопалива передбачено заходи для запобігання травматизму та професійним захворюванням:

Температурний режим: Враховуючи використання теплоносія з параметрами 95/70 °С, всі трубопроводи, розташовані в місцях можливого доступу персоналу, та арматура з температурою поверхні понад 45 °С повинні мати теплову ізоляцію. Це мінімізує ризик термічних опіків та знижує тепловтрати.

Розміщення приладів: Опалювальні прилади (радіатори МС-140) встановлюються з дотриманням нормативних відстаней від стін та будівельних конструкцій для забезпечення зручного доступу при обслуговуванні та очищенні від пилу.

5.1.2. Специфіка пожежної безпеки при роботі з біопаливом

Сховища біопалива належать до категорій приміщень з підвищеною пожежною небезпекою через наявність органічного пилу:

Вибухозахист: У зонах можливого скупчення пилу передбачено використання обладнання у вибухозахищеному виконанні. Вентиляційні системи

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.05	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

(зокрема витяжна система В4) мають бути заземлені для запобігання накопиченню статичної електрики.

Граничні температури: Поверхня опалювальних приладів не повинна перевищувати 110-130 °С (залежно від типу біопалива), щоб унеможливити самозаймання осілого пилу. Регулярне вологе прибирання приладів є обов'язковою вимогою інструкції з експлуатації.

5.1.3. Техніка безпеки при роботі з вентиляційним обладнанням

Механічна безпека: Усі рухомі частини вентиляторів (систем П1, В4) захищені кожухами або сітками.

Електробезпека: Електродвигуни вентиляторів та калориферів підлягають обов'язковому заземленню (зануленню) згідно з вимогами ПУЕ. Передбачено встановлення пристроїв захисного вимкнення (ПЗВ).

Шум та вібрація: Для зниження рівня шуму та вібрації вентилятори встановлюються на віброізолюючі основи, а з'єднання з повітроводами виконується через гнучкі вставки.

5.1.4. Заходи на випадок аварійних ситуацій

Герметичність: Система повинна пройти гідравлічні випробування на міцність та щільність під тиском, що перевищує робочий у 1,25–1,5 рази.

Сигналізація: Приміщення обладнується датчиками контролю загазованості (на випадок виділення СО при неповному згорянні або тлінні палива) та автоматичною системою пожежної сигналізації.

Освітлення: Згідно з ДБН В.2.5-28:2018, у приміщеннях передбачено достатнє природне освітлення через вікна та робоче штучне освітлення для безпечного огляду вузла приєднання (елеваторного вузла).

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.05	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

5.1.5. Санітарно-гігієнічні вимоги

Проектована система вентиляції забезпечує нормовану кратність повітрообміну, що дозволяє видаляти дрібнодисперсний пил та підтримувати концентрацію шкідливих речовин у повітрі робочої зони нижче ГДК (гранично допустимих концентрацій). Це запобігає виникненню респіраторних захворювань у працівників.

					<i>КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.05</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі розроблена система теплопостачання сховища біопалива загальною площею 480 м².

Запроектовані системи опалення та вентиляції відповідають вимогам енергоефективності та здатні забезпечити стабільний тепловий режим в одноповерховій будівлі сховища біопалива.

Джерелом теплопостачання є власна котельня з розрахунковим температурним графіком 150-70°C. Після теплового пункту вода надходить у систему опалення з параметрами 95-70°C.

Система опалення двотрубна з верхньою розводкою. У результаті розрахунку в якості опалювальних приладів вибрані: у складському приміщенні та підготовчому відділенні реєстри із гладких труб, у інших приміщеннях - чавунні радіатори 2К60П-500. Крім цього був вибраний елеватор з діаметром сопла 15 мм.

У роботі була запроектована припливно-витяжна вентиляція.

За розрахунками для системи вентиляції проведений вибір калориферів ВНВ243.1-066 з площею фронтального перетину 0,067 м² і поверхнею нагріву 8,1 м, відцентрових вентиляторів ВЦ 4-75 №2,5 з двигунами АИР63А4 потужністю 0,25 кВт.

Розроблена конструкція кожухотрубного теплообмінного апарата для системи гарячого водопостачання.

Розроблені заходи з охорони праці та техніки безпеки при проектуванні та експлуатації систем теплопостачання для сховища біопалива.

					КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Боженко М.Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель : навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф. Боженко. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 380 с. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: file:///C:/Users/ADMIN/Downloads/2019BozhenkoMF_NavchPosib.pdf
2. Буд А. Ф., Колодяжний В. В. Розрахунок та проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря. Київ : ТОВ «Вент-сервіс», 2014. 344 с.
3. Глушко Ю. Ю. Опалення : навч. посіб. 2019 рік. Автор-упорядник: Глушко Ю. Ю., над навч. посіб. працювали: Безпалько Н. О., Боброва Т. Б., Високос С.М., Гусев П.С., Заседателев І. В., Лебедєв С. О., Сашко В. О., Семироз М. В., Терещенко Т. М., Черниш В. В. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://mon.gov.ua/storage/app/media/news/Новини/2020/04/28/2opalennya.pdf> 34
4. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-1018>.
5. ДБН В.2.6-31:2016 Теплова ізоляція будівель. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://gazobeton.org/sites/default/files/sites/all/uploads/DBN-V.2.6-31-2016-Teplova-izolyatsiyabudivel.pdf>
6. Джерела та системи теплопостачання і основи їх проектування [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» освітньо-професійної програми «Теплоенергетика» кваліфікаційного рівня «бакалавр» / укладач Кузнецова С.А.: НУК. – Електронні текстові дані (1 файл: 2.3 Мбайт). Миколаїв : НУК, 2022. 105 с.
7. ДСТУ Б EN 15251:2011 Розрахункові параметри мікроклімату приміщень для проектування та оцінки енергетичних характеристик будівель по відношенню до якості повітря, теплового комфорту, освітлення та акустики [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.mathcentre.com.ua/download/dstu_en_15251-2011.pdf

					<i>КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

8. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [https://finance.smr.gov.ua/ files/Енергозбереження/dstu-n-b-v11-27-2010-budivelnaklimatologiya.pdf](https://finance.smr.gov.ua/files/Енергозбереження/dstu-n-b-v11-27-2010-budivelnaklimatologiya.pdf)

9. ДСТУ-Н Б В.2.6-191:2013 Настанова з розрахункової оцінки повітропрони-кності огорожувальних конструкцій [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://online.budstandart.com/ ua/catalog/doc-page?id_doc=56183

10. Пирков В. В. Особливості проектування сучасних систем водяного опален-ня. Київ: ІІ ДП «Такі справи», 2003. 176 с. [Електронний ресурс]. URL: <https://devi.rv.ua/data/files/books/otopl /cf3971d30ca2ac 9d31a84e7e8585e0a8.pdf>

11. Зайцев О.М., Любарець О.П. Проектування систем опалення. Відень, 2008. 201 с.

12. Слаутіна Т. Г., Кузнецова С. А. Проектування систем водяного опалення : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2010. 68 с.

13. Сашко В. О. Труби та арматура : навч. посіб. 2019. Автори-упорядники: Сашко В.О., Терещенко Т.М. Над навчальним посібником також працювали: Без-палько Н.О., Боброва Т.Б., Високос С.М., Глушко Ю.Ю., Пеховка М.В., Черниш В.В. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://mon.gov.ua/storage/app/media/news/Новини/2020/04/28/3trubi-ta-armatura.pdf>.

14. Теплообмінні апарати : навч. посіб. для студ. спеціальності 144 «Теплоенер-гетика» / С.М. Анастасенко, В.В. Жигуліна, М.М. Семенов, Д.М. Соломонюк, Ю.О. Шаповалов, І.А. Швець, О.В. Шостак. Первомайськ : НУК; Львів : Вид-во «Новий Світ2000», 2023. 216 с.

15. Теплотехнологічні процеси та установки (теплообмінні апарати) [Електрон-ний ресурс] навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенерге-тика» освітньо-професійної програми «Теплоенергетика» кваліфікаційного рівня «бакалавр». / Укладач Шаповалов Ю.О., Соломонюк Д.М. - Електронні текстові дані (1 файл: 7,5 Мбайт). Миколаїв : НУК, 2021. 67 с.

					<i>КРБ.144.4247.03.05.ПЗ.00</i>	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		