

Міністерство освіти і науки України  
Одеський національний технологічний університет  
Кафедра кріогенної техніки



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

**На тему: Розробка системи тепло- холодопостачання  
супермаркету в м. Одеса**

Здобувача Кроткова С.В.  
(прізвище, ініціали)

5 курсу ЕН- 751 групи

Керівник Соколовська-Єфименко В.В.  
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: проф. Морозюк Л.І  
(посада, прізвище та ініціали)

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від \_\_\_\_\_ 20\_\_\_\_ р., протокол № \_\_\_\_\_

Завідувач кафедри КТ \_\_\_\_\_ **Юрій Симоненко**

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ

Кафедра Кріогенної техніки  
Ступінь вищої освіти бакалавр  
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма «Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**Завідувач кафедри КТ**

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«\_\_» \_\_ 2023 року

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Кроткова Сергія Володимировича  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка системи тепло-холодопостачання  
Супермаркету в м. Одеса.

керівник роботи к.т.н. Соколовська-Єфименко Вікторія Вікторівна  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 1 лютого 2023 року № 064-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 1 червня 2023 року

3. Вихідні дані до роботи: Одноповерхова споруда з підвальним приміщенням.

Місце розташування- Одеса. Температурний режим у камерах зберігання, та  
та інших охолоджувальних пристроях (вітрини, банети)

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Актуальність теми; Технічні рішення, прийняті при розробці системи тепло-холодопостачання  
торговельного центру. Розрахунок і підбір теплоізоляційної конструкції камер.

Розрахунок теплоприпливів в охолоджувальні камери. Розрахунок тепловтрат торговельного залу.

Тепловий розрахунок холодильної машини. Тепловий розрахунок повітроохолоджувача.

Тепловий розрахунок повітряного конденсатора. Розрахунок допоміжного устаткування.

Розрахунок магістральних трубопроводів. Охорона праці. Розрахунок вартості наукового  
дослідження. Загальні висновки

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація Power Point ( 8 слайдів)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	проф. Морозюк Л.І.		

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ 01.02.2023 \_\_\_\_\_

Керівник \_\_\_\_\_ доц. Соколовська-Єфименко В.В.

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Кротков С.В.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і вивчення літератури	14 днів	
3	Розробка математичної моделі об'єкта	2 дні	
4	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	20 днів	
5	Енергетичні розрахунки елементів об'єкта	15 днів	
6	Розробка графічних моделей	2 дні	
7	Аналіз результатів досліджень	2 дні	
8	Оформлення пояснювальної записки	2 дні	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	2 дні	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	2 дні	

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_  
( підпис )

Сергій КРОТКОВ \_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
( підпис )

Вікторія СОКОЛОВСЬКА- \_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

*Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.*

*Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчинності*

**Здобувач-дипломник**

Кротков С.В.  
(ПІБ)

\_\_\_\_\_ ( підпис )

## АНОТАЦІЯ

*Кротков Сергій Володимирович*

*"Розробка системи тепло-холодопостачання супермаркету м. Одеса"*

На сьогодні супермаркети стали ринковим центром для економіки та комфорту клієнтів. Вони серйозно впливають на споживання енергії та зазвичай мають найбільше навантаження на освітлення, щільність населення і, відповідно, велику потребу в кондиціонуванні повітря, холодильних камерах та інших охолоджуючих пристроях, а також в опаленні, котре впливає на енергетичний баланс будівлі. Метою роботи є розробка системи тепло-холодопостачання супермаркету на засадах енергозбереження.

У роботі розраховано: ізоляційну конструкцію камер, теплоприпливи та тепловитрати від можливих джерел. На засадах енергозбереження обрано систему утилізації теплоти конденсації від мультикомпресорних централей. Розрахунки системи повітряного опалення торгового залу показали, що економія енергії під час використання теплоти конденсації холодильної установки становить 55,4%. Зроблено теплотехнічні розрахунки мультикомпресорних централей. Підібрано сучасне холодильне устаткування, яке відповідає вимогам щодо енергозбереження. Сконструйовано теплообмінні апарати та допоміжне обладнання. Зроблено висновки про енергетичну ефективність холодильної системи.

**Ключові слова:** супермаркет, енергозбереження, система утилізації тепла, холодопостачання

## ABSTRACT

*Sergiy Krotkov*

*"Development of a heating and cooling system for a supermarket in Odesa"*

Nowadays, supermarkets have become market centers for the economy and customer comfort. They also have a meaningful impact on energy consumption and usually have the most significant load on lighting, population density, and, accordingly, an enormous need for air conditioning, cold rooms, and other cooling devices, as well as heating, which affects the energy balance of the building.

The purpose of the work is the development of the heating and cooling system of the supermarket based on energy saving. The work calculates the insulating construction of chambers, heat inflows, and heat losses from possible sources. A system utilizing condensation heat from multi-compressor power plants was chosen based on energy saving. Calculations of the air heating system of the trading hall showed that the energy saving when using the heat of condensation of the refrigeration unit is 55.4%. Heat engineering calculations of multi-compressor power plants were made. Modern refrigerating equipment that meets energy-saving requirements has been selected. Heat exchangers and auxiliary equipment have been designed. Conclusions were made about the energy efficiency of the refrigeration system.

**Keywords:** supermarket, energy saving, heat utilization system, cooling supply

## ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА .....	7
1.1 Актуальність теми.....	7
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА .....	15
2.1 Технічні рішення, прийняті при розробці системи тепло- холодопостачання торговельного центру.....	11
2.2 Розрахунок і підбір теплоізоляційної конструкції камер .....	13
2.3 Розрахунок теплоприпливів в охолоджувальні камери .....	18
2.4 Розрахунок тепловтрат торговельного залу .....	37
2.5 Тепловий розрахунок холодильної машини.....	48
2.6 Тепловий розрахунок повітроохолоджувача .....	53
2.7 Тепловий розрахунок повітряного конденсатора .....	62
2.8 Розрахунок допоміжного устаткування.....	69
2.8 Розрахунок магістральних трубопроводів.....	71
ОХОРОНА ПРАЦІ .....	73
РОЗРАХУНОК ВАРТОСТІ НАУЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ.....	90
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....	95
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	96

					<i>КРБ.КТ.1.064-03.1.4</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Кротков С.В.</i>			<b>ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА</b>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Соколовська-</i>				6	97	
<i>Реценз.</i>		<i>Ефименко В.В</i>				<b>ФНТІМ, зр ЕН-751</b>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>								

# РОЗДІЛ 1

## АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

### 1.1 Актуальність теми

Торговельне холодильне обладнання призначене для короткочасного зберігання та демонстрації швидкопсувних харчових продуктів у процесі їх реалізації на підприємствах торгівлі та громадського харчування.

До торговельного холодильного обладнання відносять збірні камери, шафи, вітрини, прилавки-вітрини, прилавки, а також автомати для продажу охолоджених напоїв або фасованих заморожених продуктів.

В цілому, торговельне холодильне обладнання завантажується раніше охолодженими або замороженими продуктами. Однак холодильне обладнання (модульовані секції, що охолоджуються – столи, шафи, охолоджувані прилавки в лініях самообслуговування тощо), що застосовуються у виробничих цехах і торгових залах підприємств громадського харчування, призначене як для зберігання, так і для охолодження приготовлених холодних страв.

Залежно від температурного режиму розрізняють торгове холодильне обладнання: середньотемпературне (для охолоджених продуктів) і низькотемпературне (для заморожених продуктів), від способу продажу – для підприємств із продавцями, для підприємств самообслуговування та торговельні автомати, що охолоджуються. По кліматичних зонах торгове обладнання випускають у двох варіантах: для районів помірною клімату (температура навколишнього повітря до 32°C) та південних районів (температура навколишнього повітря до 40°C). Устаткування, призначене для роботи у південних районах, комплектується холодильними машинами більшої продуктивності.

Для охолодження торговельного обладнання застосовують в основному компресорні автоматизовані холодильні агрегати, що працюють на хладонах. В окремих випадках використовують абсорбційно-дифузійні машини та сухий

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		7

лід. Холодильні агрегати можна встановлювати як у контурі обладнання, що охолоджується, так і поза ним.

Торговельне холодильне обладнання повинне мати гарне зовнішнє оформлення та не створювати шуму, що особливо важливо при розміщенні його у торговому залі. Однак досвід експлуатації обладнання з індивідуальними вбудованими або агрегатами, що стоять поруч, показав, що шум, створюваний працюючими агрегатами в торговому залі, значно перевищує норму, тому не вбудовані в контур агрегати, зазвичай, виносять за межі торгового залу. У такому разі доцільно застосовувати централізоване охолодження, тобто, охолодження кількох об'єктів одним потужнішим агрегатом. У даний час у великих магазинах типу «Супермаркет» холодильні агрегати виносять за межі торгового залу та організують централізоване охолодження, приєднуючи 2-3 одиниці обладнання до одного агрегату відповідної потужності. У маленьких магазинах застосовують обладнання із вбудованим агрегатом.

З кожним роком зростає кількість холодильних установок у торговельних мережах та мережах громадського харчування, зростає їхня роль у збереженні високої якості продуктів у сфері обігу.

Практично всі магазини, що продають продукти, що швидко псуються, оснащені різним холодильним обладнанням, а з числа підприємств громадського харчування - приблизно 90%. Воно призначається для короткочасного зберігання, продажу та демонстрації продуктів. Зберігання охолоджених продуктів здійснюється при температурах від -2 до +8 °С з терміном зберігання до 1-1,5 діб. Заморожені продукти зберігаються при температурі не нижче -15°С і можуть зберігатися більш тривалі терміни.

У торгових підприємствах застосовують такі види холодильного обладнання: стаціонарні холодильні камери, збірні холодильні камери, холодильні шафи, прилавки і вітрини, що охолоджуються, автомати для продажу охолоджених напоїв, фасованих морожених продуктів та льоду.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		8

Стационарні холодильні камери розраховані, зазвичай, на дво-триденну потребу торговельного підприємства у цьому виді продуктів. За нормами оснащення торгових підприємств площа камер визначається із розрахунку 3-5 м<sup>2</sup> на одне умовне робоче місце (на одного продавця). Оскільки багато торговельних підприємств мають справу з продуктами широкого асортименту, це змушує передбачати для підприємства кілька охолоджуваних приміщень (зазвичай, до трьох-чотирьох). У кожному з них зберігають однорідні продукти, наприклад м'ясо та м'ясні продукти, риба та рибні продукти, молоко та молочні продукти, фрукти та води тощо. Розрахунок будівельної площі камер для розміщення продуктів ведеться за нормою  $q_f = 200-250 \text{ кг/м}^2$ .

Холодильні камери торговельних підприємств розміщують у підсобних приміщеннях, зазвичай, першому поверсі. Для зменшення теплоприпливів, здешевлення будівельних робіт та полегшення обслуговування всі холодильні камери слід об'єднувати в єдиний блок приміщень, що охолоджуються, а не розміщувати окремо по підприємству. Площа камери повинна бути не менше 4 м<sup>2</sup> при мінімальній її ширині 2 м, висоті не менше 2,6 м. Охолоджувані приміщення не слід розташовувати поряд з приміщеннями, в яких може бути висока температура або висока вологість (котельні, кухні, посудомийки та т. п.). Блок приміщень, що охолоджуються, повинен мати загальний тамбур шириною не менше 1,5 м, який є шлюзом, що відокремлює камери від інших виробничих приміщень. Оскільки в торгових підприємствах застосовують тільки холодильні хладонові машини, то зазвичай вибирають систему безпосереднього охолодження. Холодильні агрегати на великих підприємствах розміщують у машинному відділенні. При невеликій холодильній потужності можливе встановлення хладонових агрегатів у підсобному приміщенні безпосередньо біля кожної з камер. При розрахунку автоматизованих установок холодильну потужність компресора вибирають з урахуванням коефіцієнта робочого дня  $b = 0,7 \dots 0,8$ .

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
						9
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Оскільки холодильні камери переважно будуються в будинках зі звичайними будівельними конструкціями, то для забезпечення безперервності ізоляційного шару теплоізоляцію укладають по внутрішній поверхні всіх огорож.

**Метою роботи** є розробка системи тепло-холодопостачання торговельного центру, розташованого в м. Одесі.

Таке дослідження дасть змогу забезпечити енергоефективні режими роботи торговельного центру.

**Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:**

- виконати розрахунок ізоляційної конструкції камер;
- виконати розрахунок теплоприпливів у охолоджувані камери;
- виконати розрахунок тепловтрат торговельного залу;
- здійснити енергетичний розрахунок холодильних машин;
- виконати теплові та конструктивні розрахунки теплообмінних апаратів.

**Об'єктом дослідження** є торгівельний центр.

**Предметом дослідження** є процеси, які здійснюються в елементах системи тепло-холодопостачання торговельного центру.

**Методи дослідження:** чисельне моделювання процесів в елементах системи тепло-холодопостачання торговельного центру. Основою математичного моделювання є рівняння класичної термодинаміки та теплопередавання.

**Фактологічну основу** є підручники, навчальні посібники, інструкції по експлуатації судна, матеріали фірм-виробників, які містяться на відповідних інтернет-сайтах, періодичних технічних виданнях та ін.

### **Структура роботи**

Бакалаврська робота складається з двох глав, охорони праці, економічних показників роботи, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 97 сторінках, включаючи 3 рисунка, 11 таблиць, список інформаційних джерел з 15 найменувань.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		10

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

#### 2.1 Технічні рішення, прийняті при розробці системи тепло-холодопостачання торговельного центру

Систему холодопостачання обираємо з урахуванням архітектурно-будівельного рішення будівлі та її приміщень, особливостей технологічного процесу та обладнання, розрахункових параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря.

Розглянута у цій роботі будівля є одноповерховою спорудою з підвальним приміщенням. Місце її розташування – м. Одеса.

Прилавки, вітрини та холодильні камери забезпечують холодом мультисистеми, що працюють на робочій речовині –507а, які розміщені в підвальному приміщенні, що дозволено вимогами техніки безпеки, що висуваються до холодильних установок HFCs типу.

Кожна температурна група компресорів холодильної установки працює на індивідуальний повітряний конденсатор. Теплообмін у кожній температурній групі здійснюється повітроохолоджувачами.

До проекту холодопостачання входять прилавки та вітрини, холодильні камери, холодильні гірки.

Для підтримки заданого температурного режиму в супермаркеті в осінньо-зимовий період передбачено повітряну систему опалення. Що складається з основного контуру - рециркуляції повітря з його підігрівом для компенсації розрахункових тепловтрат приміщення, а також припливно-витяжної установки, призначеної для забезпечення повітрообміну в приміщенні відповідно до нормативних вимог.

У припливно-витяжній установці (ПВУ) передбачено двоступеневий підігрів припливного повітря. У теплообміннику ПН1 забезпечується попередній підігрів припливного повітря за рахунок утилізованої теплоти конденсації

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		11

холодильної установки. У ПН2 забезпечується основне нагрівання припливного повітря до розрахункової температури в приміщенні. При температурах зовнішнього повітря від 00С і вище для підігріву повітря використовується теплообмінник ПН1, що забезпечує зниження споживання енергоресурсів до 60% усієї повітряної системи опалення.

Система утилізації теплоти конденсації холодильної установки складається з 2 теплообмінників ПН1 і ПН4, живильного насоса, запірної регулюючої арматури і трубопроводів.

Теплообмінник ПН4 включений до контуру холодильної машини паралельно повітряному кд. Перемикання на осінньо-зимовий режим роботи на теплообмінник ПН4 здійснюється за допомогою соленоїдних вентилів. Теплоносій, що циркулює в контурі, надходить в теплообмінник ПН4, нагрівається до температури +280С, утилізуючи всю теплоту конденсації і поживний насосом подається у теплообмінник ПН1 вентиляційної установки, де підігріває повітря у вент. каналі. Теплообмінники ПН2, ПН3 забезпечуються теплоносієм, що нагрівається в газовому котлі.

Рівномірність повітророзподілу в приміщенні здійснюється за допомогою повітроводів прямокутного перерізу та дифузорів.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		12

## 2.2 Розрахунок і підбір теплоізоляційної конструкції камер

Вертикальні стіни складаються із залізобетонних панелей товщиною 400 мм.

Зсередини до стін прикріплено теплоізоляційні панелі ISO. Панелі збираються таким чином, щоб запобігти утворенню теплових мостів і з'єднуються між собою за допомогою спеціальної фурнітури. Конструкція теплоізоляції дверей така сама, як у вертикальних стін. Стеля камер зібрана з теплоізоляційних панелей, як і вертикальні стіни. Підлога камери виконана з сендвіч панелей та армованої бетонної стяжки загальною товщиною 150 мм та перегородки між камерами та камери з коридором виконані з теплоізоляційних панелей як у вертикальних стін.

Місто Одеса відноситься до середньої кліматичної зони з середньорічною температурою повітря 9.9 градусів. Для цієї зони коефіцієнт теплопередавання зовнішніх стін камер  $K_{zc}$  має нормативні значення:

При температурі у камері  $-25^{\circ}\text{C}$

$$K_{zc} = 0,21 \text{ Вт/м}^2\text{К},$$

При температурі у камері  $0^{\circ}\text{C}$

$$K_{zc} = 0.3 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

Нормативний коефіцієнт теплопередавання міжповерхових перекриттів, внутрішніх стін та міжкамерних перегородок, що не сполучаються із зовнішнім повітрям.

При температурі у камері  $-25^{\circ}\text{C}$

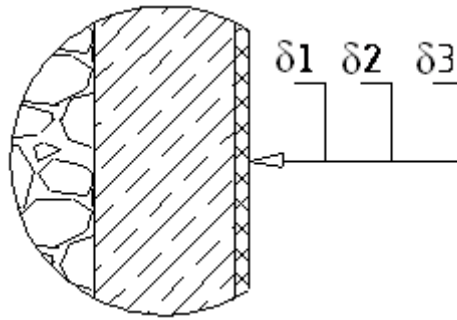
$$K_{6п} = 0.32 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

При температурі у камері  $-0^{\circ}\text{C}$

$$K_{6п} = 0.58 \text{ Вт/м}^2\text{К}.$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		13

Стіни в ґрунті:



№ шару	Найменування матеріалу шару	Товщина матеріалів $\delta_i, \text{м}$	Коефіцієнт теплопровідності. $\lambda_i \text{Вт/м} \cdot \text{К}$
1	Монолітне бетонне покриття	0,4	1,75.
2	Теплоізоляція ППУ		0,025
3	Сталь	1	52

Розраховуємо товщину ізоляції за формулою:

$$\delta_{i3} = \left[ \frac{1}{K_{zc}} - \left( \frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{i3}, \quad (2.1)$$

Оскільки камери розташовані у підвалі, то:

$K$  - коефіцієнт теплопередавання  $\text{Вт/м}^2\text{К}$ .

$\alpha_3$  - коефіцієнт тепловіддавання зовні  $\text{Вт/м}^2\text{К}$ .

$\alpha_k$  - коефіцієнт тепловіддавання камери  $\text{Вт/м}^2\text{К}$ .

$\lambda_{i3}$  - коефіцієнт теплопровідності ізоляції  $\text{Вт/м}^2\text{К}$ .

$\delta_{i3}$  - товщина ізоляції м.

$\delta_i$  - товщина матеріалу м.

$\alpha_i$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу  $\text{Вт/м}^2\text{К}$ .

Зсередини камери зберігання з повітряним охолодженням можна прийняти

$\alpha_k = 9. \text{Вт/м}^2\text{К}$ .

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		14

Біля зовнішніх стін камер грунт  $\alpha_3 = \infty$ .

Товщина ізоляції для зовнішніх стін камери з температурою  $t_{\text{кам}} = -25^{\circ}\text{C}$

$$\delta_{iz} = \left[ \frac{1}{K_{zc}} - \left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{iz} = \left[ \frac{1}{0,21} - \left( 0,228 + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0,025 = 0,11\text{м.}$$

Приймаємо товщину ізоляції  $\delta_{iz}^* = 110\text{мм}$

Визначимо дійсний коефіцієнт ізоляції:

$$K_{zc}^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}} = \frac{1}{0,228 + \frac{1}{9} + \frac{0,110}{0,025}} = 0,21 \text{ Вт/м}^2\text{К.} \quad (2.2)$$

Перегородка між камерами, що мають  $t_{\text{кам}} = -25^{\circ}$  и  $t_{\text{кам}} = 0^{\circ}$  ;

Перегородка складається із сендвіч панелі.

$$K_{пер}^{кам} = \frac{1}{2 + 0,07\Delta t_n} = \frac{1}{2 + 0,07 \cdot 25} = 0,266 \text{ Вт/м}^2\text{К.} \quad (2.3)$$

$$\delta_{iz} = \left[ \frac{1}{K_{пер}^{кам}} - \left( \frac{1}{\alpha_k} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{iz} \quad (2.4)$$

$$\delta_{iz} = \left[ \frac{1}{0,266} - \left( \frac{1}{9} + \frac{1}{9} + 3,8 \cdot 10^{-5} \right) \right] \cdot 0,025 = 0,088\text{м.}$$

Приймаємо товщину ізоляції  $\delta_{iz}^* = 100\text{мм}$

Визначимо дійсний коефіцієнт ізоляції:

$$K_{пер}^{*кам} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{0,1}{0,025}} = 0,236 \text{ Вт/м}^2\text{К.} \quad (2.5)$$

Стіни камери  $t_{\text{кам}} = -25^{\circ}$ , що виходять у коридор складаються з сендвіч панелей:

$$K_{пер}^{кор} = \frac{1}{2 + 0,07\Delta t_n} = \frac{1}{2 + 0,07 \cdot 40} = 0,208 \text{ Вт/м}^2\text{К.} \quad (2.6)$$

де  $\Delta t_n$  – різниця між температурою в камері та температурою в самому підвалі.

Приймаємо температуру повітря у підвалі  $15^{\circ}\text{C}$ .

Внутрішня поверхня стін коридору  $\alpha_{кор} = 8 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ .

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
						15
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

$$\delta_{i3} = \left[ \frac{1}{K_{зс}} - \left( \frac{1}{\alpha_{кор}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{i3} = \left[ \frac{1}{0,208} - \left( \frac{1}{8} + 3,84 \cdot 10^{-5} + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0,025 = 0,114 \text{ м.}$$

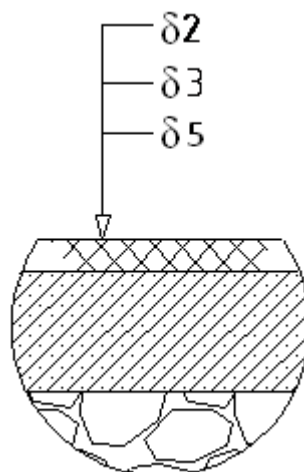
$\delta_{i3}^*$  приймаємо рівну 120мм.

Визначимо дійсний коефіцієнт ізоляції:

$$K_{пер}^{кор*} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{кор}} + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{8} + \frac{2 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{0,120}{0,025}} = 0,198 \text{ Вт/м}^2\text{К.} \quad (2.7)$$

Перекрыття виконані з сендвіч панелей, вважаємо, як і перегородку між камерами і коридором, оскільки висота камери:  $h_{кам} = 3\text{м}$ , а висота підвалу - 3,5м. -  $\delta_{i3}^* = 120\text{мм}$ .

Підлога на ґрунті:



№ шару	Найменування матеріал шару	та Товщина матеріалів $\delta_i, \text{м}$	Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_i \text{Вт/м} \cdot \text{К}$
2	Теплоізоляція ППУ	-	0,025
3	Сталь	1	52
5	Бетонна стяжка	0,15	1,92

Нормативний коефіцієнт теплопередавання підлоги розташованої на ґрунті:

При температурі в камері  $-25^{\circ}\text{C}$ .

$$K_{\text{нід}} = 0,21 \text{ Вт/м}^2\text{К.}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left[ \frac{1}{K_{\text{нід}}} - \left( \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{\text{із}} = \left[ \frac{1}{0,21} - \left( 0,078 + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0,025 = 0,0114 \text{ м.}$$

$$\delta_{\text{із}}^* = 120 \text{ мм}$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		17

## 2.3 Розрахунок теплоприпливів в охолоджувальні камери

Холодильна камера зберігання морожених продуктів №17

$$t_{\text{кам}} = -22 \div -25^{\circ}\text{C}.$$

Ширина камери:  $b_{\text{кам}} = 3170$  мм;

Довжина камери:  $l_{\text{кам}} = 4200$  мм;

Висота камери:  $h_{\text{кам}} = 3000$  мм.

Висота камери з урахуванням ізоляції:

$$H_{\text{кам}} = h_{\text{кам}} + \sum \delta_{\text{б.п}} = 3 + 0,122 = 3,122 \text{ м}$$

Середня температура на ґрунті:  $t_{\text{гр}} = 10^{\circ}\text{C}$

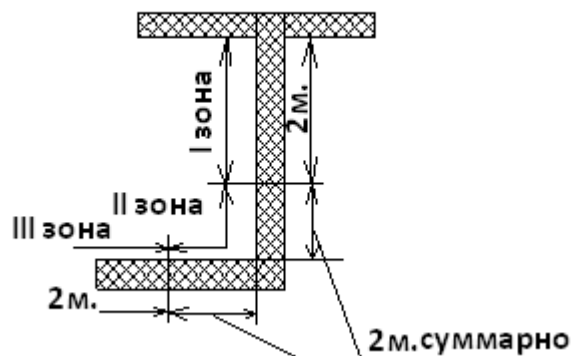
$$\theta_{\text{грн}} = t_{\text{гр}} - t_{\text{кам}} = 10 + 25 = 35^{\circ}\text{C} \quad (2.8)$$

При визначенні теплоприпливу через підлогу та стіни розташовані в ґрунті, поверхню розбиваємо на зони по 2м., відповідні зони відраховуємо від поверхні землі вниз, підлогу враховуємо як продовження підземної частини зовнішніх стін.

Коефіцієнт, що враховує відносне зростання термічного опору за наявності ізоляції:

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)} \quad (2.9)$$

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left( \frac{2 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{0,4}{1,75} + \frac{0,11}{0,025} \right)} = 0,147.$$



Умовний коефіцієнт теплопередавання відповідної зони:

									лист
									18
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата					

КРБ.КТ.1.064-03.1.4

$$Q_{огр} = \theta_{грн} \left[ \sum_{i=1}^4 k_{услі} \cdot F_i \right] \cdot t, \quad (2.10)$$

де  $k_{ум}$  - умовний коефіцієнт теплопередавання відповідної зони підлоги  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ;

$F_i$  - площі відповідних зон західної південної стіни та підлоги:

I-зона:  $F_1 = (2 \cdot 3,170 + 2 \cdot 4,2) = 14,74 м^2$ ;  $k_{ум1} = 0,48 Вт/м^2$ .

II-зона:  $F_2 = (2 \cdot 3,170 + 2 \cdot 4,2) = 14,74 м^2$ ;  $k_{ум2} = 0,24 Вт/м^2$ .

III-зона:  $F_3 = (0,2 \cdot 3,170 + 0,2 \cdot 4,2 + 1,8 \cdot 3,170 + 1,8 \cdot 4,2) = 14,74 м^2$ ;  
 $k_{ум3} = 0,12 Вт/(м^2 \cdot К)$ ;

IV-зона:  $F_4 = (3,170 - 1,8) \cdot (4,2 - 1,8) = 3,288 м^2$ ;  $k_{ум4} = 0,07 Вт/м^2 \cdot К$

Тоді теплоприпливи через південну стіну, західну та підлогу визначимо як:

$$Q_{огр} = 35 \cdot (14,74 \cdot 0,48 + 14,74 \cdot 0,24 + 14,74 \cdot 0,12 + 3,288 \cdot 0,07)$$

$$Q_{огр} = 0,147 = 65 Вт.$$

Теплоприплив через перекриття:

Розрахункові значення коефіцієнта теплопередавання покриттів.

$$k_{пер} = 0,198 Вт/м^2 \cdot К$$

Площа перекриття:

$$F_{пер} = 13,31 м^2$$

$$\theta_{пер} = t_{під} - t_{кам} = 15 + 25 = 40^\circ C \quad (2.11)$$

$t_{під}$  – температура у підвалі.

$$Q_{пер} = \theta_{пер} \cdot F_{пер} \cdot k_{пер} = 40 \cdot 13,31 \cdot 0,198 = 105,41 Вт \quad (2.12)$$

Розрахунок теплоприпливів у камеру через огородження:

- для північної стіни

$$Q_{стA} = K_{пер}^{кор*} \cdot F \cdot \Delta t = 0,198 \cdot (3,170 \cdot 3,122) \cdot (40) = 78,38 Вт. \quad (2.13)$$

- для внутрушньої східної стіни:

$$Q_{стB} = K_{пер}^{кам} \cdot F \cdot \Delta t = 0,236 \cdot (4,2 \cdot 3,122) \cdot (0 + 25) = 77,36 Вт. \quad (2.14)$$

Теплоприпливи через огородження:

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
						19
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

$$Q_{огр} = 65 + 105,41 + 78,38 + 77,36 = 326,15 \text{ Вт}.$$

Теплоприплив від вантажу при холодильній обробці  $Q_2=0$  (так як вантаж доставляється ізотермічним транспортом).

Теплоприплив від вентиляції камери ( $Q_3=0$ )

Експлуатаційні теплоприпливи ( $Q_4$ ).

Ці теплоприпливи виникають внаслідок освітлення камер, перебування в них людей, роботи електродвигунів та відчинення дверей. Теплоприплив від освітлення  $q_1$  кВт. Для малих холодильних камер торгового холодильного обладнання з постійним електричним освітленням приймаємо  $q_1 = 100 \text{ Вт}$

Теплоприплив від перебування людей

$$q_2 = (q_2') \cdot n_{л} \quad (2.15)$$

$q_2' = 270 - (6 t_{к}) = 420$  тепловиділення однієї людини при помірній фізичній роботі

$n_{л} = 1$  - кількість людей, що працюють у даному приміщенні

$$q_2 = 420 \text{ Вт};$$

Теплоприпливи от працюючих електродвигунів:

$$q_3 = N_{ел.дв} \cdot j_{дв}; \quad (2.16)$$

$N_{ел.дв}$  - розрахункова потужність двигуна.

$$N_{ел.дв} = 1,2 \cdot (Q_1) \cdot m_{дв}; \quad (2.17)$$

$m_{дв} = 0,12$  - коефіцієнт, зумовлений як співвідношення потужності електродвигуна до холодопродуктивності підприємств торгівлі.

$$N_{ел.дв1} = 1,2 \cdot (326,15) \cdot 0,12 = 46,9.$$

$j_{дв}$  - коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами;

$$j_{дв} = 0,68;$$

Камера №1

$$q_3 = 46,9 \cdot 0,68 = 31,9 \text{ Вт};$$

Теплоприплив при відчиненні дверей:

$$q_4 = B \cdot F_{під} \quad (2.18)$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		20

$B$  - питомий приплив теплоти при відчиненні дверей, віднесений до  $1 \text{ м}^2$  площі підлоги,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

$B = 13 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  (при площі приміщення менше  $50 \text{ м}^2$  для камер зберігання заморожених продуктів)

$F_{\text{підл}}$  - площа підлоги,

$$F_{\text{підл}} = 13,31 \text{ м}^2$$

$$q_{41} = 13 \cdot 13,31 = 173 \text{ Вт}$$

Експлуатаційні теплоприпливи визначаємо як суму теплоприпливів окремих видів:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \quad (2.19)$$

$$Q_4 = 100 + 420 + 31,9 + 173 = 724,9 \text{ Вт};$$

Теплоприплив від продуктів при диханні ( $Q_5$ )=0

Сумарні теплоприпливи в камері:

$$\sum Q_0 = Q_{\text{опр}} + Q_4 = 326,15 + 724,9 = 1051,3 \text{ Вт}$$

*Холодильна камера зберігання охолоджених продуктів №18*

$t_{\text{кам}} = +2^\circ\text{C}$  - камера зберігання молочних продуктів

Ширина камери:  $b_{\text{кам}} = 2900 \text{ мм};$

Довжина камери:  $l_{\text{кам}} = 4200 \text{ мм};$

Висота камери:  $h_{\text{кам}} = 3000 \text{ мм}.$

Висота камери з урахуванням ізоляції:

$$H_{\text{кам}} = h_{\text{кам}} + \sum \delta_{\text{б.п}} = 3 + 0,122 = 3,122 \text{ м}$$

Об'єм камери:  $G_{\text{кам.1}} = 2,5 \text{ т}$

Надходження вантажу на добу для підприємств торгівлі 100% (оскільки продукт зберігається 1 добу)  $M_{\text{доба}} = \frac{100\%}{\text{доба}} \cdot G_{\text{кам.1}} = \frac{100\%}{\text{доба}} \cdot 2,5 = 2,5 \text{ т/доба};$

Температура надходження  $t_{\text{над}} = 8^\circ\text{C}$

Температура продукту після встановлення рівноважної температури:

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		21

$$t_{\text{кон}} = t_{\text{кам}} = 2^{\circ}\text{C}.$$

Середня температура на ґрунті:  $t_{\text{гр}} = 10^{\circ}\text{C}$

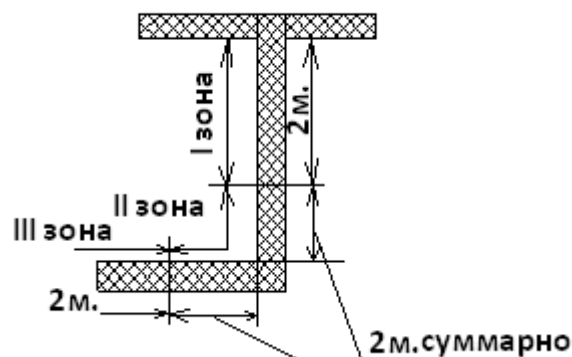
$$\theta_{\text{грн}} = t_{\text{гр}} - t_{\text{кам}} = 10 - 2 = 8^{\circ}\text{C}$$

При визначенні теплоприпливу через підлогу та стіни розташовані в ґрунті, поверхню розбиваємо на зони по 2м., відповідні зони відраховуємо від поверхні землі вниз, підлогу враховуємо як продовження підземної частини зовнішніх стін.

Коефіцієнт, що враховує відносне зростання термічного опору за наявності ізоляції:

$$m = \frac{1}{1 + 1.25 \cdot \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right)}$$

$$m = \frac{1}{1 + 1.25 \cdot \left( \frac{2 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{0,120}{0,025} \right)} = 0,14$$



Умовний коефіцієнт теплопередавання відповідної зони:

$$Q_{\text{огр}} = \theta_{\text{грн}} \left[ \sum_{i=1}^4 k_{\text{ум}i} \cdot F_i \right] \cdot m,$$

де  $k_{\text{ум}i}$  - умовний коефіцієнт теплопередавання відповідної зони підлоги  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К};)$

$F_i$  - площі відповідних зон підлоги та підлоги:

$$\text{I-зона: } F_1 = (2 \cdot 2,9) = 5,8 \text{ м}^2; k_{\text{ум}1} = 0,48 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

$$\text{II-зона: } F_2 = (1 \cdot 2,9 + 1 \cdot 2,9) = 5,8 \text{ м}^2; k_{\text{ум}2} = 0,24 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

										лист
										22
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата						

III-зона  $F_3 = (2 \cdot 2,9) = 5,8\text{м}^2$ ;  $k_{ум3} = 0,12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

IV-зона  $F_4 = (1,2 \cdot 2,9) = 3,48\text{м}^2$ ;  $k_{ум4} = 0,07 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

Тоді теплоприпливи крізь південну стіну, західну та підлогу визначимо як:

$$Q_{огр} = 8 \cdot (5,8 \cdot 0,48 + 5,8 \cdot 0,24 + 5,8 \cdot 0,12 + 3,48 \cdot 0,07) \cdot 0,14 = 40,9 \text{ Вт}$$

Теплоприплив крізь перекриття:

Розрахункові значення коефіцієнта теплопередавання перекриттів.

$$k_{пер} = 0,198 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$$

Площа перекриття:

$$F_{пер} = 12,18\text{м}^2$$

$$\theta_{пер} = t_{під} - t_{кам} = 15 - 2 = 13^\circ\text{C}$$

$t_{під}$  – температура у підвалі.

$$Q_{пер} = \theta_{пер} \cdot F_{пер} \cdot k_{пер} = 13 \cdot 12,18 \cdot 0,198 = 31,35 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплоприпливів у камеру через огороження:

- для північної стіни

$$Q_{стA} = K_{пер}^{кор*} \cdot F \cdot \Delta t = 0,198 \cdot (2,9 \cdot 3,122) \cdot (13) = 23,3 \text{ Вт}$$

- для внутрішньої східної стіни:

$$Q_{стB} = K_{пер}^{кам} \cdot F \cdot \Delta t = 0,236 \cdot (4,2 \cdot 3,122) \cdot (2) = 6,18 \text{ Вт}$$

- для внутрішньої західної стіни - теплоприплив не враховуємо.

Теплоприплив через огороження:

$$Q_{огр} = 40,9 + 31,35 + 23,3 + 6,18 = 101,7 \text{ Вт}$$

Теплоприплив від вантажу при холодильній обробці  $Q_2$ .

$$Q_2 = Q_{2п} + Q_{2т} \text{ Вт}; \quad (2.20)$$

де  $Q_{2п}$  – теплоприплив від продукту в процесі холодильної обробки

$$Q_{2п} = \frac{M_{сут} \cdot c_p (t_{поч} - t_{кін})}{0,0864} \text{ Вт}. \quad (2.21)$$

$t_{поч} = 8^\circ\text{C}$  – температура молочих продуктів, завезених для зберігання;

$t_{кін} = 2^\circ\text{C}$  – температура молочих продуктів при середній за його обсягом кінцевій температурі;

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		23

$c_p = 3,77 \text{ кДж/с}$  - теплоємність молочних продуктів.

$M_{\text{сут}} = 2,5 \text{ т/сут};$

$$Q_{2п} = \frac{2,5 \cdot 3,77 \cdot (8 - 2)}{0,0864} = 654,5 \text{ Вт}$$

$Q_{2т}$  - теплоприпливи від тари:

$$Q_{2т} = \frac{M_t \cdot c_p \cdot (t_{\text{поч}} - t_{\text{кін}})}{0,0864} \text{ Вт} \quad (2.22)$$

де  $M_t$  - добове надходження тари на холодильну обробку приймають 15% від добового надходження продуктів для пластикової тари  $M_t = 0,375 \text{ т/с}$

$c_p = 2,09 \text{ кДж/кг}$ - питома теплоємність пластикової тари.

$$Q_{2т} = \frac{0,375 \cdot 2,09 \cdot (8 - 2)}{0,0864} = 54,4 \text{ Вт}$$

$$Q_2 = 654,5 + 54,4 = 708,9 \text{ Вт};$$

Теплоприплив від вентиляції камери ( $Q_3=0$ )

Експлуатаційні теплоприпливи. ( $Q_4$ ).

Теплоприплив від освітлення  $q_1 \text{ Вт}$  .

Теплоприплив від перебування людей

$$q_2 = 258 \text{ Вт}.$$

Теплоприплив від працюючих електродвигунів:

$$q_3 = 116,7; \cdot 0,68 = 79,37 \text{ Вт}.$$

Теплоприплив при відчиненні дверей:

$$q_4 = B \cdot F_{\text{підл}}$$

$B$  - питомий приплив теплоти при відчиненні дверей, віднесений до  $1 \text{ м}^2$  площі підлоги,  $\text{Вт/м}^2$  .

$B = 17 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  (при площі приміщення менше  $50 \text{ м}^2$  для камер зберігання охолоджених продуктів)

$$q_{41} = 17 \cdot 12,18 = 207,06 \text{ Вт}$$

$$Q_4 = 100 + 258 + 79,37 + 207,06 = 644,4 \text{ Вт};$$

Теплоприпливи від продуктів при диханні ( $Q_5=0$ )

Сумарні теплоприпливи в камеру:

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		24

$$\sum Q_0 = Q_{огр} + Q_2 + Q_4 = 101,7 + 708,9 + 644,4 = 1455,03 \text{ Вт}$$

Холодильная камера хранения охлажденных продуктов №19

$t_{\text{кам}} = +0^\circ\text{C}$  - камера зберігання цитрусових

Ширина камери:  $b_{\text{кам}} = 2900 \text{ мм}$ ;

Довжина камери:  $l_{\text{кам}} = 4200 \text{ мм}$ ;

Висота камери:  $h_{\text{кам}} = 3000 \text{ мм}$ .

Висота камери з урахуванням ізоляції:

$$H_{\text{кам}} = h_{\text{кам}} + \sum \delta_{\text{б.п}} = 3 + 0,122 = 3,122 \text{ м}$$

Місткість камери:  $G_{\text{кам.1}} = 3,4 \text{ т}$

Надходження вантажу на добу для підприємств торгівлі 60% (оскільки продукт зберігається 2-3 доби)

$$M_{\text{доба}} = \frac{60\%}{\text{доба}} \cdot G_{\text{кам.1}} = \frac{60\%}{\text{доба}} \cdot 3,4 = 2,04 \text{ т/доба};$$

Температура надходження  $t_{\text{поч}} = 10^\circ\text{C}$

Температура продукту після встановлення рівноважної температури:

$t_{\text{кін}} = t_{\text{кам}} = 0^\circ\text{C}$ .

Середня температура на ґрунті:  $t_{\text{гр}} = 10^\circ\text{C}$

$$\theta_{\text{грн}} = t_{\text{гр}} - t_{\text{кам}} = 10 - 0 = 10^\circ\text{C}$$

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \cdot \left( \frac{2 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{0,120}{0,025} \right)} = 0,14$$

Умовний коефіцієнт теплопередавання відповідної зони:

$$Q_{\text{огр}} = \theta_{\text{грн}} \left[ \sum_{i=1}^4 k_{\text{ум}i} \cdot F_i \right] \cdot m,$$

де  $k_{\text{ум}i}$  - умовний коефіцієнт теплопередавання відповідної зони

підлоги  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$F_i$  - площі відповідних зон південної та підлоги:

I-зона:  $F_1 = (2 \cdot 2,9) = 5,8 \text{ м}^2$ ;  $k_{\text{ум}1} = 0,48 \text{ Вт}/\text{м}^2$ .

										КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
											25
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата							

$$\text{II-зона: } F_2 = (1 \cdot 2,9 + 1 \cdot 2,9) = 5,8\text{м}^2; k_{\text{ум}2} = 0,24 \text{ Вт/м}^2.$$

$$\text{III-зона } F_3 = (2 \cdot 2,9) = 5,8\text{м}^2; k_{\text{ум}3} = 0,12 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\text{IV-зона } F_4 = (1,2 \cdot 2,9) = 3,48\text{м}^2; k_{\text{ум}4} = 0,07 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Тоді теплоприпливи через південну стіну, західну та підлогу визначимо як:

$$Q_{\text{огр}} = 10 \cdot (5,8 \cdot 0,48 + 5,8 \cdot 0,24 + 5,8 \cdot 0,12 + 3,48 \cdot 0,07) \cdot 0,14 = 51,15 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи через перекриття:

Розрахункові значення коефіцієнта теплопередавання перекриттів.

$$k_{\text{пер}} = 0.198 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Площа перекриття:

$$F_{\text{пер}} = 12.8\text{м}^2$$

$$\theta_{\text{пер}} = t_{\text{під}} - t_{\text{кам}} = 15 - 0 = 15^\circ\text{C}$$

$t_{\text{під}}$  – температура в підвалі.

$$Q_{\text{пер}} = \theta_{\text{пер}} \cdot F_{\text{пер}} \cdot k_{\text{пер}} = 15 \cdot 12,8 \cdot 0,198 = 36,17 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплоприпливів у камеру через огородження:

- для північної стіни:

$$Q_{\text{стA}} = K_{\text{пер}}^{\text{кор}*} \cdot F \cdot \Delta t = 0.198 \cdot (2,9 \cdot 3,122) \cdot (15) = 26,88 \text{ Вт}$$

- для внутрішньої східної стіни:

$$Q_{\text{стB}} = K_{\text{пер}}^{\text{кам}} \cdot F \cdot \Delta t = 0.236 \cdot (4,2 \cdot 3,122) \cdot (5) = 15,47 \text{ Вт}$$

- для внутрішньої західної стіни:

$$Q_{\text{стB}} = K_{\text{пер}}^{\text{кам}} \cdot F \cdot \Delta t = 0.236 \cdot (4,2 \cdot 3,122) \cdot (5) = 15,47 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи через огородження:

$$Q_{\text{огр}} = 51,15 + 36,17 + 26,88 + 15,47 + 15,47 = 145,14 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи від вантажів під час холодильної обробки  $Q_2$ .

$$Q_2 = Q_{2\text{п}} + Q_{2\text{т}} \text{ Вт};$$

де  $Q_{2\text{п}}$  – теплоприплив від продукту в процесі холодильної обробки

$$Q_{2\text{п}} = \frac{M_{\text{сут}} \cdot c_p (t_{\text{нач}} - t_{\text{кон}})}{0.0864} \text{ Вт};$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		26

$t_{\text{поч}} = 10^{\circ}\text{C}$  – температура цитрусових, що надходять на зберігання;

$t_{\text{кін}} = 0^{\circ}\text{C}$  – температура цитрусових, за середньої за його обсягом кінцевої температури;

$c_p = 3,77 \text{ кДж/с}$  - теплоємність апельсин.

$M_{\text{сут}} = 2,16 \text{ т/доба}$  ;

$$Q_{2\text{п}} = \frac{2.04 \cdot 3,77 \cdot (10)}{0,0864} = 890 \text{ Вт}$$

$Q_{2\text{т}}$  - теплоприплив від тари:

$$Q_{2\text{т}} = \frac{M_{\text{т}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{поч}} - t_{\text{кін}})}{0.0864} \text{ Вт};$$

де  $M_{\text{т}}$  - добове надходження тари на холодильну обробку приймають 10% від добового надходження продуктів (для картонної тари)

$$M_{\text{т}} = 0,216 \text{ т/с}$$

$c_p = 1,46 \text{ кДж/кг}$  - питома теплоємність картонної тари

$$Q_{2\text{т}} = \frac{0.204 \cdot 1,46 \cdot (10)}{0.0864} = 34,4 \text{ Вт}$$

$$Q_2 = 890 + 34.4 = 924,4 \text{ Вт};$$

Теплоприплив від вентиляції камери  $Q_3$

$$Q_3 = M \cdot (h_{\text{зов}} - h_{\text{кам}}) \text{ Вт}; \quad (2.24)$$

Где  $M$  – масова витрата вентиляційного повітря кг/с;

$$M = \frac{V_{\text{к}} \cdot a \cdot \rho}{24 \cdot 3600} \text{ кг/с}; \quad (2.25)$$

$V_{\text{к}}$  – об'єм вентиляваного приміщення,  $\text{м}^3$ ;

$$V_{\text{к}} = F_{\text{пол}} \cdot h_{\text{кам}} = 12,18 \cdot 3 = 36,54 \text{ м}^3; \quad (2.26)$$

$a = 3$  – кратність циркуляції повітря (для камер зберігання цитрусових)

$\rho = 1,295 \text{ кг/м}^3$  – густина повітря при температурі та відносній вологості повітря в камері;

$$M = \frac{36,54 \cdot 3 \cdot 1,295}{24 \cdot 3600} = 1,64 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с};$$

$h_{\text{зов}} = 79.10 \text{ кДж/кг}$  ентальпія зовнішнього повітря;

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		27

$h_{\text{кам}} = 8.97$  кДж/кг ентальпія повітря в камері;

$$Q_3 = 1,64 \cdot 10^{-3} \cdot (79.10 - 8.97) = 115\text{Вт}$$

Експлуатаційні теплоприпливи. (Q4).

Теплоприплив від освітлення  $q_1 = 100\text{Вт}$

Теплоприплив від перебування людей

$$q_2 = 270\text{Вт};$$

Теплоприплив від працюючих електродвигунів

$$q_3 = N_{\text{ел.дв}} \cdot \eta_{\text{дв}};$$

$$N_{\text{ел.дв1}} = 1,2 \cdot (145,14 + 924,4 + 115) \cdot 0,12 = 170,5;$$

$$q_3 = 170,57 \cdot 0,68 = 115,9\text{Вт};$$

Теплоприплив при відчиненні дверей:

$$q_4 = B \cdot F_{\text{підл}}$$

$B = 17 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  (при площі приміщення менше  $50\text{м}^2$  для камер зберігання охолоджених продуктів)

$$F_{\text{підл}} = 12,8\text{м}^2$$

$$q_{41} = 17 \cdot 12,8 = 217,6\text{Вт}.$$

$$Q_4 = 100 + 270 + 115,9 + 217,6 = 703,5\text{Вт};$$

Теплоприплив від продуктів при диханні (Q5)

$$Q_5 = G_{\text{пр}} q_{\text{над}} + q_{\text{хр}}(G_{\text{кам.1}} - G_{\text{пр}}); \quad (2.27)$$

де

$G_{\text{кам.1}} = 3.4$  т - ємність камери

$G_{\text{пр}} = 2.04$  т – максимальне одночасне надходження апельсин

$q_{\text{над}} = 27,2\text{Вт/т}$  – питомі тепловиділення апельсин при температурі надходження;

$q_{\text{хр}} = 8,6\text{Вт/т}$  – питомі тепловиділення зелені при температурі її зберігання;

$$Q_5 = 2,04 \cdot 27,2 + 8,6 \cdot (3,4 - 2.04) = 67\text{Вт}$$

Сумарні теплоприпливи в камері:

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		28

$$\sum Q_0 = Q_{огр} + Q_2 + Q_4 + Q_5 = (145,14 + 924,4 + 115 + 708,6 + 67) \\ = 1961 \text{ Вт}$$

Холодильна камера зберігання охолоджених продуктів №20

$t_{\text{кам}} = +4^\circ\text{С}$ .- камера зберігання овочів

Ширина камери:  $b_{\text{кам}} = 2900 \text{ мм}$ ;

Довжина камери:  $l_{\text{кам}} = 4200 \text{ мм}$ ;

Висота камери:  $h_{\text{кам}} = 3000 \text{ мм}$ .

Висота камери з урахуванням ізоляції:

$$H_{\text{кам}} = h_{\text{кам}} + \sum \delta_{\text{б.п}} = 3 + 0,122 = 3.122 \text{ м}$$

Місткість камери:  $G_{\text{кам.1}} = 3.4 \text{ т}$

Надходження вантажу на добу для підприємств торгівлі 40% (оскільки продукт зберігається більше 4 діб)

$$M_{\text{доба}} = \frac{40\%}{\text{доба}} \cdot G_{\text{кам.1}} = \frac{40\%}{\text{доба}} \cdot 3,4 = 1,36 \text{ т/доба};$$

Температура надходження  $t_{\text{поч}} = 20^\circ\text{С}$

Температура продукту після встановлення рівноважної температури:

$t_{\text{кон}} = t_{\text{кам}} = 4^\circ\text{С}$ .

Середня температура на ґрунті:  $t_{\text{гр}} = 10^\circ\text{С}$

$\theta_{\text{грн}} = t_{\text{гр}} - t_{\text{кам}} = 10 - 4 = 6^\circ\text{С}$

Коефіцієнт, що враховує відносне зростання термічного опору за наявності ізоляції:

$$m = \frac{1}{1 + 1.25 \cdot \left( \frac{2 \cdot 10^{-3}}{52} + \frac{0,120}{0,025} \right)} = 0,14$$

Умовний коефіцієнт теплопередавання відповідної зони:

$$Q_{\text{огр}} = \theta_{\text{грн}} \left[ \sum_{i=1}^4 k_{\text{умі}} \cdot F_i \right] \cdot m,$$

$F_i$  - площі відповідних зон південної та підлоги:

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		29

I-зона:  $F_1 = (2 \cdot 2,9) = 5,8\text{м}^2$ ;  $k_{ум1} = 0,48 \text{ Вт/м}^2$ .

II-зона:  $F_2 = (1 \cdot 2,9 + 1 \cdot 2,9) = 5,8\text{м}^2$ ;  $k_{ум2} = 0,24 \text{ Вт/м}^2$ .

III-зона  $F_3 = (2 \cdot 2,9) = 5,8\text{м}^2$ ;  $k_{ум3} = 0,12 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ ;

IV-зона  $F_4 = (1,2 \cdot 2,9) = 3,48\text{м}^2$ ;  $k_{ум4} = 0,07 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$

Тоді теплоприпливи через південну стіну, західну та підлогу визначимо як:

$$Q_{огр} = 6 \cdot (5,8 \cdot 0,48 + 5,8 \cdot 0,24 + 5,8 \cdot 0,12 + 3,48 \cdot 0,07) \cdot 0,14 = 30,69 \text{ Вт}$$

Теплоприплив через перекриття:

Розрахункові значення коефіцієнта теплопередавання перекриттів.

$$k_{пер} = 0.198 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Площа перекриття:

$$F_{пер} = 12.18\text{м}^2$$

$$\theta_{пер} = t_{під} - t_{кам} = 15 - 4 = 11^\circ\text{C}$$

$$Q_{пер} = \theta_{пер} \cdot F_{пер} \cdot k_{пер} = 11 \cdot 12.18 \cdot 0.198 = 26.52 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплоприпливів у камеру через огороження:

- для північної стіни

$$Q_{стA} = K_{пер}^{кор*} \cdot F \cdot \Delta t = 0.198 \cdot (2,9 \cdot 3,122) \cdot (11) = 19,71 \text{ Вт}$$

- для внутрішньої східної стіни:

$$Q_{стB} = K_{пер}^{кор*} \cdot F \cdot \Delta t = 0.198 \cdot (4,2 \cdot 3,122) \cdot (11) = 28,55 \text{ Вт}$$

- для внутрішньої західної стіни

$$Q_{стB} = K_{пер}^{кам} \cdot F \cdot \Delta t = 0.236 \cdot (4,2 \cdot 3,122) \cdot (5) = 15,47 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи крізь огороження:

$$Q_{огр} = 30,69 + 26,52 + 19,71 + 28,55 + 15,47 = 120,94 \text{ Вт}$$

Теплоприплив від вантажів під час холодильної обробки  $Q_2$ .

$$Q_2 = Q_{2п} + Q_{2т} \text{ Вт};$$

Где  $Q_{2п}$  – теплоприплив від продукту в процесі холодильної обробки

$$Q_{2п} = \frac{M_{сут} \cdot c_p (t_{нач} - t_{кон})}{0.0864} \text{ Вт};$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		30

$t_{\text{нач}} = 20^{\circ}\text{C}$  – температура картоплі, що надходить на зберігання;

$t_{\text{кон}} = 4^{\circ}\text{C}$  – температура картоплі, за середньої за її обсягом кінцевої температури;

$c_p = 3,43 \text{ кДж/с}$  - теплоємність апельсин.

$M_{\text{доба}} = 1.36 \text{ т/доба}$  ;

$$Q_{2\text{п}} = 1,36 \cdot 3,43 \cdot (16) / 0,0864 = 863 \text{ Вт}$$

$Q_{2\text{т}}$  - теплоприплив від тари = 0 (картопля надходить у сітках)

$$Q_2 = 863 \text{ Вт};$$

Теплоприплив від вентиляції камери  $Q_3$

Об'єм вентиляваного приміщення:

$$V_{\text{к}} = F_{\text{підл}} \cdot h_{\text{кам}} = 12,18 \cdot 3 = 36,54 \text{ м}^3;$$

$a = 3$  – кратність циркуляції повітря

$\rho = 1,295 \text{ кг/м}^3$  – густина повітря при температурі та відносній вологості повітря в камері;

$$M = \frac{36,54 \cdot 3 \cdot 1,295}{24 \cdot 3600} = 1,64 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с};$$

$h_{\text{зов}} = 79.10 \text{ кДж/кг}$  ентальпія зовнішнього повітря;

$h_{\text{кам}} = 16.01 \text{ кДж/кг}$  ентальпія повітря в камері;

$$Q_3 = 1,64 \cdot 10^{-3} \cdot (79.10 - 16.01) = 103 \text{ Вт}$$

Експлуатаційні теплоприпливи. ( $Q_4$ ).

Теплоприплив від освітлення  $q_1 \text{ Вт}$ .

Теплоприплив від перебування людей

$$q_2 = 246 \text{ Вт};$$

Теплоприпливи від працюючих електродвигунів  $q_3 = N_{\text{эл.дв}} \cdot j_{\text{дв}}$

Розрахункова потужність двигуна:

$$N_{\text{эл.дв}} = 1,2 \cdot (120,94 + 863 + 103) \cdot 0,12 = 156,5;$$

$$q_3 = 156,5 \cdot 0,68 = 106,43 \text{ Вт};$$

Теплоприплив при відчиненні дверей:

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		31

Площа підлоги:  $F_{\text{пол}} = 12.18 \text{ м}^2$

$$q_{41} = 17 \cdot 12.18 = 217,6 \text{ Вт}$$

Експлуатаційні теплоприпливи:

$$Q_4 = 100 + 246 + 106,43 + 217,6 = 670 \text{ Вт};$$

Теплоприплив від продуктів при диханні (Q5)

$$G_{\text{кам.1}} = 3.4 \text{ т}$$

$G_{\text{пр}} = 1.36 \text{ т}$   $q_{\text{надх}} = 34,3 \text{ Вт/т}$  – питомі тепловиділення картоплі при температурі надходження;

$q_{\text{зб}} = 12,7 \text{ Вт/т}$  – питомі тепловиділення картоплі при температурі її зберігання;

$$Q_5 = 1.36 \cdot 34,3 + 12,7 \cdot (3.4 - 1.36) = 72,5 \text{ Вт}$$

Сумарні теплоприпливи в камеру:

$$\sum Q_0 = Q_{\text{огр}} + Q_2 + Q_4 + Q_5 = (120,94 + 863 + 103 + 670 + 72,5) = 1829 \text{ Вт}$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		32

Отримані значення теплоприпливів фіксуємо у зведену табл. (2.1)  
теплоприпливів по кожній камері окремо.

Таблиця 2.1-Зведена таблиця теплоприпливів в камери

№	Найменування камер	Температура в камері, °C	Сумарне навантаження Вт
17	Морозильна камера	-25	1051,3
18	Зберігання молочних виробів	+2	1455,03
19	Зберігання цитрусових	+0	1961
20	Зберігання овочів	+4	1829

Навантаження на компресор складається з усіх теплоприпливів у всіх камерах і теплоприпливів від холодильних вітрин, банет і гірок.

Для холодильних камер підприємств торгівлі та громадського харчування:

$$Q_{\text{обор}} = Q_{\text{км}}$$

Теплоприпливи від холодильних вітрин визначаються, виходячи з теплового навантаження на один погонний метр вітрини.

для вітрин з температурою  $-t_0 = -12^{\circ}\text{C}$  - теплове навантаження дорівнює 0.56 кВт/м.пог.

а для вітрин з температурою кипіння  $t_0 = -35^{\circ}\text{C}$  - теплове навантаження дорівнює 0.9 кВт/м.пог.

Результати фіксуємо в таблиці 2.2

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		33

Таблиця 2.2 –Зведена таблиця теплоприпливів вітрин, банет і гірок.

№	Найменування камер	Температура в камері,°С	Сумарне навантаження Вт
<b>Лінія горок холодильних 16,25 м (2500+2500+2500+2500+2500+3750)</b>			
1	Ковбаса L=2500мм Arneg Ulm3 110/207	+2	3330
2	Сири L=2500мм Arneg Ulm3 110/207	+2	3330
3	Молочка L=2500мм Arneg Ulm3 110/207	+2	3330
4	Молочка L=2500мм Arneg Ulm3 110/207	+2	3330
5	Молочка L=2500мм Arneg Ulm3 110/207	+2	3330
6	Молочка L=3750мм Arneg Ulm3 110/207	+2	4990
<b>Острів горок холодильних 13,75м (2500+2500+3750+3750)</b>			
7	Пиво L=3750мм Arneg Lisbona 88/165	+2	4070
8	Пиво L=2500 мм Arneg Lisbona 88/165	+2	3000
9	Овочі L=2500мм Arneg Lisbona 88/165	+2	3000
10	Овочі L=3750мм Arneg Lisbona 88/165	+2	4100
<b>Острів вітрин холодильних 12,5 м (L90°+3750+L90°+3750+L90°+3750+L90°+2500)</b>			
11	Сири Belgrado AA9	0	90
12	Сири L=3750 Belgrado VDL 90		350
13	Ковбаса L90° Belgrado AA9		540

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		34

14	Ковбаса L=3750 ммм Belgrado AA9	0	940
15	Кулінарія L90° Belgrado AA9	0	540
16	Кулінарія L=3750мм Belgrado VDL 90	0	940
17	Торти L90° Belgrado AA9	0	540
18	Кондитерські вироби L=2500 Belgrado VDL	0	630

**Острів вітрин холодильних 11,25 м  
(L90°+2500+1250+L90°+3750+L90°+2500+1250)**

19	М'ясо L90° Belgrado AA9	0	540
20	М'ясо самообслуговування L=2500 мм Belgrado h125	0	2700
21	М'ясо L=1250мм Belgrado VDL 90	0	310
22	Пташинне м'ясо L90° Belgrado AA9	0	540
23	Риба солена, копчена L=3750мм Belgrado VDL 90	0	940
24	Ікра L90° Belgrado AA9	0	540
25	Риба самообслуговування L=2500 мм Belgrado h125	0	2700
26	Риба на льоді L=1250 мм Belgrado Self fish	0	510

**Остров вітрин промоціональних 6,25 м (1250+1250+1250+1250+1250)**

27	Овочі L=1250мм Sapporo TWIN	+5	740
28	Овочі L=1250мм Sapporo TWIN	+5	740
29	Овочі L=1250мм	+5	740

	Sapporo TWIN		
30	Овочі L=1250мм Sapporo TWIN	+5	740
31	Овочі L=1250 Sapporo TWIN	+5	740
<b>Камери середнетемпературні</b>			
32	Акваріум		30
<b>Низькотемпературні шкафи</b>			
33	Заморожена продукція L=3898 Brema 5/205	-25	2,85
34	Заморожена продукція L=3124 Brema 5/205	-25	2,3
35	Заморожена продукція L=2343 Brema 5/205	-25	1,8

Теплове навантаження на середньотемпературні вітрини:

$$Q_0^{-12} = Q_{витр}^{-12} = 53,86 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на низькотемпературні вітрини:  $Q_{витр}^{-35} = 6,95 \text{ кВт.}$

Об'єднуємо середньотемпературні камери з вітринами в одну централь, тоді холодопродуктивність централі:  $Q_0^{-12} = 53,86 + 5,245 = 59,105 \text{ кВт.}$

Враховуючи витрати у трубопроводах навантаження на середньотемпературну холодильну централь:

$$Q_0^{-12} = 59,105 + 8,83 = 67,93 \text{ кВт.}$$

Об'єднуємо незкотемпературні камери в одну централь, тоді холодопродуктивність централі:  $Q_0^{-35} = 6,95 + 1,0513 = 8,0013 \text{ кВт.}$

Враховуючи витрати в трубопроводах навантаження на низькотемпературну холодильну централь:

$$Q_0^{-35} = 8,0013 + 1,2 = 9,2 \text{ кВт.}$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		36

## 2.4 Розрахунок тепловтрат торговельного залу

Вихідні дані.

Місце розміщення супермаркету: м. Одеса (48° с.ш).

Розрахункова середньорічна температура,  $t_{ср}$ : 9,9°C.

Розрахункова зимова температура,  $t_{н}$ : -18°C.

Розрахункова відносна вологість зовнішнього повітря,  $\phi_{н}$ : 81%.

Розрахункова температура у торговому залі,  $t_{пом}$ : 20°C.

Розрахункова вологість у торговому залі,  $\phi_{пом}$ : 60%.

Система опалення торгового залу: повітряна.

### *Планування торгового залу*

Конструктивна схема будівлі: каркасного типу з уніфікованих збірних залізобетонних елементів; колони перетином 450×450 мм.

Покриття – безгорищного типу, моноліт.

Підлога - не обігривається.

Приймаємо, що всі зовнішні стіни будівлі виконані з пінобетону із зовнішньою та внутрішньою штукатуркою.

Скління фронтальної та бічних сторін будівлі – панорамне.

Площа торгового залу  $F_{пом} = 839,0 \text{ м}^2$ .

Висота торгового залу  $H_{пом} = 4,0 \text{ м}$ .

### 2.4.1 Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій

Зовнішні стіни залу (без скління).

Склад стіни:

1) штукатурка складним розчином по металевій сітці: товщина  $\delta_1 - 0,02 \text{ м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_1 - 0,98 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ ;

тепловий опір  $R_1 - 0,02 \text{ (м}^2\cdot\text{°C)/Вт}$ ;

2) теплоізоляція (пінопласт полістирольний) ПСБ-С): товщина  $\delta_2 - 0,02 \text{ м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_2 - 0,05 \text{ Вт/(м}\cdot\text{°C)}$ ; тепловий опір:

$R_2 - 0,4 \text{ (м}^2\cdot\text{°C)/Вт}$ ;

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		37

3) пароізоляція (2 шари гідроізола на битумній мастикі): товщина  $\delta_3 = 0,004$  м; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_3 = 0,3$  Вт/(м·°С); тепловий опір

$R_3 = 0,013$  (м<sup>2</sup>·°С)/Вт;

4) керамзитобетон ( $\rho = 1100$  кг/м<sup>3</sup>): товщина  $\delta_4 = 0,24$  м; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_4 = 0,47$  Вт/(м·°С); тепловий опір:  $R_4 = 0,51$  (м<sup>2</sup>·°С)/Вт;

5) штукатурка складним розчином по металевій сітці: товщина  $\delta_5 = 0,02$  м; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_5 = 0,98$  Вт/(м·°С); тепловий опір

$R_5 = 0,02$  (м<sup>2</sup>·°С)/Вт.

Температура повітря у торговому залі  $t_{\text{пом}} = 20$ °С, опалення здійснюється за допомогою системи вентиляції, отже циркуляція повітря посилена. Необхідне значення коефіцієнтів тепловіддавання –  $\alpha_n = 23$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С),  $\alpha_v = 11$  Вт/(м<sup>2</sup>·°С).

Визначаємо сумарний термічний опір усіх шарів:

$$\sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^5 \left( \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) = 2 \cdot 0,02 + 0,4 + 0,013 + 0,51 = 0,963 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт} \quad (2.28)$$

Визначаємо дійсне значення коефіцієнта теплопередавання:

$$k_o^{\partial} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^5 \left( \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_n} \right)}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}, \quad (2.29)$$

$$k_o^{\partial} = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + 0,963 + \frac{1}{11} \right)} = 0,911 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

Панорамне скління.

Склад склопакета:

1) скло: товщина  $\delta_1 = 0,005$  м; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_1 = 0,75$  Вт/(м·°С); тепловий опір  $R_1 = 0,0067$  (м<sup>2</sup>·°С)/Вт;

2) повітряний прошарок: товщина  $\delta_2 = 0,02$  м; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_2 = 0,024$  Вт/(м·°С); тепловий опір  $R_2 = 0,833$  (м<sup>2</sup>·°С)/Вт;

3) скло: товщина  $\delta_3 = 0,005$  м; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_3 = 0,75$  Вт/(м·°С); тепловий опір  $R_3 = 0,0067$  (м<sup>2</sup>·°С)/Вт.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		38

Температура повітря у торговому залі  $t_{\text{пом}} = 20^{\circ}\text{C}$ , опалення здійснюється за допомогою системи вентиляції, отже циркуляція повітря посилена.

Необхідне значення коефіцієнтів тепловіддавання –  $\alpha_z = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ,  
 $\alpha_{\text{п}} = 11 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ .

Визначаємо сумарний термічний опір усіх шарів:

$$\sum_{i=1}^3 R_i = 2 \cdot 0,0067 + 0,833 = 0,846 \text{ (м}^2 \cdot \text{C)/Вт.}$$

Визначаємо дійсне значення коефіцієнта теплопередавання за рівнянням:

$$k_o^{\text{д}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_z} + \sum_{i=1}^3 \left( \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}} \right)} = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + 0,846 + \frac{1}{11} \right)} = 1,020 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}).$$

Покриття.

Теплоізоляцію на всьому приміщенні торгового залу приймаємо однаковою. Як розрахункову приймаємо конструкцію покриття торгового залу.

Склад покриття:

- 1) 5 шарів гідроізолю на бітумній мастиці: товщина  $\delta_1 - 0,012 \text{ м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_1 - 0,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ; тепловий опір  $R_1 = 0,04 \text{ (м}^2 \cdot \text{C)/Вт}$ ;
- 2) стяжка з бетону по металевій сітці: товщина  $\delta_2 - 0,04 \text{ м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_2 - 1,86 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ; тепловий опір  $R_2 = 0,022 \text{ (м}^2 \cdot \text{C)/Вт}$ ;
- 3) пароізоляція (шар пергаменту): товщина  $\delta_3 - 0,001 \text{ м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_3 - 0,15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ; тепловий опір  $R_3 = 0,007 \text{ (м}^2 \cdot \text{C)/Вт}$ ;
- 4) теплоізоляція (пінопласт полістирольний) ПСБ-С): товщина  $\delta_4 - 0,05 \text{ м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_4 - 0,05 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  
тепловий опір  $R_4 - 1,0 \text{ (м}^2 \cdot \text{C)/Вт}$ ;
- 5) залізобетонна лита плита покриття: товщина  $\delta_5 - 0,200 \text{ м}$ ; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_5 - 2,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ; тепловий опір  $R_5 - 0,098 \text{ (м}^2 \cdot \text{C)/Вт}$ .

Необхідне значення коефіцієнтів тепловіддавання –  $\alpha_z = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ,  
 $\alpha_{\text{п}} = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ .

Визначаємо сумарний термічний опір усіх шарів:

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		39

$$\sum_{i=1}^5 R_i = 0,04 + 0,022 + 1,0 + 0,007 + 0,098 = 1,167 \text{ (м}^2\text{·°C)/Вт.}$$

Визначаємо дійсне значення коефіцієнта теплопередавання за рівнянням (2.29):

$$k_o^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^5 \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i}\right) + \frac{1}{\alpha_n}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 1,167 + \frac{1}{7}\right)} = 0,739 \text{ Вт/(м}^2\text{·°C).}$$

Підлога.

Теплоізоляція підлоги відсутня у всьому приміщенні.

Склад підлоги:

- 1) монолітне бетонне покриття з важкого бетону: товщина  $\delta_1 - 0,04$  м; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_1 - 1,86$  Вт/(м·°C); тепловий опір  $R_1 = 0,022$ (м<sup>2</sup>·°C)/Вт;
- 2) армобетонна стяжка: товщина  $\delta_2 - 0,08$  м; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_2 - 1,86$  Вт/(м·°C); тепловий опір  $R_2 = 0,043$  (м<sup>2</sup>·°C)/Вт;
- 3) пароізоляція (шар пергаменту): товщина  $\delta_3 - 0,001$  м; коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_3 - 0,15$  Вт/(м·°C); тепловий опір  $R_3 = 0,007$  (м<sup>2</sup>·°C)/Вт;
- 4) теплоізоляція – відсутня.

Необхідне значення коефіцієнта тепловіддавання –  $\alpha_n = 7$  Вт/(м<sup>2</sup>·°C)

Визначаємо сумарний термічний опір всіх шарів, крім теплоізоляції за рівнянням:

$$\sum_{i=1}^3 R_i = 0,022 + 0,043 + 0,007 = 0,072 \text{ (м}^2\text{·°C)/Вт.}$$

Визначаємо дійсне значення коефіцієнта теплопередавання :

$$k_o^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^3 \left(\frac{\delta_i}{\lambda_i}\right) + \frac{1}{\alpha_n}\right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{11} + 0,072 + \frac{1}{7}\right)} = 3,270 \text{ Вт/(м}^2\text{·°C).}$$

Результати розрахунків коефіцієнтів теплопередавання огорджених конструкцій, зводимо в таблицю.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
						40
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Таблиця 2.3 – Зведена таблиця розрахунків коефіцієнтів теплопередавання огорожених конструкцій торговельного центру

Огорожі	$t_{п}, ^\circ\text{C}$	$\alpha_{з}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$\alpha_{п}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$R_{н}, (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$	$R_{в}, (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$	$\Sigma(\delta i/\lambda i), (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$	Товщина теплоізоляції, мм	Коефіцієнт теплопередавання, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
							δиз	кдо
Зовнішні стіни	20	23	11	0,04	0,09	0,9	20	0,911
Скління	20	23	11	0,04	0,09	0,8	–	1,020
Покриття	20	23	7	0,04	0,14	1,1	50	0,739
Підлога	20	11	7	0,09	0,14	0,07	–	3,270

#### 2.4.2 Розрахунок тепловтрат та визначення теплового навантаження

Тепловтрати через огорожувальні конструкції.

Тепловтрати через огорожувальні конструкції  $Q_1$  визначають як суму тепловтрат через огороження, спричинені наявністю різниці температур зовні і всередині  $Q_{1т}$ :

$$Q_1 = Q_{1т}, \text{ Вт}$$

Визначення  $Q_{1т}$ .

Тепловтрати через зовнішні стіни торгового залу визначаються за формулою:

$$Q_{11т} = k_{до} \cdot F_{ст} \cdot (t_з - t_{прім}), \text{ Вт},$$

где  $F_{ст}$  – площа стін торгового залу,  $\text{м}^2$ ;  $F_{ст} = 126,1 \text{ м}^2$ .

$$Q_{11т} = 0,911 \cdot 126,1 \cdot (20 - 16) = 459,5 \text{ Вт}.$$

Тепловтрати через панорамне скління визначаються за формулою:

$$Q_{21т} = k_{до} \cdot F_{ост} \cdot (t_н - t_{пом}), \text{ Вт}, \quad (2.30)$$

где  $F_{ост}$  – площа скління,  $\text{м}^2$ ;  $F_{ост} = 355,9 \text{ м}^2$ .

$$Q_{21т} = 1,02 \cdot 355,9 \cdot (20 - (-18)) = 13794,7 \text{ Вт}.$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		41

Тепловтрати через покриття визначаються:

$$Q_{31T} = k_{до} \cdot F_{пок} \cdot (t_3 - t_{прім}), \text{ Вт}, \quad (2.31)$$

где  $F_{пок}$  – площа покриття,  $\text{м}^2$ ;  $F_{пок} = 839,0 \text{ м}^2$ .

$$Q_{31T} = 0,739 \cdot 839,0 \cdot (20 - (-18)) = 23560,8 \text{ Вт}.$$

Тепловтрати через підлогу визначаються за формулою:

$$Q_{41T} = k_{до} \cdot F_{під} \cdot (t_3 - t_{прім}), \text{ Вт}, \quad (2.32)$$

где  $F_{під}$  – площа підлоги,  $\text{м}^2$ ;  $F_{полпом} = 839,0 \text{ м}^2$ .

$$Q_{41T} = 3,270 \cdot 839,0 \cdot (20 - 16) = 10974,1 \text{ Вт}.$$

Сумарні тепловтрати  $Q_{1T}$  в торговому залі:

$$Q_1 = Q_{1T} = Q_{11T} + Q_{21T} + Q_{31T} + Q_{41T} \quad (2.33)$$

$$Q_1 = 459,5 + 13794,7 + 23560,8 + 10974,1 = 48789,1 \text{ Вт (48,79 кВт)}.$$

Тепловтрати при вентиляції торгового залу.

Масова витрата вентиляційного повітря:

$$M_{вз} = V_{пом} \cdot a \cdot \rho_{п} / (24 \cdot 3600), \text{ кг/с}, \quad (2.34)$$

де  $V_{пом}$  – об'єм приміщення,  $\text{м}^3$ ;  $V_{пом} = 3356,0 \text{ м}^3$ ;

$a$  – кратність циркуляції повітря,  $a = 3$ ;

$\rho_{п}$  – густина повітря,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\rho_{п} = 1,18 \text{ кг/м}^3$ .

$$M_{вз} = 3356,0 \cdot 3 \cdot 1,18 / (1 \cdot 3600) = 3,300 \text{ кг/с},$$

Тепловтрати на нагрівання зовнішнього повітря розраховуються за формулою:

$$Q_3 = M_{вз} \cdot (h_{в} - h_{н}) = \quad (2.35)$$

$$Q_3 = 3,300 \cdot (42300 - (-16600)) = 194370,0 \text{ Вт (194,37 кВт)}.$$

Тепловтрати під час роботи холодильного обладнання торгового залу.

$$Q_3 = Q_{0-12} + Q_{0-35} = 67,72 + 9,20 = 76,92 \text{ кВт}$$

Експлуатаційні теплоприпливи.

Теплоприпливи від освітлення розраховують за формулою:

$$q_1 = A \cdot F_{полпом}, \text{ Вт},$$

где  $A$  – теплота, що виділяється джерелами освітлення за одиницю часу на  $1 \text{ м}^2$  площі підлоги,  $\text{Вт/м}^2$ ; для торгових залів  $A = 15,0 \text{ Вт/м}^2$ ;

$$q_1 = 15 \cdot 839,0 = 12585,0 \text{ Вт}.$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		42

Теплоприпливи від перебування людей:

$$q_2 = 350 \cdot n, \text{ Вт},$$

где 150 – тепловиділення однієї людини при легкій фізичній роботі, Вт;

$n$  – кількість людей;  $n = 30$ .

$$q_2 = 150 \cdot 30 = 4500 \text{ Вт}.$$

Теплоприплив від працюючого торгового обладнання:

$$q_3 = N_e, \text{ Вт},$$

где  $N_e$  – сумарна електрична потужність, Вт;  $N_e = 9000 \text{ Вт}$

$$q_3 = 9000 \text{ Вт}.$$

Експлуатаційні теплоприпливи визначаються як сума теплоприпливів окремих видів:

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 = 12585,0 + 4500,0 + 9000,0 = 26085,0 \text{ Вт (26,09 кВт)}.$$

Таблиця 2.4 – Зведена таблиця тепловтрат та теплоприпливів торгового залу

Вид тепловтрат та теплоприпливів	$\Sigma Q_i$ , кВт
Тепловтрати через огорожувальні конструкції	48,79
Тепловтрати при вентиляції	194,37
Тепловтрати під час роботи холодильного обладнання	76,92
Експлуатаційні теплоприпливи	-26,09
	293,99

Для подальших розрахунків приймаємо:  $Q_{оп} = \Sigma Q_i = 294 \text{ кВт}$ .

### *Вибір системи утилізації теплоти конденсації холодильної машини*

При виборі системи утилізації теплоти конденсації холодильної машини необхідно врахувати такі фактори:

холодильна машина має повітряний конденсатор;

температура теплоти конденсації у зимовий період  $t_k = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

допоміжне обладнання має бути компактним і мати мінімальні експлуатаційні витрати.

Враховуючи вищезазначені умови, приймаємо схему з утилізацією теплоти конденсації холодильної машини за допомогою водяних теплообмінників та використання цієї теплоти для підігріву припливного повітря в системі повітряного опалення на основі припливно-витяжної вентиляційної установки з рекуперацією теплоти.

#### **2.4.3 Розрахунок системи повітряного опалення торгового залу**

Кількість повітря, необхідного для опалення торгового залу визначається за виразом:

$$L = \frac{Q_{\text{оп}}}{0,34 \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.36)$$

де  $\Delta t$  – величина охолодження повітря при проходженні через опалювальне приміщення,  $^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

$$L = \frac{294000}{0,34 \cdot 25} = 34588 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Задаючись швидкістю повітря  $v = 10 \text{ м/с}$  за формулою:

$$F = \frac{L}{v \cdot 3600}, \text{ м}^2, \quad (2.37)$$

визначаємо необхідну площу перерізу повітроводу та обираємо його фактичний розмір із нормалізованого ряду

$$F = \frac{34588}{10 \cdot 3600} = 0,961 \text{ м}^2.$$

Розміри повітроводу:  $1200 \times 800 \text{ мм}$ .

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		44

Теплота конденсації  $Q_k$  холодильної установки, яку можна корисно утилізувати, дорівнює 107,69 кВт. Температура води на виході з теплообмінника  $t_{\text{вих}} = 28$  °С. Теплота конденсації  $Q_k$  використовується для попереднього підігріву припливного повітря у вентиляційній установці.

Кількість припливного повітря до торгового залу визначається за формулою:

$$L_{\text{пр}} = V_{\text{пом}} \cdot a = 3356 \cdot 3 = 10068 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Підігрів повітря у додатковому теплообміннику вентиляційної установки визначається за виразом:

$$\Delta t' = \frac{Q_k}{0,34 \cdot L_{\text{пр}}} = \frac{107690}{0,34 \cdot 10068} = 31,5 \text{ °С}.$$

Кількість повітря, необхідного для опалення торгового залу визначається за виразом:

$$L = \frac{Q_{\text{оп}}}{0,34 \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

де  $\Delta t$  – величина охолодження повітря при проходженні через опалювальне приміщення, °С;  $\Delta t = 25$  °С,

$$L = \frac{294000}{0,34 \cdot 25} = 34588 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Задаючись швидкістю повітря  $v = 10$  м/с за формулою

$$F = \frac{L}{v \cdot 3600}, \text{ м}^2,$$

визначаємо необхідну площу перерізу повітроводу та обираємо його фактичний розмір із нормалізованого ряду

$$F = \frac{34588}{10 \cdot 3600} = 0,961 \text{ м}^2.$$

Розміри повітроводу: 1200×800 мм.

Теплота конденсації  $Q_k$  холодильної установки, яку можна корисно утилізувати, дорівнює 107,69 кВт. Температура води на виході з

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		45

теплообмінника  $t_{\text{ввих}} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ . Теплота конденсації  $Q_k$  використовується для попереднього підігріву припливного повітря у вентиляційній установці.

Кількість припливного повітря до торгового залу визначається за формулою:

$$L_{\text{пр}} = V_{\text{пом}} \cdot a = 3356 \cdot 3 = 10068 \text{ м}^2/\text{ч}.$$

Підігрів повітря у додатковому теплообміннику вентиляційної установки визначається за виразом:

$$\Delta t' = \frac{Q_k}{0,34 \cdot L_{\text{пр}}} = \frac{107690}{0,34 \cdot 10068} = 31,5 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.38)$$

Температура повітря на виході з додаткового теплообмінника вентиляційної установки:

$$t'_{\text{ввих}} = t_3 + \Delta t' = -18 + 31,5 = 13,5 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2.39)$$

Площа перерізу припливного повітроводу визначається за виразом при розрахунковій швидкості повітря  $v = 6 \text{ м/с}$ :

$$F = \frac{10068}{6 \cdot 3600} = 0,466 \text{ м}^2.$$

Розміри повітроводу:  $1000 \times 500 \text{ мм}$ .

Кількість теплоти, необхідне для нагріву повітря у припливній установці от  $t_3$  до  $t_{\text{прім}}$ :

$$Q_H = Q_3 = 194370,0 \text{ Вт (194,37 кВт)}.$$

Фактичні витрати теплоти на нагрівання припливного повітря:

$Q'_H = Q'_H - Q_H = 194,37 - 107,69 = 86,68 \text{ кВт}$ . Економія теплоти під час використання теплоти конденсації холодильної установки

становить:  $\Delta Q = \left| \frac{Q_H - Q'_H}{Q_H} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{194,37 - 86,68}{194,37} \right| \cdot 100 = 55,40\% \text{ }^\circ\text{C}$ .

Температура повітря на виході з додаткового теплообмінника вентиляційної установки:

$$t'_{\text{ввих}} = t_3 + \Delta t' = -18 + 31,5 = 13,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		46

Площа перерізу припливного повітроводу визначається за виразом при розрахунковій швидкості повітря  $v = 6$  м/с:

$$F = \frac{10068}{6 \cdot 3600} = 0,466 \text{ м}^2.$$

Розміри повітроводу:  $1000 \times 500$  мм.

Кількість теплоти, необхідне для нагріву повітря у припливній установці от  $t_3$  до  $t_{\text{прім}}$ :

$$Q_{\text{н}} = Q_3 = 194370,0 \text{ Вт (194,37 кВт)}.$$

Фактичні витрати теплоти на нагрівання припливного повітря:

$Q'_{\text{н}} = Q'_{\text{н}} - Q_{\text{н}} = 194,37 - 107,69 = 86,68$  кВт. Економія теплоти під час використання теплоти конденсації холодильної установки

становить:  $\Delta Q = \left| \frac{Q_{\text{н}} - Q'_{\text{н}}}{Q_{\text{н}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{194,37 - 86,68}{194,37} \right| \cdot 100 = 55,40\% \text{ } ^\circ\text{C}.$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		47

## 2.5 Тепловий розрахунок холодильної машини

Холодильна станція, що працює для холодопостачання холодильних вітрин та високотемпературних камер:

Вихідні дані:

Робоча речовина – R507A.

$t_0 = -12\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура кипіння.

$t_k = 42\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура конденсації.

$t_{п.о.} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура перед рег. вентилем.

$t_{вс} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура всмоктування.

Необхідна холодопродуктивність машини  $Q_0=67.72\text{ кВт}$ .

Формуємо термодинамічний цикл холодильної машини в діаграмі  $P-h$  (рис.2.1) і визначаємо параметри в вузлових точках циклу (табл. 2.5).

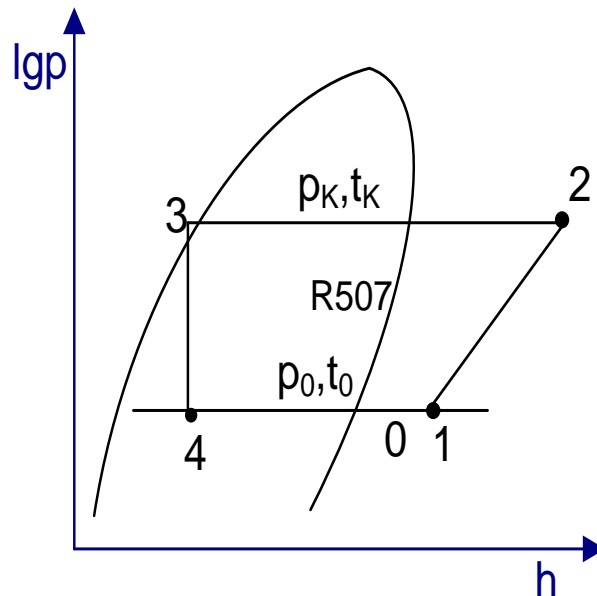


Рисунок 2.1 – Термодинамічний цикл холодильної машини в діаграмі стану ( $p-h$ )

Таблиця 2.5 – Термодинамічні параметри в вузлових точках циклу

Параметри точок цикла ХМ (R-507) $t_0 = -12^\circ\text{C}$				
точки	$p$ , атм	$t$ , $^\circ\text{C}$	$v$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	$h$ , $\text{кДж}/\text{кг}$
1	4,22	25	0,055	358,3
0	4,22	-12		387,3
2	19,724	87,9	0,0126	425,116
3	19,724	37		247,654
4	4,22	-12		247,654
Ступінь стиснення:			$p_k/p_0$	4,67

Питомі характеристики циклу:

Питома холодопродуктивність 1 кг холодильного агента :

$$q_0 = h_0 - h_4 = 358,3 - 247,65 = 110,65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.40)$$

Питома робота компресора:

$$w_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 425,116 - 387,3 = 37,81 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.41)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність 1 кг холодильного агента:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{110,65}{0,0555} = 2011 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (2.42)$$

де  $v_1$  – питомий об'єм всмоктуваної пари в компресор,  $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$ .

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_a = \frac{q_0}{w_{\text{км}}} = \frac{110,65}{37,81} = 2,926 \quad (2.43)$$

Коефіцієнт подавання компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w \quad (2.44)$$

де  $\lambda_c$  – коефіцієнт подавання компресора, викликаний наявністю «мертвого» простору:

$$\lambda_c = 1 - c \left[ \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,03 \left[ \left( \frac{19,724}{4,22} \right) - 1 \right] = 0,88 \quad (2.45)$$

де  $c$  – відносна величина мертвого об'єма  $c = 0.03$

$\lambda_w$  – коефіцієнт подавання компресора, викликаний нещільностями та теплообміном :

$$\lambda_w' = \frac{T_0 + \Theta}{\alpha \cdot T_k + \beta \cdot \Theta} = \frac{261 + 37}{1,12 \cdot 315 + 0,5 \cdot 37} = 0,79 \quad (2.46)$$

где  $T_0$  и  $T_k$  – температури кипіння та конденсації холодильного агента;  
 $\theta$  – перегрів пари на всмоктуванні:

$$\theta = t_1 - t_4 = 25 - (-12) = 37 \text{ K} \quad (2.47)$$

$\alpha$  и  $\beta$  – об'ємні коефіцієнти компресора ( $\alpha=1,12$ ;  $\beta=0,5$ )

$$\lambda = 0,88 \cdot 0,79 = 0,70.$$

Дійсний об'єм пара, що всмоктується:

$$V_d = \frac{Q_0}{q_o} \cdot V_1 = \frac{67,72}{110,65} \cdot 0,055 = 0,033 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.48)$$

Теоретичний об'єм, що описується поршнями компресора.

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,033}{0,70} = 0,047 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.49)$$

За каталогом обираємо при  $t_0 = -12^\circ\text{C}$  та  $t_k = 42^\circ\text{C}$  при  $Q_0 = 67,72$  кВт мульти-компресорний агрегат марки MC– 3 x 4N12Y-40S, до складу якого входять:  
Компресор поршневий Bitzer 4CES-9.F3Y  
інверторний

Компресор спіральний Bitzer ESH736Y-40S

Компресор спіральний Bitzer ESH736Y-40S

$V_{h1}=0.023 \text{ м}^3/\text{с}$  – одного компресора

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M \cdot (h_2 - h_1) = 0,61 \cdot (425,116 - 387,3) = 23,067 \text{ кВт} \quad (2.50)$$

Індикаторну потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{23,067}{0,76} = 30,35 \text{ кВт} \quad (2.51)$$

де  $\eta_i$  – індикаторний коефіцієнт корисної дії компресора:

$$\eta_i = \lambda_w' + b \cdot t_0 = 0,79 + 0,0025 \cdot (-12) = 0,76 \quad (2.52)$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		50

де  $b$  – температурний коефіцієнт ( $b = 0,0025$ );

$t_0$  – температура кипіння холодильного агента.

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{mp} = N_i + 50 \cdot V_h = 30,35 + 50 \cdot 0,047 = 32,7 \text{ кВт} \quad (2.53)$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{el} = 35,5 \text{ кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_o = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{67,72}{35,5} = 1,9 \quad (2.54)$$

Тепловий потік відведений у конденсаторі:

$$Q_{кд} = Q_0 + N_e = 67,72 + 32,7 = 100,42 \text{ кВт} \quad (2.55)$$

Аналогічно проводимо розрахунок холодильної станції для холодопостачання морозильних вітрин та морозильної камери. Дані заносимо до табл. 2.6-2.7

Вихідні дані:

Робоча речовина – R507A.

$t_0 = -35^\circ\text{C}$  – температура кипіння.

$t_k = 42^\circ\text{C}$  – температура конденсації.

$t_{п.о.} = t_k - 5 = 42 - 5 = 37^\circ\text{C}$  – температура перед рег. вентилем.

$t_{вс} = 25^\circ\text{C}$  – температура всмоктування.

Необхідна холодопродуктивність машини  $Q_0=9,2$  кВт.

Таблиця 2.6 – Термодинамічні параметри в вузлових точках циклу

Параметри точок циклу ХМ (R-507) $t_0 = -35^\circ\text{C}$				
точки	$p$ , атм	$t$ , $^\circ\text{C}$	$v$ , $\text{м}^3/\text{кг}$	$h$ , $\text{кДж}/\text{кг}$
1	1,737	25	0,1404	348,2
0	1,737	-35		391
2	19,724	119	0,0146	456
3	19,724	37		247,654
4	1,737	-35		247,654
Ступінь стиснення:			$p_k/p_0$	11,35

Таблиця 2.7 – Розрахунок основних характеристик циклу:

Питома холодопродуктивність	$q_0$ , кДж/кг	100,54
Масова витрата пари:	$M$ , кг/с	0,091
Об'ємні витрати пари:	$V_d$ , м <sup>3</sup> /с	0,01284
Коефіцієнт подачі КМ:	$\lambda_c$	0,68
Коефіцієнт подачі КМ:	$\lambda_{w'}$	0,77
Коефіцієнт подачі КМ:	$\lambda$	0,52
Об'єм, описаний поршнями КМ:	$V_h$ , м <sup>3</sup> /с	0,024
Адіабатна потужність КМ:	$N_a$ , кВт	5,9
Індикаторна потужність КМ:	$N_i$ , кВт	8,64
Індикаторний К.К.Д.:	$\eta_i$	0,68
Ефективна потужність КМ:	$N_e$ , кВт	9,84
Потужність тертя:	$N_{тр}$ , кВт	1,2
Тепловий потік, відведений у КД:	$Q_{кд}$ , кВт	19,04
Теоретичний коефіцієнт перетворення	$COP_a$	1,54
Дійсний коефіцієнт перетворення	$COP_d$	0,94

За каталогом обираємо при  $t_0 = - 35^\circ\text{C}$  та  $t_k = 42^\circ\text{C}$  при  $Q_0 = 9,2$  кВт мульти-компресорний агрегат марки AM – 2 x 4N12Y, до складу якого входять

Компресор поршневий інверторний	Bitzer	4DES-7.F3Y
Компресор поршневий	Bitzer	4TES-9.2Y

## 2.6 Тепловий розрахунок повітроохолоджувача

Розрахунок виконувався при наступних припущеннях: середні параметри повітря в повітроохолоджувачі рівні параметрам повітря в приміщенні, що охолоджується, температури кипіння холодильного агента і поверхні теплообмінної секції постійні.

Тепловий розрахунок проводимо для камери №19

Приймаємо наступні вихідні дані:

$Q_0 = 2кВт$  - холодопродуктивність апарату;

$t_k = 0^{\circ}C$  - температура в камері;

$t_k = -10^{\circ}C$  - температура кипіння R507;

Геометричні розміри та тип ребристої поверхні:

Ребра квадратні пластинчасті (РП) :

$d_{mp} \times \delta_{mp} = (12 \times 1)мм$  - діаметр та товщина стінки труби;

$\delta_{op} = 0.4мм$  - товщина біля основи ребра;

$u_p = 6мм$  - крок ребра;

$A \times B = (30 \times 30)мм$

Швидкість повітря в "живому перерізі" апарату:  $\omega = 4,5$  м/с,

Матеріал ребер-алюміній,  $\lambda_a = 180 Вт / м^2 K$  ;

Товщина інею:  $\delta_s = 1мм$ ;

Коефіцієнт теплопровідності інею:  $\lambda_u = 0.25 Вт / м^2 K$  .

Глибина охолодження повітря в апараті:  $\Delta t_{tv} = 4^{\circ}C$ , знаходимо температурний напір:  $\theta_m = 7.83$ ,

тоді  $t_{вх.н} = 0^{\circ}C$ ;  $t_{вых} = -4^{\circ}C$

$t_{cp.n} = 0.5 \cdot (0 - 4) = -2^{\circ}C$ ;

задаємося величиною середньої температури поверхні інею:  $t_u$ , за умови

$t_{p.m} < t_i < t_{cp.n}$ , тоді  $t_i = t_{cp.n} - (0,1...0,9) \cdot \theta_m = -2 - (0,79 \cdot 7,83) = -8^{\circ}C$  .

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		53

Будуємо процес стану повітря в охолоджувачі повітря і за допомогою (H-d) діаграми для вологого повітря знаходимо параметри повітря:

$\varphi$ %	$t_i^0 C$				$d_i \cdot 10^{-3} \text{ кг / кг}$				$I_i \text{ кДж/кг}$		
	$t_{\text{кам}}$	$t_1$	$t_2$	$t_u$	$d_{\text{кам}}$	$d_{\text{кам}}''$	$d_2$	$d_u''$	$h_{\text{кам}}$	$h_2$	$h_3$
80	0	0	-4	-8	3.02	3.78	2.48	1.91	7.54	2.16	-3.3

Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі:

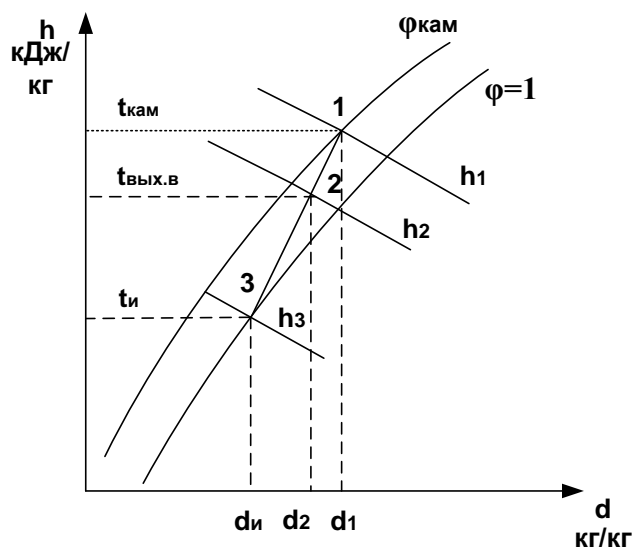


Рисунок 2.2 – Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі.

Розрахунок геометричних характеристик ребристого елемента вільного від інею:

Розрахунок геометричних характеристик ребристого теплопередаючого елемента:

где:  $f_p$  – зовнішня поверхня ребра,  $\text{м}^2$

$$f_p = 2 \cdot (A \times B - 0.785 \cdot d_3^2); \quad (2.57)$$

$$f_p = 2 \cdot (30 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} - 0.785 \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2) = 1.57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$f_{mp}$  – зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами,  $\text{м}^2$

$$f_{mp} = \pi \cdot d_3 \cdot (u - \delta_{op}), \quad (2.58)$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		54

$$f_{mp} = \pi \cdot 12 \cdot 10^{-3} (6 \cdot 10^{-3} - 0.4 \cdot 10^{-3}) = 2.11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$f_{вн}$  - внутрішня поверхня труби ребристого елемента; м<sup>2</sup>

$$f_{вн} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u, \quad (2.59)$$

$$f_{вн} = \pi \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 1.888 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

$f_3$  – повна зовнішня поверхня ребристого елемента, м<sup>2</sup>

$$f_3 = f_p + f_{mp}, \quad (2.60)$$

$$f_n = 1.57 \cdot 10^{-3} + 2.11 \cdot 10^{-4} = 1.781 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт  $\beta$  та ступінь оребреності теплообмінної поверхні:

$$\beta = \frac{f_3}{f_{вн}} = \frac{1.781 \cdot 10^{-3}}{1.888 \cdot 10^{-4}} = 9.43 \quad (2.61)$$

$$\phi = \frac{f_3}{\pi \cdot d_3 \cdot u} = \frac{1.781 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = 7.87$$

Геометричні характеристики поверхні інею, що осів на ребристому елементі:

$$f_{pi} = 2[A \cdot B - 0.785 \cdot (d_3 + 2\delta_i)^2] = 2 \cdot [30 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} - 0.785(12 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3})^2] = 1.49 \cdot 10^{-3}$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами:

$$\begin{aligned} f_{mpi} &= \pi \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_i) \cdot [u - (\delta_{op} + \delta_i)] = \\ &= \pi \cdot (12 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3}) \cdot [6 \cdot 10^{-3} - (0.4 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 10^{-3})] = 1.58 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \end{aligned} \quad (2.62)$$

Повна поверхня інею на ребрі:

$$f_{н.і} = f_{pi} + f_{mpi} = 1.49 \cdot 10^{-3} + 7.91 \cdot 10^{-5} = 1.5711 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (2.63)$$

$$\text{Коефіцієнт оребрення } \beta^i = \frac{f_{н.і}}{f_{вн}} = \frac{1.5711 \cdot 10^{-3}}{1.888 \cdot 10^{-4}} = 8.35$$

Мінімальний «живий» переріз одного ребристого елемента, м<sup>2</sup>

$$\begin{aligned} f_{ж} &= (S_1 - d_3 - 2 \cdot \delta_i) \cdot (u_p - \delta_p - 2 \cdot \delta_i); \\ f_{ж} &= (30 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3}) \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 0.4 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3}) = 5.76 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; \end{aligned} \quad (2.64)$$

де

$S_1$ - крок пучків труб при коридорному розташуванні:

$$S_1 = S_2 = A = B = 30 \text{ мм}.$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
						55
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Температура кипіння робочого тіла  $t_0 = -10^0 C$

Визначаємо теплофізичні властивості вологого повітря за середньої температури повітря  $t_{cp,n} = -2^0 C$ :

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності повітря:  $\lambda = 2.44 \cdot 10^{-2} Bm/(mK)$ ;

$\nu$  - кінематична в'язкість повітря:  $\nu = 13.28 \cdot 10^{-6} m^2/c$ ;

Критерій прандтля:  $Pr = 0.707$

Густина повітря:  $\rho_n = 1,293 m^3/кг.$

Коефіцієнт конвективного тепловіддавання від повітря до зовнішньої оребреної поверхні:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{u} \quad (2.65)$$

де число Нуссельта розраховуємо за формулою для коридорного пучка труб із пластинчастими ребрами:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot \left( \frac{L_p}{d_{екв}} \right)^m, \quad (2.66)$$

где  $L_p$  – ширина однієї пластини (ребра) по ходу руху повітря; у данному випадку  $L_p = A = B = 30 \cdot 10^{-3} m$ ;

$d_{екв}$  – еквівалентний діаметр, м

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot [(S_1 - d_n) \cdot (u - \delta_p)]}{[(S_1 - d_n) + (u - \delta_p)]} \quad (2.67)$$

$$d_{екв} = \frac{2 \cdot [(30 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3}) \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3})]}{[(30 \cdot 10^{-3} - 12 \cdot 10^{-3}) + (6 \cdot 10^{-3} - 0,4 \cdot 10^{-3})]} = 8,54 \cdot 10^{-3} m$$

де  $Re = \frac{\omega \cdot d_{екв}}{\nu}$  - число Рейнольдса,

$d_n$  – зовнішній діаметр труби, обираємо  $d_n = 0.12 m$ ,

$u$  – крок ребер, обираємо  $z = 4m$ .

$$Re = \frac{4,5 \cdot 8,54 \cdot 10^{-3}}{13,28 \cdot 10^{-6}} = 2893; \quad (2.68)$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		56

$$Nu = 0,3304 \cdot 2893^{0,48} \cdot \left( \frac{30 \cdot 10^{-3}}{8,54 \cdot 10^{-3}} \right)^{-0,0909} = 13,51$$

$$\alpha_{\kappa} = \frac{13,51 \cdot 2,44 \cdot 10^{-2}}{6,0 \cdot 10^{-3}} = 54,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Коефіцієнт вологовипадання:

$$\xi = 1 + \frac{d''_{\text{кам}} \phi_{\text{кам}} - d''_i}{t_{\text{кам}} - t_i} \cdot \frac{r - h_i}{c_p}, \quad (2.69)$$

$d''_{\text{кам}}$  и  $d''_i$  – відповідно, вологовміст насиченого повітря при  $t_{\text{кам}}$  и  $t_i$  ( $\phi_{\text{кам}} = 100\%$ ).

$r$  – прихована теплота фазового переходу

$h_i$  – ентальпія інею  $h_i = 2,09 t_i$

$$h_i = 2,09 \cdot (-8) = -16,72 \text{ кДж}/\text{кг};$$

$c'_p$  – теплоємність вологого повітря, приймаємо

$$c'_p = 1,006 + 1,87 \cdot 6,3 \cdot 10^{-3} = 1,017 \text{ кДж}/\text{кг}$$

$$\xi = 1 + \frac{3,78 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 - 1,91 \cdot 10^{-3}}{0 + 8} \cdot \frac{2835 + 16,72}{1,0117} = 1,39;$$

Коефіцієнт тепловіддавання з урахуванням вологовипадання:

$$\alpha_n = \alpha_{\kappa} \cdot \xi \quad (2.70)$$

$$\alpha_n = 54,9 \cdot 1,39 = 76,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Наведений коефіцієнт тепловіддавання з урахуванням термічного опору шару інею:

$$\alpha_{np} = \frac{1}{(1/\alpha_n + \delta_{ин}/\lambda_{ин})}, \quad (2.71)$$

де  $\delta_{ин}$  - товщина шару інею,  $\delta_{ин} = 0,001 \text{ м}$ ;

$\lambda_{ин} = 0,11 \dots 0,25$  – теплопровідність інею, приймаємо  $\lambda_{ин} = 0,11 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

$$\alpha_{np} = \frac{1}{(1/76,4 + 1 \cdot 10^{-3}/0,11)} = 45 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		57

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = \frac{th(mh')}{mh'} , \quad (2.72)$$

де  $h'$  – умовна висота ребра:

$$h' = 0.5 \cdot d_{306} \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln \rho) , \text{ м, при } A = B \Rightarrow \rho = \frac{1.15 \cdot B}{d_{306}} , \quad (2.73)$$

$$\rho = \frac{1.15 \cdot 30 \cdot 10^{-3}}{12 \cdot 10^{-3}} = 2,875 ;$$

$$\text{таким чином , } h' = 0.5 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot (2,875 - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln 2,875) = 0,0154 \text{ м ;} \quad (2.74)$$

$m$ -безрозмірний комплекс:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{np}}{\delta_p \cdot \lambda_p}} ; \quad (2.75)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 45}{0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 180}} = 35,35 \text{ 1/м ;}$$

$$m \cdot h' = 35,35 \cdot 0,0154 = 0,54 \text{ м ;}$$

$$E = \frac{th(0,54)}{0,54} = 0,91$$

Умовний коефіцієнт тепловіддавання, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$\alpha_{np,з} = \alpha_{np} \cdot (f_p \cdot E \cdot \psi \cdot c_k + f_{mp}) / f_3 , \text{ Вт/м}^2\text{К ;} \quad (2.76)$$

де  $c_k$  – коефіцієнт, що враховує контактний термічний опір між ребром та трубою;

$c_k = 0.86$  – для мідних труб із пластинчастими алюмінієвими ребрами;

коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддавання по висоті ребра;

$$\psi = 1 - 0.058 \cdot mh' = 1 - 0.058 \cdot 0.54 = 0.968 .$$

Таким чином,

$$\alpha_{np,з} = 45 \cdot \left( \frac{1,57 \cdot 10^{-3} \cdot 0,91 \cdot 0,968 \cdot 0,86 + 2,11 \cdot 10^{-4}}{1,781 \cdot 10^{-3}} \right) = 35,38 \text{ Вт/(м}^2\text{К) ;}$$

Коефіцієнт тепловіддавання з боку холодильного агента для фреону:

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		58

$$\alpha_a = 32 \cdot q_{F_{\text{вн}}}^{0.15} \cdot (\omega \cdot \rho)^{0.47}, \quad (2.77)$$

де  $\omega \cdot \rho$  - масова швидкість холодоагенту в трубі охолоджувача повітря, приймається за графіком [1]

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби:

$$q_{F_{\text{вн}}} = \alpha_n (t_{\text{кам}} - t_w) \cdot \beta_{\text{ін}}, \quad (2.78)$$

$$q_{F_{\text{вн}}} = 76.4 \cdot 1.4 \cdot (8) \cdot 8.35 = 7144 \text{ Вт/м}^2;$$

$$\alpha_a = 32 \cdot 7144^{0.15} \cdot 450^{0.47} = 2139 \text{ Вт/(м}^2\text{К)};$$

Коефіцієнт теплопередавання охолоджувача повітря віднесений до зовнішньої поверхні інею:

$$k_n^i = \frac{1}{(1/\alpha_{\text{нр.з}} + \beta_{\text{ін}}/\alpha_a + \varphi \cdot \delta_{\text{мп}}/\lambda_{\text{мп}})}, \quad (2.79)$$

$$k_n^u = \frac{1}{(1/35.38 + 11.36 \cdot 1 \cdot 10^{-3}/380 + 8.35 \cdot /2139)} = 31 \text{ Вт/(м}^2\text{К)};$$

Щільність теплового потоку, віднесена до поверхні інею:

$$q_{F_3} = k_3^i \cdot (t_{\text{сп.н}} - t_0).$$

$$q_{F_3} = 31 \cdot (-2 + 10) = 248 \text{ Вт/м}^2;$$

Коефіцієнт теплопередавання повітроохолоджувача віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні інею:

$$k_3 = \frac{\kappa_3^i \cdot \beta^3}{\beta^i} = \frac{31 \cdot 8,44}{8,35} = 31,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (2.80)$$

Визначаємо зовнішню поверхню охолоджувача повітря:

$$F_3 = \frac{Q_0}{k_3 (t_{\text{кам}} - t_0)} = \frac{2000}{31,3 \cdot (0 + 10)} = 6,38 \text{ м}^2. \quad (2.81)$$

Конструктивний розрахунок повітроохолоджувача

Об'ємна витрата повітря через охолоджувач повітря:

$$V_n = \frac{Q_0}{\rho_n (h_1 - h_2) \cdot 10^3} = \frac{2000}{1.293 \cdot (7,54 - 2,16) \cdot 10^3} = 0,28 \text{ м}^3 / \text{с}. \quad (2.82)$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		59

За графіками напірно-видаткових характеристик вентиляторів [2] обираємо число 2 шт. та діаметр вентиляторів  $D_6 = 200\text{мм}$ .

Мінімальний «живий» переріз охолоджувача повітря з інсеєм на теплообмінній

поверхні:  $F_{жс} = \frac{V_n}{\omega} = \frac{0,28}{4,5} = 0,0622\text{м}^2$ ;

Орієнтовні розміри теплообмінної секції охолоджувача повітря у фронтальному перерізі:

Задаємось кількістю труб по ходу повітря:  $z = 8$ штук.

Тоді, дійсна ширина  $H = z_n \cdot S_1 = 8 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 0.240\text{м}$  ;

Число ребристих елементів у фронтальному перерізі:

$$n_{жс} = \frac{F_{жс}}{f_{жс}} = \frac{0.0622}{5.76 \cdot 10^{-5}} = 1080\text{шт.} \quad (2.83)$$

Сумарна довжина труб в апараті:

$$\sum L = z \cdot u_p = 1080 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 6.48\text{м} ; \quad (2.84)$$

$$\text{Довжина апарату: } l = \frac{\sum L}{z} = \frac{6,48}{8} = 0,81\text{мм}, \quad (2.85)$$

Площа сухої зовнішньої поверхні одного ряду труб у фронтальному перерізі:

$$F_{з1} = f_3 \cdot n_{жс} = 1,781 \cdot 10^{-3} \cdot 1080 = 1,923\text{м}^2 ; \quad (2.86)$$

орієнтовна кількість труб по ходу повітря:  $z'_{np} = \frac{F_3}{F_{з1}} = \frac{6,38}{1,923} = 3,3$  шт, приймаєм

$z_{np} = 4$  секції.

$$\text{Глибина секції: } B = S_1 \cdot z_{np} = 30 \cdot 10^{-3} \cdot 4 = 120\text{мм}. \quad (2.87)$$

*Аеродинамічний розрахунок повітроохолоджувача*

Аеродинамічний опір оребреного пучка потоку повітря:

$$\Delta P = A \cdot \left( \frac{L}{d_{екв}} \right) \cdot (\omega \cdot \rho)^{1.76}, \quad (2.88)$$

Де:  $A = 0.0113$ ;  $d_{екв} = 6,27 \cdot 10^{-3}\text{м}$ ;  $\omega \cdot \rho = 4,5 \cdot 1.293 = 5.8$ ;

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		60

$$\Delta P = 0.0113 \cdot \left( \frac{0.30}{8.54 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot (5.8)^{1.76} = 8,757$$

Розрахунок міцності теплообмінної труби

Допустима напруга для труб зі сталі 10:

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_{\epsilon}}{n_{\epsilon}} = \frac{310}{2,6} = 130,9, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{\sigma_m}{n_m} = \frac{200}{1,5} = 133,2, \text{ МПа} \quad (2.89)$$

Приймається менше з отриманих значень  $\sigma_{\text{доп}} = 130,9$  МПа

Відношення визначальних параметрів для вибору розрахункової формули для товщини стінки труби

$$\frac{\sigma_{\text{доп}}}{P_{\text{тр}}} \varphi = \frac{130,9}{0,4} = 327 > 25, \text{ ,}$$

де  $\varphi = 1$  – для безшовної труби

Номінальна розрахункова товщина стінки

$$\text{труби } s_{\text{тр}} = \frac{d_3 \cdot P_{\text{тр}}}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_{\text{доп}}} = \frac{0,012 \cdot 0,4}{2 \cdot 130,9} = 1,83 \cdot 10^{-5} \text{ м}, \quad (2.90)$$

де  $P_{\text{тр}}$  – розрахунковий тиск у трубному просторі, МПа

$d_3$  – зовнішній діаметр труби, м

$\phi$  - коефіцієнт міцності шва,  $\phi = 1$

Технологічна поправка до номінальної розрахункової товщини стінки труби

$$c_{\text{д}} = k \cdot s_{\text{тр}} = 0,11 \cdot 0,032 = 0,0052 \text{ мм} \quad (2.91)$$

Надбавка на компенсацію корозії  $c = 2$  мм

Товщина стінки труби з урахуванням зазначених надбавок

$$s'_{\text{тр}} = s_{\text{тр}} + c_{\text{д}} + c = 0,032 + 0,0052 + 2 = 2.03 \text{ мм}. \quad (2.92)$$

Прийнята товщина стінки труби із заокругленням до найближчого більшого розміру за асортиментом  $S_{\text{тр}} = 2$  мм, що відповідає початковим умовам.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		61

## 2.7 Тепловий розрахунок повітряного конденсатора

Розрахунок робимо для повітряного конденсатора, що входить у холодильну станцію, яка обслуговує холодильні вітрини та високотемпературні камери.

Для повітряного конденсатора, що проектується, приймаємо наступні вихідні дані:

теплообмінна поверхня має пластинчасті ребра:

$d_z = 15\text{мм}$  - зовнішній діаметр труби;

$d_{вн} = 11\text{мм}$  - внутрішній діаметр труби;

$\delta_{тп} = 2\text{мм}$  - товщина труби;

$\delta_p = 0.2\text{мм}$  - товщина ребра;

$u_p = 2.5\text{мм}$  - крок між ребрами;

$S_1 = 30\text{мм}$  - крок між трубами.

$S_2 = S_1$

Робоча речовина—R507a

$Q_k = 100,42\text{кВт}$  - теплове навантаження на конденсатор.

Розділимо загальне навантаження на центаль на два самостійні апарати, які стоятимуть один над іншим.

Тоді навантаження на один конденсатор складе:  $Q_k = 50,2\text{кВт}$  -

Середній температурний напір між R-507A та повітрям:

$t_{n1} = 32^{\circ}\text{C}$  - температура повітря на вході в апарат;

$t_{n2} = t_k - (4...6)^{\circ}\text{C} = 38^{\circ}\text{C}$  - температура повітря на виході з апарату;

$t_k = 42^{\circ}\text{C}$  - температура конденсації

$\Delta t_{\delta} = t_k - t_{n1} = 42 - 32 = 10^{\circ}\text{C}$

$\Delta t_m = t_k - t_{n2} = 4^{\circ}\text{C}$

$$\theta_l = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}\right)} = \frac{10 - 4.0}{\ln\left(\frac{10}{4}\right)} = 6.548^{\circ}\text{C}. \quad (2.93)$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		62

Масова витрата повітря:

$$G_n = \frac{Q_k}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{50,2}{1,005 \cdot (38 - 32)} = 8,32 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.94)$$

Об'ємна витрата повітря:

$$V_n = \frac{G_n}{\rho} = \frac{8,32}{1,147} = 7,25 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}. \quad (2.95)$$

Площа живого перерізу апарату:

$$F_{ж.п} = \frac{V_n}{\omega} = \frac{7,25}{4,55} = 1,59 \text{ м}^2. \quad (2.96)$$

Геометричні характеристики оребреної поверхні труби:

Площа теплопередавальної поверхні труби завдовжки 1 м:  
внутрішня:

$$f_{вн1} = \pi \cdot d_{вн} = \pi \cdot 11 \cdot 10^{-3} = 0,0345 \frac{\text{м}^2}{\text{м}} \quad (2.97)$$

Зовнішня поверхня, що несе труби:

$$f_{01} = \pi \cdot d_3 = \pi \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 0,04712 \frac{\text{м}^2}{\text{м}} \quad (2.98)$$

Повна зовнішня поверхня ребер та міжреберних ділянок [19]:

$$f_{31} = \frac{1}{u_p} \cdot \left[ 2 \cdot \left( S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \right) + (u_p - \delta_p) \cdot \pi \cdot d_3 \right];$$
$$f_{31} = \frac{1}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot \left[ 2 \cdot \left( 30 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} - \frac{\pi \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2}{4} \right) + (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3}) \cdot \pi \cdot 15 \cdot 10^{-3} \right] \quad (2.97)$$
$$f_{31} = 0,622 \frac{\text{м}^2}{\text{м}}$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta = \frac{f_{31}}{f_{вн1}} = \frac{0,622}{0,035} = 17,998 \quad (2.99)$$

Зовнішній ступінь оребрення:

$$\varphi_3 = \frac{f_{31}}{f_{01}} = \frac{0,622}{0,047} = 13,199 \quad (2.100)$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		63

Конвективний коефіцієнт тепловіддавання від повітря до зовнішньої поверхні труби визначимо за рівнянням Іоффе для пластинчастих ребер з шаховим розташуванням труб.

Еквівалентний діаметр труби:

$$d_e = \frac{2 \cdot (S_1 - d_3) \cdot (u_p - \delta_p)}{(S_1 - d_3) + (u_p - \delta_p)} = \frac{2 \cdot (30 \cdot 10^{-3} - 15 \cdot 10^{-3}) \cdot (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3})}{(30 \cdot 10^{-3} - 15 \cdot 10^{-3}) + (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3})} = 3,988 \text{ мм} \quad (2.101)$$

При середній температурі повітря в апараті вибираємо теплофізичні властивості [19]:

$$t_n = t_k - \theta_n = 42 - 6,548 = 35,452^\circ \text{C} \quad (2.102)$$

$\mu = 18,85 \cdot 10^{-6} \text{ (Па} \cdot \text{с)}$  - динамічна в'язкість повітря;

$\lambda = 2,7 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  - коефіцієнт теплопровідності повітря;

$\rho = 1,147 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  - густина повітря;

$c_p = 1,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - теплоємність повітря.

Масова швидкість:

$$\Omega = \rho \cdot \omega = 1,147 \cdot 4,55 = 5,218 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}; \quad (2.103)$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re_e = \frac{\Omega \cdot d_e}{\mu} = \frac{5,218 \cdot 3,988 \cdot 10^{-3}}{18,85 \cdot 10^{-6}} = 1104; \quad (2.104)$$

Критерій Нуссельта:

визначальний розмір:  $l = S_1 = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

При поперечному обтіканні повітрям коридорного пучка

$$\text{труб } Nu_n = 0,59 \cdot Re^{0,49} \cdot \left( \frac{l}{d_e} \right)^{-0,2} = 0,59 \cdot 1104^{0,49} \cdot \left( \frac{30 \cdot 10^{-3}}{3,988 \cdot 10^{-3}} \right)^{-0,2} = 12,20, \quad (2.105)$$

де:  $l$  - ширина ребра, м.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		64

$$\alpha_n = \frac{Nu_n \cdot \lambda}{d_e} = \frac{12,2 \cdot 2,7 \cdot 10^{-2}}{3,998 \cdot 10^{-3}} = 82,44 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \quad (2.106)$$

Визначаємо наведений коефіцієнт тепловіддавання .

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$\rho_1 = 1,15 \cdot \frac{S_1}{d_3} = 1,15 \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{15 \cdot 10^{-3}} = 2,3 \quad (2.107)$$

$$h' = \frac{d_3}{2} \cdot (\rho_1 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \log(\rho_1)); \quad (2.108)$$

$$h' = \frac{15 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (2,3 - 1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \log(2,3)) = 0,013 м$$

Для алюмінію:

$$\lambda = 241 \frac{Вт}{м \cdot К}.$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_n}{\lambda_p \cdot \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 82,44}{241 \cdot 0,2 \cdot 10^{-3}}} = 58,48 м^{-1}. \quad (2.109)$$

$$E = \frac{\tanh(m \cdot h')}{(m \cdot h')} = \frac{\tanh(58,48 \cdot 0,013)}{(58,48 \cdot 0,013)} = 0,84. \quad (2.110)$$

Коефіцієнт тепловіддавання, віднесений до внутрішньої поверхні:

$$f_{p1} = \frac{1}{u_p} \cdot 2 \cdot \left( S_1 \cdot S_2 - \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \right) = \frac{1}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot 2 \cdot \left( 30 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} - \frac{\pi \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2}{4} \right) = 0,579 \frac{м^2}{м}$$

$$f_{mp1} = \frac{1}{u_p} \cdot (u_p - \delta_p) \cdot \pi \cdot d_n = \frac{1}{2,5 \cdot 10^{-3}} \cdot (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3}) \cdot \pi \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 0,043 \frac{м^2}{м}$$

$$\alpha_{np.vn} = \alpha_n \cdot \left( \frac{f_{p1}}{f_{vn1}} \cdot E + \frac{f_{mp1}}{f_{vn1}} \right) = 82,44 \cdot \left( \frac{0,579}{0,0345} \cdot 0,84 + \frac{0,026}{0,0345} \right) = 1224,3 \frac{Вт}{м^2 \cdot К} \text{ Задає}$$

мося щільністю теплового потоку від внутрішньої стінки труби до повітря:

$$q_n = \alpha_{np.vn} \cdot \theta_n,$$

$$\theta_n = t_{cm} - t_n$$

$$q_n = 1224,3 \cdot \theta_n$$

						КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
							65
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата			

Коефіцієнт тепловіддавання агента, що конденсується в горизонтальній трубі:

$$\alpha_a = 0.728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda'^3 \cdot \rho'^2 \cdot g \cdot r}{\mu'}} \cdot (\theta_a \cdot d_{\text{вн}})^{-0.25}; \quad (2.111)$$

$$\theta_a = t_{\kappa} - t_{\text{см}}$$

Теплофізичні властивості робочої речовини R507a при  $t_{\kappa} = 42^{\circ}\text{C}$

$\mu' = 1.09 \cdot 10^{-4} \text{ (Па} \cdot \text{с)}$  - динамічна в'язкість рідкої робочої речовини;

$\lambda' = 0,0781 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  - коефіцієнт теплопровідності рідкої робочої речовини;

$\rho' = 781,25 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  - густина рідкої робочої речовини;

$c'_p = 1.482 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - теплоємність рідкої робочої речовини.

$r = 103,88 \text{кДж} / \text{кг}$  - прихована теплота пароутворення робочої речовини.

$$\alpha_a = 0.728 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,0781^3 \cdot 781,25^2 \cdot 9,81 \cdot 103,88 \cdot 10^3}{1,09 \cdot 10^{-4}}} \cdot (\theta_a \cdot d_{\text{вн}})^{-0.25} =$$

$$\alpha_a = 934,7 \cdot (\theta_a \cdot d_{\text{вн}})^{-0.25}$$

Щільність теплового потоку від агента до стінки труби:

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a$$

$$q_a = 934,7 \cdot (11 \cdot 10^{-3})^{-0.25} \cdot \theta_a^{0,75}$$

$$\theta_a = t_{\kappa} - t_{\text{см}}$$

$$q_a = 2886,18 \cdot \theta_a^{0,75}$$

Задаємося різними значеннями  $\theta_a$ , тоді:

$\theta_a$	0,5	0,75	1	1,5	2	2,5	3	3,5
$q_a$	1716	2326	2886,18	3911	4853	5738,2	6579	7385

Задаємося значеннями  $\theta_n = (0,5 \dots 4,5)$ , та будуємо графіки рівнянь  $q_a$  и  $q_n$ . У точці їх перетину знаходимо значення  $q_{\text{вн}}$ ;

$$q_n(\theta_n) = 1163 \cdot \theta_n;$$

$$q_a = 2886,18 \cdot \theta_a^{0,75}$$

З графіка отримуємо:

$$q_{вн} = 5300 \frac{Вт}{м^2}.$$

Коефіцієнт теплопередавання, віднесений до внутрішньої поверхні:

$$k_{вн} = \frac{q_{вн}}{\theta_l} = \frac{5300}{6,548} = 809 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}. \quad (2.112)$$

Площа зовнішньої поверхні конденсатора:

$$F_3 = \frac{Q_k}{q_{вн}} \cdot \beta = \frac{50,2 \cdot 10^3}{5300} \cdot 17,998 = 170,47 м^2. \quad (2.113)$$

$$F_{вн} = \frac{Q_k}{q_{вн}} = \frac{50,2 \cdot 10^3}{5300} = 9,47 м^2. \quad (2.114)$$

Компонуємо конденсатор:

Живий переріз апарату:

Мінімальний «живий» переріз одного ребристого елемента:

$$f_{ж} = \frac{(S_1 - d_3) \cdot (u_p - \delta_p)}{1}; \quad (2.115)$$

$$f_{ж} = \frac{(30 \cdot 10^{-3} - 15 \cdot 10^{-3}) \cdot (2,5 \cdot 10^{-3} - 0,2 \cdot 10^{-3})}{1} = 3,45 \cdot 10^{-5} м^2$$

Кількість ребер на одному погонному метрі труби.

$$n_p = \frac{1000}{2,5} = 400 \text{ ребер}. \quad (2.116)$$

Кількість ребер по фронту:

$$n_\phi = \frac{F_{ж.с.}}{f_{ж.с.}} = \frac{1,595}{3,45 \cdot 10^{-5}} = 46231 \quad (2.117)$$

Довжина труби у фронтальному перерізі:

$$l = \frac{n_\phi}{n_p} = \frac{46231}{400} = 115,6 м \quad (2.118)$$

Довжину однієї труби по фронту приймаємо:

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
						67
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

$$l_{\phi} = 2,890\text{ м}$$

Кількість труб у живому перерізі:

$$z = \frac{l}{l_{\phi}} = \frac{115}{2,890} = 40\text{шт.} \quad (2.119)$$

Ширина конденсатора по фронту:

$$H = z \cdot S_1 = 40 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 1,2\text{ мм} \quad (2.1120)$$

Підбираємо 3 вентилятори діаметром  $D=800$  мм;

потужність двигуна – 3 кВт;

Витрата повітря –  $8820\text{ м}^3/\text{ч}$ .

Загальна довжина труб у конденсаторі:

$$L = \frac{F_3}{f_{31}} = \frac{170,47}{0,622} = 274\text{ м} \quad (2.121)$$

$$\text{Число рядів труб по ходу повітря: } z = \frac{L}{l} = \frac{274}{115} = 2,38 \quad (2.122)$$

Приймаємо 2 секції для одностороннього підключення

Тоді глибина конденсатора:

$$B = z \cdot S_1 = 2 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 60\text{ мм.}$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		68

## 2.8 Розрахунок допоміжного устаткування

### Підбір лінійного ресивера

Місткість лінійного ресивера холодильного агрегату з повітряним конденсатором обирається залежно від холодопродуктивності агрегату. Об'єм ресивера і конденсатора повинен бути більшим за обсяг холодильного агента.

Лінійний ресивер розташовують на одному рівні з конденсатором, тому конденсатор і лінійний ресивер не з'єднуються зрівняльною лінією. При визначенні обсягу ресивера слід враховувати, що його заповнення рідкою робочою речовиною має перевищувати 80 % обсягу. Тому, відповідно до вимог правил техніки безпеки, розрахунковий обсяг ресиверів збільшують на 20%. Робоче заповнення ресивера становить 50%.

Об'єм лінійного ресивера для середньотемпературної централі визначимо по діаграмі [18]  $V_p=46,5\text{дм}^3$

Тип ресивера-FS562 ("Bitzer")

- максимальне наповнення хладагентом 90%.

Маса наповнення хладагентом -51кг.

Об'єм лінійного ресивера для низькотемпературної централі:  $V_p=75\text{дм}^3$

Тип ресивера-FS732 ("Bitzer")

Маса наповнення хладагентом -70,2кг.

Місткість лінійного ресивера для низькотемпературної централі:

$V_p=24\text{дм}^3$

Тип ресивера-FS252 ("Bitzer")

- максимальне наповнення хладагентом 90%.

Маса наповнення хладагентом -24кг.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		69

У середньотемпературній централі встановлюємо ресивер - оливний - оливовідокремлювач, який розроблений спеціально для використання у складі багатокомпресорних систем, що використовують як регулятори рівня оливи в картерах компресорів електронні регулятори, що дозволяють працювати при повному перепаді тисків. Ресивер оливний - оливовідокремлювач замінює два традиційно використовуваних компоненти масляних систем: оливовідокремлювач і оливний ресивер.

Оливовідокремлювач обираємо за значенням об'ємної витрати компресора  $V_h=169,2\text{м}^3/\text{ч}$  для середньотемпературної галузі роботи машин: обираємо МО :марки BC-OSR-8

Діаметр корпусу  $D=190\text{мм}$ , умовний прохід штуцера. Висота- $H=662\text{мм}$ .

Перевіряємо швидкість руху пари робочої речовини в оливовідокремлювачі:

$$\omega_n = \frac{4 \cdot M_a \cdot v_{\text{наг}}}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,612 \cdot 0,0126}{\pi \cdot 0,19^2} = 0,27 \text{ м/с.} \quad (2.123)$$

Швидкість руху парів агента не перевищує погодженого значення  $0,5\text{м/с}$ /

Для низькотемпературної централі:  $V_h=86,4\text{м}^3/\text{ч}$

Діаметр корпусу  $D=102\text{мм}$ , умовний прохід штуцера. Висота- $H=297\text{мм}$ .

Перевіряємо швидкість руху пари робочої речовини в оливовідокремлювачі:

$$\omega_n = \frac{4 \cdot M_a \cdot v_{\text{наг}}}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 0,091 \cdot 0,014604}{\pi \cdot 0,102^2} = 0,162 \text{ м/с.}$$

обираємо МО :марки OSH-405/

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
						70
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

## 2.9 Розрахунок магістральних трубопроводів

Для мультикомпресорного агрегату при  $t_0 = -12^\circ\text{C}$  и  $t_k = 42^\circ\text{C}$

Об'ємна витрата пари агента:

$$V^H = \frac{M_{a1}}{\rho^{II}}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.124)$$

де  $\rho^{II} = 79,3 \text{ м}^3/\text{с}$  – густина агента при температурі нагнітання ( $t_H=87^\circ\text{C}$ );

$$V^H = \frac{0.612}{79,3} = 0.0077, \text{ м}^3/\text{с}$$

Діаметр нагнітального трубопроводу:

$$d_1^H = 1.13 \sqrt{\frac{V^H}{\omega_H}}, \text{ м} \quad (2.125)$$

де:  $\omega_H = 10 \dots 18 \text{ м/с}$  – швидкість пари;

$$d_1^H = 1.13 \sqrt{\frac{0.0077}{10}} = 0.031, \text{ м.}$$

Підбираємо  $D_y = 40 \text{ мм}$ .

Об'ємна витрата пари агента:

$$V_1^{6c} = \frac{G_{a1}}{\rho^{II}} = \frac{0,612}{18,1} = 0,033, \text{ м}^3/\text{с}$$

де:  $\rho^{II} = 18.1 \text{ м}^3/\text{с}$  – густина агента при температурі всмоктування ( $t_{вс}=25^\circ\text{C}$ )

Діаметр всмоктувального трубопроводу :

$$d_1^{6c} = 1.13 \sqrt{\frac{V_1^{6c}}{\omega_{6c}}} = 1.13 \sqrt{\frac{0.033}{8}} = 0.07, \text{ м.} \quad (2.126)$$

де:  $\omega_{6c}=8 \dots 12 \text{ м/с}$  – швидкість пари.

Підбираємо  $D_y = 70 \text{ мм}$ .

Об'ємна витрата рідкого агента:  $V^H = \frac{G_{a2}}{\rho^I}, \text{ м}^3/\text{с},$

де  $\rho^I=909 \text{ м}^3/\text{с}$  – густина агента за температури  $37^\circ\text{C}$ ;

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		71

$$V^H = \frac{0.612}{909} = 6.73 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Діаметр між КД та ЛР:  $d = 1.13 \sqrt{\frac{6.73 \cdot 10^{-4}}{1.25}} = 0.026 \text{ м}.$

Підбираємо  $D_y = 26 \text{ мм}.$

Для мультикомпресорного агрегату при  $t_0 = -35^\circ\text{C}$  и  $t_k = 42^\circ\text{C}$

Об'ємна витрата пари агента :  $V^H = \frac{0.091}{68} = 1.33 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3/\text{с}$

де  $\rho'' = 68 \text{ м}^3/\text{с}$  – густина агента при температурі нагнітання ( $t_H = 119^\circ\text{C}$ );

Діаметр нагнітального трубопроводу:

$$d_1^H = 1.13 \sqrt{\frac{1.33 \cdot 10^{-3}}{10}} = 0,013, \text{ м. Підбираємо } D_y = 16 \text{ мм}.$$

Об'ємна витрата пари агента :

$$V_1^{ec} = \frac{G_{a2}}{\rho''} = \frac{0,091}{7,12} = 0,01278, \text{ м}^3/\text{с}$$

де:  $\rho'' = 7.12 \text{ м}^3/\text{с}$  - густина агента при температурі всмоктування ( $t_{вс} = 25^\circ\text{C}$ )

Діаметр всмоктувального трубопроводу:

$$d_1^{ec} = 1.13 \sqrt{\frac{V_1^{ec}}{\omega_{вс}}} = 1.13 \sqrt{\frac{0.01278}{8}} = 0.045, \text{ м. Підбираємо } D_y = 50 \text{ мм}.$$

Об'ємна витрата рідкого агента :  $V^H = \frac{0.091}{909} = 1.001 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3/\text{с}.$

$\rho' = 909 \text{ м}^3/\text{с}$  - густина агента за температури  $37^\circ\text{C}$ ;

Діаметр між КД та ЛР :

$$d = 1.13 \sqrt{\frac{1.001 \cdot 10^{-4}}{1.25}} = 0.010 \text{ м}.$$

Підбираємо  $D_y = 12 \text{ мм}.$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		72

## ОХОРОНА ПРАЦІ

В роботі розглянуто холодильна централь, що працює на робочій речовині R-507a.

Робоча речовина R-507a є азеотропною сумішшю HFC<sup>^</sup> R-125(50%)/R-143a (50%), при виготовленні якого не використовується хлор. За своїми екологічними характеристиками він значно перевершує більшість існуючих холодоагентів. R-507a також відрізняється нульовим коефіцієнтом потенціалу руйнування озонного шару землі. Коефіцієнт потенціалу глобального потепління, яким володіє R-507, дорівнює GWP= 3985 г. Нормальна температура кипіння: -47,7° С; критична температура: 70,9°С; критичний тиск - 3,792 МПа, критична густина - 490,77кг/м<sup>3</sup>. R-507 стандартна робоча рідина для комерційного та промислового низькотемпературного охолодження. Зберігати в сухих складських приміщеннях, що забезпечують захист від сонячних променів, подалі від відкритого вогню і електронагрівальних приладів, при температурі не вище 52°С. Цей холодильний агент має високу плинність і відбувається через дрібні пори металу в таких місцях, де менше текучі гази (аміак або азот) при рівних умовах пройти не можуть. Ця речовина розчиняється в оліві, при цьому в'язкість масла знижується. R-507 не змішується з мінеральною олівою. Його токсичність дуже низька. AEL (допустима межа впливу) має значення 100 ppm (8-годинний TWA). Контейнери з R-507 слід зберігати в сухому, добре провітрюваному місці подалі від джерел тепла. Пари важчі за повітря і матиме тенденцію накопичуватися біля землі.

Класифікація — A1, група L1. Тобто R-507 не токсичний, не горючий, високий рівень безпеки.

Категорії виробництв по вибухопожежної небезпеки

Класифікація виробництва за ступенем вибухової, вибухопожежної та пожежної небезпеки відповідно до ОНТП 24-86.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		73

Згідно з нормами технологічного проектування з вибухопожежної та пожежної небезпеки, приміщення і будівлі розділяють на категорії А, Б, В, Г і Д.

Визначають категорії шляхом послідовної перевірки відповідності приміщення вимогам, що пред'являються до кожної групи:

Машинні та апаратні відділення фреонових холодильних установок відносяться до категорії Д.

Техніка безпеки на холодильниках передбачає наступні вимоги: приміщення холодильників повинні бути забезпечені засобами пожежогасіння, всі ізольовані трубопроводи в місцях проходження через стіни і перекриття повинні мати вставки з вогнетривкого ізоляційного матеріалу, в машинному відділенні повинні бути спеціальні місця для зберігання в закритому вигляді обтиральних матеріалів (забороняється зберігання бензину, гасу та інших легкозаймистих речовин), будівельні, монтажні і ремонтні роботи із застосуванням відкритого полум'я і електрозварювання в холодильних камерах і машинних відділеннях повинні здійснюватися при наявності письмового допуску і при дотриманні протипожежних заходів.

#### Об'ємно-планувальні рішення

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки: всі частини холодильної установки, що містять фреон розташовують в машинному відділенні, висотою не менше 3,5 м. Машинне відділення розташовується на першому поверсі холодильника. Двері машинного відділення виходять назовні будівлі. Мінімальні розміри проходів для хладонових компресорів з об'ємною подачею менш 0.0017м<sup>3</sup> / с складають: головний прохід від електро-щитка до виступаючих частин машин - 1.2м, між виступаючими частинами машини 1м.

#### Методи визначення місць витоків холодильного агента

Не щільності в хладонових холодильних установках виконують за допомогою розчину мильної емульсії, полімерних індикаторів, галоїдних ламп і витокошукачів. Перспективним способом є додавання до хладону

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		74

фарбувальних індикаторів, що утворюють в місцях нещільностей стійкі колірні плями.

При контролі за допомогою розчину мильної емульсії нещільності виявляють по бульбашках, що виникають в місцях витоку. Чутливість розчину мильної емульсії невисока, контроль герметичності систем холодоагенту трудомісткий, з розчином складно працювати при мінусовій температурі навколишнього середовища. Полімерні індикатори - водні розчини природних і синтетичних полімерів з додаванням поверхнево-активних речовин, регуляторів водневого показника середовища, антифризів і барвників. Індикатори мають високу чутливість і використовуються в інтервалах температур навколишнього повітря  $+5 \div +30$  ° С («склад-1»). У місцях витоків полімерний склад, нанесений на контрольовану поверхню фарборозпилювачем, утворює скупчення бульбашок або «кокони» піни, які стійко зберігаються не менше 24 год.

Принцип дії галоїдних ламп заснований на властивості сполук, що містять галоїди (фтор і хлор), змінювати колір полум'я пальника в присутності нагрітої до  $600 - 700$  ° С міді. Галоїдні витокошукачів (типу ВАГТІ-3, ГТВ-6, БГТІ-5) мають більш високу чутливість, ніж галоїдні лампи.

Принцип дії витокошукачів заснований на властивості розпеченої платини збільшувати іонну емісію зі своєї поверхні в присутності газів, що містять галоїди. При визначенні місць витоку фреону галоїдними лампами і витокошукачами приміщення машинного відділення попередньо вентилують, під час перевірки в приміщенні не повинно бути сильних припливів повітря.

#### Контрольно-вимірювальні прилади

На всмоктуючої і нагнітальної стороні кожного компресора повинні бути встановлені, фреонові мановакууметри і манометри зі шкалою тисків і температур.

На кожному компресорі повинен бути встановлений манометр або мановакууметри для вимірювання тиску оливи.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		75

Манометри і мановакууметри повинні бути не нижче 2,5 за ГОСТом 8625-65

Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватися в установленому порядку не рідше одного разу на рік, а також після кожного ремонту. Крім того, не рідше одного разу в 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

При відсутності контрольного манометра дозволяється додаткову перевірку проводити перевіреним робочим манометром.

Манометри повинні бути встановлені так, щоб їх показання були чітко видні обслуговуючому персоналу; циферблат повинен бути розташований у вертикальній площині або з нахилом вперед до 30 °.

Манометри і мановакууметри, встановлені на висоті вище 3,5 м від рівня площадки для обслуговування, повинні бути діаметром не менше 200 мм.

Не допускається застосовувати манометри і мановакууметри у випадках, коли відсутня пломба або клеймо, прострочений термін повірки, а також з розбитим склом або іншими ушкодженнями, що можуть відбитися на правильності їх показань.

Запірні вентилі повинні встановлюватися: на кожній всмоктуючої і нагнітальної лініях компресора; на кожному вхідному і вихідному патрубках забірників рідкого фреону (ресивера, кожухотрубного випарника).

Забірники рідкого фреону (ресивер) повинні забезпечуватися показчиками рівня рідини.

Арматура повинна бути доступна для зручного і безпечного обслуговування і ремонту.

Фреонова установка повинна бути забезпечена реле тиску, яке зупиняє компресор в разі підвищення надлишкового тиску нагнітання. Це реле має бути приєднано до запірною нагнітального вентиля компресора по ходу фреону. На кожному компресорі має бути встановлено реле контролю змащення, яке

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		76

зупиняє компресор в разі зниження тиску в системі змащення до нижнього допустимого рівня.

Компресори з охолоджувальною водяною сорочкою повинні забезпечуватися автоматичним приладом (реле витрати, реле тиску та ін.), який зупиняє компресор в разі припинення надходження води в охолоджувальну сорочку.

Так як компресори з'єднані паралельно, то вони повинні бути забезпечені автоматичними пристроями, (зворотний клапан, реле рівня і ін.), Щоб запобігали переходу оливи з одного компресора в інший (інші).

#### Правила безпеки при обслуговуванні

Планові огляди і ревізії установки повинні проводитися відповідно до затвердженого графіка, складеного з урахуванням рекомендацій заводу-виготовлювача і експлуатаційних умов кожної установки.

Огляд і попереджувальний ремонт системи заземлення повинні проводитися відповідно до вимог "Правил технічної експлуатації та безпечного обслуговування електроустановок промислових підприємств".

Закривати нагнітальний вентиль компресора дозволяється тільки після усунення можливості його автоматичного пуску.

Вимірювання лінійного мертвого простору компресора виробляється тільки при ручному повертанні вала.

Забороняється експлуатувати запірну арматуру з пошкодженими маховичками, що утрудняють відкриття і закриття посудин, апаратів і балонів.

Щоб уникнути заклинювання вентилів, які не мають зворотного ущільнення сальника при виведеному маховику, забороняється тримати їх у відкритому вщерть положенні. Якщо за умовами експлуатації запірний вентиль необхідно відкривати на максимальний прохід, то його спочатку слід відкрити повністю, а потім повернути назад, приблизно на 1/8 обороту маховика.

Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватися в установленому порядку не рідше одного разу на рік, а також після кожного

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
						77
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

ремонту. Крім того, не рідше одного разу в 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

При відсутності контрольного манометра допускається додаткову перевірку проводити перевіреним робочим манометром.

Користування несправними автоматичними приладами забороняється. Перевірка приладів автоматичного захисту повинна проводитися не рідше одного разу на рік зі складанням акта.

Знімати огороження з працюючого обладнання забороняється.

Забороняється одночасно закривати вхідний і вихідний вентиля на апаратах, заповнених фреоном більш ніж на 80% обсягу.

Витік фреону слід усувати негайно при її виявленні. У разі значного витіку фреону слід негайно зупинити компресор, включити вентиляцію або відкрити вікна і двері, і усунути витік.

Підтягування болтів у фланцевих з'єднаннях, а також повну або часткову заміну сальникової набивки запірної арматури дозволяється проводити тільки після зниження тиску фреону в пошкодженій ділянці до атмосферного і відключення цієї ділянки від решти системи.

При огляді внутрішніх частин фреонових компресорів і апаратів дозволяється для цілей освітлення користуватися тільки переносними лампами напругою не вище 36 в або електричними кишеньковими і акумуляторними ліхтарями. Користуватися для освітлення відкритим полум'ям забороняється.

При додаванні фреону в установку слід керуватися вказівками, що відносяться до заповнення установки.

У разі заповнення балонів фреоном з установки дозволяється використовувати лише балони з не простроченим терміном перевірки. Норма заповнення на 1 л ємності не повинна перевищувати 1,1 кг фреону.

Електробезпека

Класифікація приміщення за ступенем небезпеки ураження

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		78

електричним струмом

Згідно з Правилами улаштування електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи в залежності від напруги: до 1000 В і понад 1000 В. На підприємствах холодительної промисловості, а також в харчовій промисловості і в торгівлі знаходяться в експлуатації установки тільки першої групи.

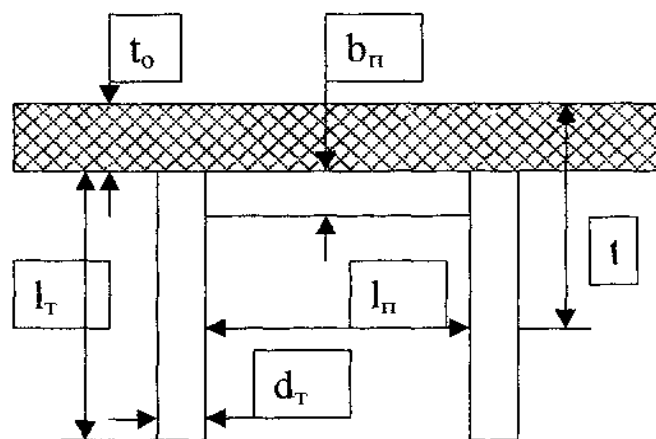
Виробничі приміщення всіх видів в залежності від ступеня небезпеки ураження електричним струмом поділяються на три категорії.

Машинні та апаратні зали фреонових холодительних установок відносяться до приміщень з підвищеною безпекою.

Небезпечні приміщення - сирі, з відносною вологістю повітря, близькою до 85%, наявністю хімічно активного середовища і двох і більше ознак, що характеризують приміщення з підвищеною безпекою.

Розрахунок заземлюючого пристрою

Захисному заземленню та зануленню підлягають металеві струмопровідні частини електрообладнання, які через несправність ізоляції можуть опинитися під напругою. На нашому підприємстві до них відносяться: корпус компресорів, відцентрових аміачних насосів і вентиляторів.



Початкові дані:

Напруга - 380 В, тому опір нового заземлюючого контуру має бути  $[R] \leq 4$  Ом;

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		79

Умова розрахунку:

Ґрунт - глина, для якої питомий опір  $\rho = 30 \text{ Ом}\cdot\text{м}$ . [1]

Розрахунок:

Заземлювач виконан з труби (труба  $d_m = 0,03 \text{ м}$  и довжиною  $l_m = 2 \text{ м}$ , діаметр и довжина одиночного стрижня).

Труби між собою з'єднані сталевую смугою шириною  $b_n = 0,04 \text{ м}$ . Труби забиті так, щоб верхній край був нижче рівня землі на глибину  $H_0 = 0,5 \text{ м}$

$t_0 = 0,5 \text{ м}$  на цій же глибині розміщена смуга.

Опір одного стрижня заземлювача:

$$R = \frac{\rho}{2\pi l_m} \left( \ln \frac{2l_m}{d_m} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t + l_m}{4t - l_m} \right)$$

$$R = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 2} \left( \ln \frac{2 \cdot 2}{0,03} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1,5 + 2}{4 \cdot 1,5 - 2} \right) = 18,746 \text{ Ом}$$

1) Середній питомий опір ґрунту:  $\rho = \rho_\phi \cdot \psi = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом/м}$

$\rho$  - питомий опір ґрунту;

$\psi$  - кліматичний коефіцієнт, який враховує сезонні коливання опору ґрунту

2)  $d_m$  - зовнішній діаметр труби;

3)  $t$  - глибина центру труби;

$$t = 0,5l_m + t_0$$

$$t = 0,5 \cdot 2 + 0,5 = 1,5 \text{ м}$$

Приймаємо відстань між стрижнями заземлювачів, довжину одиночної смуги  $l_n = 2 \cdot l_m = 4 \text{ м}$ ;

Кількість вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R}{[R]} = \frac{18,8}{4} = 4,7 \text{ шт}$$

Округлимо отримане значення до найближчого стандартного значення 2, 4, 6, 20

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		80

Приймаємо  $n = 6$  шт.

Опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_g = \frac{R}{n \cdot \eta_g}, \text{ где}$$

$\eta_g = 0,77$  – коефіцієнт використання вертикальних систем заземлення; [5]

$$R_g = \frac{18,8}{6 \cdot 0,77} = 4,06 \text{ Ом}$$

Довжина горизонтального заземлювача:

$$L = l_n (n - 1)$$

$$L = 4(6 - 1) = 20 \text{ м}$$

Опір горизонтального заземлювача:

$$R_z = \frac{\rho}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \eta_z} \ln \frac{2L^2}{b_n \cdot t_0}$$

$$R_z = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 0,84} \ln \frac{2 \cdot 20^2}{0,04 \cdot 0,5} = 4,514 \text{ Ом}$$

Опір групових заземлювачів:

$$R_{gp} = \frac{R_g \cdot R_z}{R_g + R_z}$$

$$R_{gp} = \frac{4,06 \cdot 4,514}{3,68 + 4,514} = 2,137 \text{ Ом}$$

Що менше допустимого  $[R] = 4 \text{ Ом}$ . [1]

Висновок

Заземлення контуру складається з шести труб довжиною 2 м забитих на відстані один від одного 4 м, на глибину від верхнього рівня землі на 0,5 м, і у верхній частині мають з'єднання смугою шириною 0,04 м.

Пожежна профілактика

Протипожежні вимоги

Всі будівлі і конструкції по вогнестійкості поділяються на 8 ступенів (СНиП 2.01.02-85). Конструкція будівлі повинна бути 2 ступеня вогнестійкості з негорючих матеріалів - під впливом вогню або високої температури не

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		81

займаються, не тліють і не обвуглюються.

До вогнетривких матеріалів відносяться всі природні неорганічні матеріали, що застосовуються в будівництві, метали, а також гіпсові або гіпсоволокнисті плити при вмісті органічної маси до 8% (по масі).

Для захисту будівель і споруд від розповсюдження пожежі на весь об'єкт передбачають протипожежні перешкоди. До таких перешкод належать протипожежні стіни, перегородки, перекриття, зони, тамбури-шлюзи і ін.

До всіх будівель і споруд повинен бути забезпечений вільний доступ.

Засоби пожежної автоматичної сигналізації

Надійний пожежний зв'язок і сигналізація грають важливу роль в своєчасному виявленні пожеж і виклику пожежних підрозділів до місця пожежі.

За призначенням пожежі зв'язок поділяється на три види: зв'язок сповіщення, призначена для виклику пожежних частин (команд) на пожежу; диспетчерська, призначена для повсякденного керівництва та управління пожежною охороною; зв'язок на пожежі, призначена для керівництва пожежними підрозділами під час гасіння пожеж.

Приймальні станції, отримуючи сигнал з сповіщувачів, перетворюють їх в звукові і світлові сигнали, а в деяких випадках автоматично включають обладнання пожежогасіння.

На підприємствах і установах знайшли застосування прийомні станції ТОЛ-10/100 (тривожна, оптична, променева), які працюють з тепловими сповіщувачами типу АТИМ-3, АТП-3М, ПОСТ-1 і ДТЛ і від ручних кнопкових сповіщувачів типу ПКІЛ-9.

Крім зазначеної станції, застосовується і ряд інших, зокрема: сигналізаційна димова пожежна установка СДПУ-1, сигналізаційна теплова пожежна установка СТПУ-1 і сигналізаційна комплексна пожежна установка СКПУ-1.

Системи автоматичного пожежогасіння (первинні засоби пожежогасіння,

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		82

пожежний інвентар)

Для автоматичного гасіння пожежі розпорошеної водою використовуються спрінкерні і дренчерні установки. Вони діють в залежності від температури повітря в приміщенні.

#### Вогнегасні засоби

Речовини і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнгасними засобами. За своїм агрегатним станом ці кошти бувають: рідкі, піноподібні, пароподібні, тверді.

Припинення горіння досягається шляхом зниження температури в осередку горіння, створенням таких умов, коли швидкість тепловіддавання перевищить швидкість тепловиділення. В основі принципу припинення горіння полягає ізоляція палаючого матеріалу від доступу кисню повітря. Вода і водні розчини - найбільш поширені і ефективні засоби боротьби з пожежами.

Піна застосовується при гасінні палаючих нафтопродуктів. За своїм складом або способу отримання розрізняють хімічну і повітряно-механічну піну.

Хімічну піну одержують в піноутворювальній апаратурі з піногенераторних порошків. Гасіння засноване на тому, що на поверхні піна розтікається щільним шаром і ізолює палаючі нафтопродукти від повітря.

#### Протипожежне озброєння та інвентар

При гасінні пожеж піною широко застосовують генератори високократної піни ГВП та хімічні вогнегасники ОХП-10.

Генератори ГВП мають кілька типорозмірів: ГВП-200, ГВП-600, ГВП-2000. Відрізняються вони один від одного геометричними розмірами і продуктивністю (від 200 до 2000 л / с). Повітряно-механічна піна виходить при змішуванні в генераторі води, піноутворювача і повітря. Використовуються піноутворювачі марок ПО-1, ПО-1Д, ПО-6.

Вогнегасник ОХП-10 хімічний, пінний (модель 10). Забороняється застосовувати цей тип вогнегасників при гасінні палаючих електроустановок,

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		83

що знаходяться під напругою, так як утворюється піна електропровідна. Час роботи вогнегасника 60-65 с, тому необхідно приводити його в дію безпосередньо у вогнища пожежі і струмінь піни направляти в палаючий предмет.

Вуглекислотні вогнегасники застосовують при гасінні пожеж: в електроустановках, що знаходяться під напругою до 1000 В.

Порошкові вогнегасники застосовують при гасінні загоряння на мотоциклах, легкових і вантажних автомашинах.

Порошкові вогнегасники є комплектуючою одиницею пожежних щитів. У комплект пожежних щитів входить наступне протипожежне обладнання: лом, багор, відро пожежне (конусне), сокира з діелектричною рукояткою (до 1000 вольт), лопата

Встановлюється пожежний щит в місцях, які можуть гарантувати швидкий доступ до протипожежного обладнання в разі загоряння. Пожежні щити є відкритим стендом і як правило встановлюються на територіях, що охороняються, складах і т.ін.

#### Розрахунок пожежної водойми

Розрахунок недоторканного запасу води в резервуарі виходить з можливості кількості одночасних пожеж, розрахункової продуктивності їх і витрата води в період пожежі:

Обсяг пожежного резервуара:

$$V = \frac{k \cdot q \cdot n \cdot \tau}{1000} \cdot 3600,$$

де

$\tau$  - розрахункова тривалість пожежі, для будівель категорії Д  $\tau = 3$  ч.;

$q$  - питоме водоспоживання  $q = 20$  м<sup>3</sup>/с;

$k$  - коефіцієнт добової нерівномірності водоспоживання  $k = 1$ ;

$n$  - кількість людей.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		84

$$V = \frac{1 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 3}{1000} \cdot 3600 = 216 \text{ м}^3$$

### Розрахунок виробничого освітлення

При освітленні виробничих приміщень використовують природне освітлення, що створюється світлом неба (прямим і відбитим), штучне, здійснюване електричними лампами, і поєднане, при якому в світлий час доби недостатнє за нормами природне освітлення доповнюється штучним.

Для загального штучного освітлення компресорного цеху приймаємо лампи накаливання, так як значення напруги можуть знижуватися до 90% номінальної напруги.

Вибір загальної, верхньої системи освітлення по гігієнічним параметрам дає рівномірний розподіл світла.

Для ламп накаливання приймаємо найбільш поширені світильники прямого світла УПМ-15.

Відношення відстані між лампами і висоти до робочого місця приймаємо

$$L_k / H_p = 1,5, \text{ тогдa } L_k = H_p \times 2 = 3,2 \times 1,5 = 4,8 \text{ м}$$

кількість світильників

$$N = (A \times B) / L_k^2 = (6 \times 6) / 4,8^2 = 1,56 \text{ шт};$$

Приймаємо кількість світильників  $N = 2$  шт. Розраховуємо світловий потік від однієї лампи.

$$\Phi_n = (E_n \times K \times z \times S) / (N \times \eta)$$

де

$E_n$  - нормована мінімальна освітленість, лк; приймаємо

$$E_n = 150 \text{ лк};$$

$S$  - площа освітлюваного приміщення,  $\text{м}^2$ ;  $S = 36 \text{ м}^2$ ;

$z$  - коефіцієнт мінімальної освітленості,  $z = 1,15$ ;

$N$  - кількість світильників, шт;  $N = 2$  шт;

$\eta$  - коефіцієнт використання світлового потоку ламп, залежить від висоти підвісу світильників, показника приміщення і, відбиття від стін і стелі,

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		85

$\eta = 0,42$  [5];

Визначаємо показник приміщення і

$$i = (A \times B) / H_p (A + B)$$

де А и В - два характерних розміра приміщення.

$$i = 6 \times 6 / 3,2(6 + 6) = 0,937$$

$$\Phi_d = (150 \times 1,15 \times 1,3 \times 36) / (2 \times 0,42) = 9100 \text{ лм}$$

Приймаємо 1 лампу накалювання, марки НГ-53 з світловим потоком 8000 лм., І потужністю 500Вт. потужність

Розрахунок системи вентиляції

Пускові пристрої аварійної вентиляції розміщують як всередині вентилязованих приміщень (біля виходів), так і поза ними, на зовнішній стіні будівлі. Пристрої для пуску аварійної вентиляції, розміщені зовні, блокують з пристосуваннями для відключення живлення силового електрообладнання холодильної установки.

Машинне відділення повинно бути забезпечено опаленням і вентиляцією відповідно до вимог «Санітарних норм проектування промислових підприємств (СН 245-63). Припливна і витяжна (вона ж аварійна) вентиляція повинна бути примусовою з кратністю циркуляції не менше 3.

Припливні і витяжні повітроводи рекомендується розміщувати на протилежних стінах машинного залу.

Розрахунок системи вентиляції виробляємо по кратності вентиляції по галузевим нормам.

Приплив  $k = 3$

Витяжка  $k = 4$

Аварійна  $k = 6$

Продуктивність вентиляції:

$$L = V_{к.ц.} \cdot k = 216 \cdot 3 = 648 \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$L = V_{к.ц.} \cdot k = 216 \cdot 4 = 864 \text{ м}^3/\text{ч}$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		86

$$L = V_{к.ц.} \cdot \kappa = 216 \cdot 6 = 1296$$

Потужність електродвигуна:

$$N_{эл.дв.} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вент}} = \frac{1,2 \cdot 648 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,06 \text{ кВт}$$

$$N_{эл.дв.} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вент}} = \frac{1,2 \cdot 864 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,08 \text{ кВт}$$

$$N_{эл.дв.} = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{вент}} = \frac{1,2 \cdot 1296 \cdot 250 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,85} = 0,127 \text{ кВт}$$

Підібрані вентилятори

Вид вентиляції	Марка вентилятора	N <sub>эл</sub>	n
Припливна	Vent160L	0,127кВт	1400об/хв
Витяжна	Vent160L	0,160 кВт	1400об/хв.
Аварійна	Vent160L	0,237 кВт	1400об/хв

Долікарська допомога

Симптоми отруєння при вдиханні повітря з високими концентраціями фреонів або продуктів їх розкладу проявляються через 30 - 60 хв. З'являється головний біль, слабкість, почастищення пульсу і дихання, можуть спостерігатися нудота і блювота. При попаданні рідких фреонів на шкіру і в очі можливо обмороження шкіри і пошкодження очей. Обслуговуючий персонал холодильної установки повинен вміти надавати першу допомогу постраждалим при отруєнні і ураженні холодоагентом.

При задусі, викликаной нестачею кисню в приміщенні, заповненому газоподібним фреоном, необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Рекомендується пити (міцний солодкий чай, каву, лимонад), вдихання кисню протягом 30-45 хвилин. У разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря. При попаданні фреону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закачують в очі

стерильне вазелінове масло, після чого необхідно негайно звернутися до лікаря.

При наявності явищ подразнення слизової оболонки, рекомендується полоскання носа і глотки 2% -ним розчином соди або водою.

При попаданні фреону в очі необхідно провести рясне промивання очей струменем чистої води. Потім слід до приходу лікаря надіти темні захисні окуляри. Не забинтовувати очі, не накладати на них пов'язок. При попаданні фреону на шкіру можна очікувати відмороження. Слід занурити уражену кінцівку в теплу воду (35-45 ° С) на 5-10 хвилин або зробити загальну ванну в разі ураження великій поверхні тіла. Осушити шкіру після ванни не розтиранням, а прикладаючи рушник, який добре вбирає воду. Після цього слід на пошкоджену ділянку накласти мазеву пов'язку або змастити пошкоджену поверхню маззю. При відсутності мазі можна використовувати несолоне вершкове або соняшникову олію. У разі появи бульбашок ні в якому разі їх не розкривати, а накласти мазеву пов'язку прямо на бульбашки.

Засоби для першої долікарської допомоги

1. Нашатирний спирт (для дихання).
2. Валеріанові краплі.
3. Двовуглекисла сода (для промивання очей і порожнини горла).
4. Мазь Вишневського або пеніцилінова мазь (для змащування пошкодженої поверхні шкіри).
5. Темні захисні окуляри.
6. Стерильний матеріал (серветки, вата, бинти).
7. Дерев'яні лопатки (для взяття і накладення мазі).
8. У спеціально відведеному місці слід мати балон з медичним киснем і обладнанням до нього.

Висновки: для забезпечення безпечних умов праці, на підприємстві передбачено низку заходів. Перш за все, виконані основні вимоги щодо електробезпеки. Зроблено розрахунок заземлюючих елементів, що в майбутньому захищає від ураження електричним струмом від приладів, що

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		88

працюють під напругою. Для нормального самопочуття працівників машинного цеху передбачена система мікроклімату, яка забезпечує приплив свіжого повітря протягом робочої зміни. Нормальна освітленість з наявністю свіжого повітря в робочому приміщенні дозволяє комфортно відчувати робочому персоналу під час робочої зміни, що позитивно позначається на роботі в цілому.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		89

## ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

### Розрахунок вартості виконання кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня бакалавра

#### Формування стрічкового графіку виконання роботи

Плани підготовки кваліфікаційної роботи бакалавра формують з використанням різних моделей, одна з яких стрічковий графік.

Стрічковий графік - графічна модель з переліком робіт, що виконуються, з зазначенням часу початку робіт, часу завершення робіт і тривалості всієї роботи. Формування стрічкових графіків вимагає розрахунків трудомісткості і тривалості кожної роботи і кількості виконавців. Для цих розрахунків потрібні нормативи трудомісткості виконання робіт, диференційованих за такими ознаками, як ступінь новизни, складності, формат креслень.

Перевагами стрічкового графіка є простота, наочність, можливість відображення змісту і багатьох організаційно-економічних характеристик робіт.

Загальний термін роботи 3 місяці, з 29 березня по 10 червня 2023 року з урахуванням вихідних днів. Кількість робочих календарних днів за цей період складає 50 (5-ти денний робочий тиждень).

На підставі даних таблиці 2.20 складемо календарний графік виконання робіт, що відображає тривалість кожного виду робіт у вигляді відрізків часу, які розташовуються відповідно до послідовності виконання робіт (рис. 2.20).

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		90

Таблиця 1 – Дані для створення стрічкового графіка

Стадія №	Назва стадії	Трудомісткість робіт (посада виконавців)	Тривалість, доба
1	Розробка та затвердження технічного завдання	Здобувач / доцент	0/1
2	Вивчення технічного завдання	Здобувач / доцент	1/0
3	Огляд і вивчення літератури	Здобувач / доцент	4/6
4	Розробка математичної моделі об'єкта	Здобувач / доцент	2/0
5	Вибір метод дослідження	Здобувач / доцент	0/1
6	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	Здобувач / доцент	2/0
7	Теплові і конструктивні розрахунки елементів об'єкта	Здобувач / доцент	20/0
8	Розробка креслень і графічних моделей.	Здобувач / доцент	9/0
9	Розробка додаткової інформації згідно до завдання	Здобувач / доцент	4/
10	Попередня перевірка виконання роботи	Здобувач / доцент	0/4
11	Оформлення пояснювальної записки та матеріалу до презентації	Здобувач / доцент	5/2
12	Обговорення та затвердження результатів роботи	Здобувач / доцент	1/1
13	Підготовка матеріалів роботи до захисту	Здобувач/доцент	2/1
Разом:			50/10

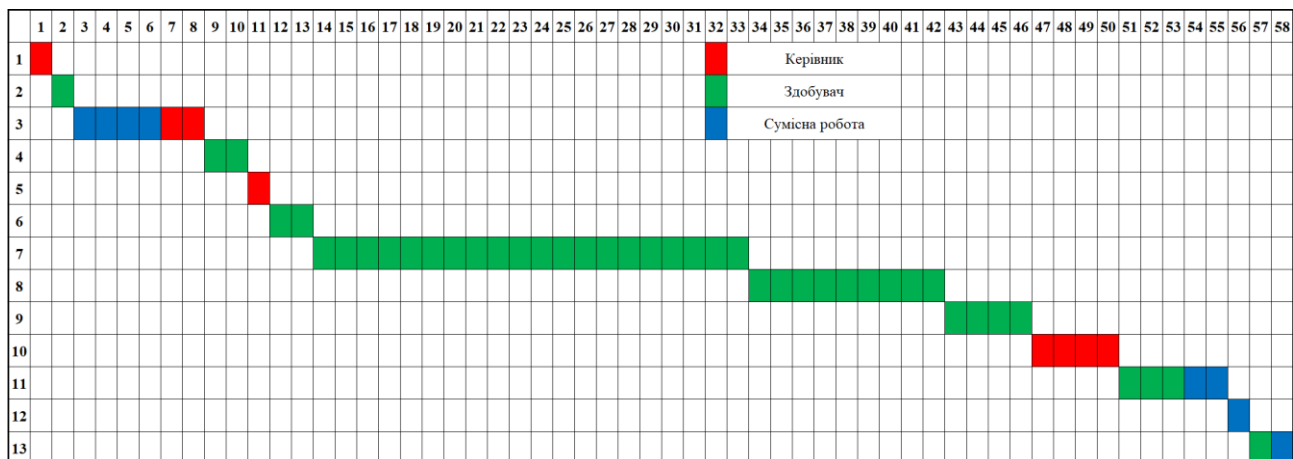


Рисунок 1– Стрічковий графік виконання роботи

### Розрахунок вартості досліджень і розробок

Кошторис витрат на кваліфікаційну роботу являє собою вартісну оцінку використовуваних у процесі виконання роботи матеріалів, енергії, основних фондів, трудових ресурсів, а також інших витрат на її створення та захист.

Витрати, що утворюють кошторис, групують відповідно до їх економічного змісту за такими елементами:

- матеріальні витрати;
- вартість робочої сили;
- амортизація основних засобів;
- інші витрати.

Матеріальні витрати

Таблиця 2 – Перелік матеріальних витрат

Назва	Одиниці	Кількість	Ціна за одиницю, грн.	Сума, грн.
Канцелярські товари	шт.	5	100	500
USB флеш-пам'ять	шт.	1	350	350
Чорнило для лазерного принтера	шт.	1	350	250
Разом				1100

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних витрат

$$B_{el} = N \cdot c_{el} \cdot \tau_e \quad (1)$$

де,  $N$  – енергоспоживання обладнання кВт/год;  $c_{el}$  – вартість 1 кВт.год, гривень;  $\tau_e$  – час використання обладнання під час робіт, год.

Для роботи використовували персональний комп'ютер потужністю 350Вт і принтер потужністю 10Вт. У ПІВМ є час: 50 днів, 6 годин на добу, принтера - 6 хвилин.

Вартість 1кВт електроенергії становить – 1,68 грн/кВт.

Вартість електроенергії становить:

$$B_{el} = 0,35 \cdot 1,68 \cdot 50 \cdot 6 + 0,01 \cdot 1,68 \cdot 0,1 \cdot 50 = 184, \text{ грн.}$$

Загалом матеріальні витрати дорівнюють:

$$\sum B = B_m + B_{el} = 1100 + 184 = 1284 \text{ грн.} \quad (2)$$

Витрати на заробітну плату включають заробітну плату керівника (доцента), і стипендію здобувача.

Заробітна плата нараховується, виходячи із ставки розробника і часу, що витрачається на виконання роботи.

Доцент має ставку 10981 гривень, студент має ставку 2550 гривень.

Виходячи з витрат часу на розроблення (керівник - 10 днів, студент - 50 днів), зарплата дорівнює:

$$z_{кер} = \frac{10981}{22} \cdot 10 = 4991, \text{ грн} - \text{ зарплата керівника} \quad (3)$$

$$z_{ст} = \frac{2550}{22} \cdot 50 = 5795,45 \text{ грн} - \text{ зарплата студента} \quad (4)$$

Витрати на заробітну плату:

$$\sum z = z_{кер} + z_{ст} = 4991 + 5795,45 = 10786,45 \text{ грн.} \quad (5)$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$z_{од} = \sum z \cdot 0,15 = 10786,45 \cdot 0,15 = 1617 \text{ грн.} \quad (6)$$

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		93

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{zn} = Z_{ood} + \sum Z = 1617 + 10786,45 = 12404,4 \text{ грн.} \quad (7)$$

Загальні прямі витрати

$$\sum B_{np} = \Phi_{zn} + \sum B = 12404,41 + 1284 = 13688,41 \text{ грн.} \quad (8)$$

Таблиця 3 – Необхідні витрати

Назва витратних позицій	Сума, грн.	Відсоток
Матеріальні витрати, $\sum B$	1284	9,38
Витрати на заробітну плату, $\Phi_{zn}$	12404,4	90,6
Загальна вартість, $\sum B_{np}$	13688,41	100

Орієнтована вартість виконання бакалаврської роботи становить 13688гр

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У роботі розроблено систему тепло-холодопостачання торговельного центру на засадах енергозбереження

2. Ізоляційна конструкція камер, що пропонується в роботі відповідає вимогам, які висуваються до камер короткочасного зберігання продуктів харчування.

3. Розрахунки тепловтрат торгового залу дозволили вибрати систему утилізації теплоти конденсації холодильної машини, на засадах енергозбереження

4. Розрахунки системи повітряного опалення торгового залу показали, що економія енергії під час використання теплоти конденсації холодильної установки становить 55,4%

5. При проектуванні теплообмінних апаратів використано сучасні технології, розрахунки яких мають хорошу збіжність із даними інформаційних каталогів.

6. Розроблена система тепло-холодопостачання торговельного центру відповідає всім вимогам енергозбереження.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		95

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Mathis, Paul & Finkbeiner, Konstantin & Hegemann, Daniela & Wesseling, Mark & Streblow, Rita & Mueller, Dirk & Huang, Mu & Bohne, Dirk. (2018). Energy efficient HVAC systems in shopping centers.
2. Fabio Giunta, Samer Sawalha, Techno-economic analysis of heat recovery from supermarket's CO2 refrigeration systems to district heating networks, Applied Thermal Engineering, Volume 193, 2021, 117000, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117000>. (accessed 15.05.23).
3. [https://www.energystar.gov/sites/default/files/tools/Retail\\_August\\_2018\\_EN\\_508.pdf](https://www.energystar.gov/sites/default/files/tools/Retail_August_2018_EN_508.pdf).
4. Cushman & Wakefield LLP, "European shopping centre development," London, 2015.
5. M. Huang, D. Bohne, P. Mathis, K. Finkbeiner, D. Hegemann, M. Wesseling, R. Streblow and D. Müller, "Energy Performance of German Shopping Centers," in Proceedings of REHVA conference, Brussels, Belgium, 2018.
6. P. Mathis, J. Panašková, M. Schmidt and D. Müller, "Numerical Study of Heat Removing Systems in Shopping Centers with high Cooling Loads," in Roomvent 2014: 13th SCANVAC International conference on Air Distribution in Rooms, Sao Paulo, Brazil, 2014..
7. D. Müller, M. Lauster, A. Constantin, M. Fuchs and P. Remmen, "AixLib - An Open-Source Modelica Library within the IEAEBC Annex 60 Framework," in Proceedings of the CESBP Central European Symposium on Building Physics and BauSIM 2016, Dresden, Germany, 2016. Theotokatos, G.; Sfakianakis, K.; Vassalos, D. Investigation of ship cooling system operation for improving energy efficiency. J. Mar. Sci. Technol. 2017, 22, 38–50. [Google Scholar] [CrossRef][Green Version]. (accessed 11.05.23).
8. Balmer, R.(2011)Modern engineering thermo-dynamics. Elsevier Inc, 827

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		96

9. Апарати холодильних установок. В двох томах. Том1 [Текст]: / А.Ю. Лагутін— Одеса: ОДАХ, 2003. — 141с.
- 10.Холодильні установки [Текст]: підручник / І. Г. Чумак, В. П. Чепуренко, С. Ю. Лар`яновський, Е. Г. Парцхаладзе ; під заг. ред. І.Г. Чумака; Одес. держ. акад. холоду. — Одеса : Рефпринтінфо, 2003. — 536 с : іл.
- 11.Теоретичні основи холодильної техніки [Електронний ресурс]: конспект лекцій. Ч. 2 / Л. І. Морозюк, В. В. Соколовська-Єфименко, Б. Г. Грудка, А. В. Мошкатюк; Одес. нац. акад. харч. технологій, Навч. -наук. ін-т холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського. — Одеса, 2021. — Електрон. текст. дані: 77 с. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHNT.1647003>
- 12.Драганов Б.Х. та ін. Теплотехніка. Підручник. — 2-е вид. перероб. і доп. — Київ: Фірма «ІНКОС», 2005. — 400 с. — ISBN: 966-8347-12-9.
- 13.Вассерман, О. А. Технічна термодинаміка і теплообмін: підручник / О. А. Вассерман, О. Г. Слинько. - Одеса: Фенікс, 2019. - 496 с
- 14.Термодинамічні процеси та цикли в реальному газі [Текст]: навч. посіб. для ВНЗ / О. А. Вассерман, О. Г. Слинько ; [за ред. О. А. Вассермана] ; Одес. нац. мор. ун-т. - Одеса : Фенікс, 2015. - 193 с.: рис., табл. - Бібліогр: с. 191. - 300 прим. - ISBN 978-966-438-869-3.
- 15.Мілованов, В. І. Компресори об'ємного стиснення: підручник / В. І. Мілованов, Н. І. Водяницька, В. Д. Мельников. - Одеса: Зовнішрекламсервіс, 2015. - 332 с. : табл., рис. - Бібліогр.: с. 324-325. - ISBN 966-8212-10-6.

					КРБ.КТ.1.064-03.1.4	лист
						97
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		