

Міністерство освіти і науки України  
Одеській національній технологічній університет  
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

На тему: «Удосконалення схемних рішень промислових аміачних холодильних систем з метою підвищення їх енергоефективності»

Здобувача: Сабоджа С.С.  
2-го курсу групи ХМ-771М  
Керівник: доц. Желіба Ю.О.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту  
Рішення кафедри №6 від 01.12.23 р.

Завідувач кафедри ХУіКП

Михайло Хмельнюк

Одеса – 2023 рік

**ОДЕСЬКІЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
Факультет: Низькотемпературної техніки та інженерної механіки  
Кафедра: Холодильних установок і кондиціонування повітря  
Ступінь вищої освіти: Магістр  
Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»  
Освітня програма: «Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
**Завідувач кафедри: д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.**

---

31 жовтня 2022 р.

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

---

Сабодажа Сергія Сергійовича  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Удосконалення схемних рішень промислових аміачних холодильних систем з метою підвищення їх енергоефективності  
Затверджена наказом ОНТУ від № 784-03 від 31.10.22р.
2. Термін задачі здобувачем закінченої роботи: 18.12.23 р.
3. Вихідні дані роботи: М'ясокомбінат, призначений для заморожування та зберігання м'ясних напівфабрикатів, який розташовано у місті Тернопіль
4. Перелік питань, які потрібно розробити:  
Вступ; Визначення розмірів, вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер; Визначення теплового навантаження камер; Розрахунок швидкоморозильного апарату; Розрахунок повітроохолоджувача; Тепловий розрахунок холодильної системи; Розрахунок магістральних трубопроводів; Підбір компресорів та допоміжного устаткування; Розрахунок систем утилізації теплоти; Охорона праці; Цивільний захист.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):  
План та розрізи холодильника; Схема трубопроводів холодильної системи; Повітроохолоджувач; Схеми утилізації теплоти конденсації

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Доц. Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 01.02.2023 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Вступ; Визначення розмірів, вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер	01.09.- 15.09.2023 р.	
2	Розрахунок швидкокоморозильного апарату Розрахунок повітроохолоджувача	16.09.- 30.09.2023 р.	
3	Тепловий розрахунок холодильної системи Розрахунок магістральних трубопроводів Підбір компресорів та допоміжного устаткування	1.10.- 31.10.2023 р.	
4	Розрахунок систем утилізації теплоти	01.11.- 15.11.2023 р.	
5	Охорона праці; Цивільний захист	16.11.- 30.11.2023 р.	

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Сабодаж С.С.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ доц. Желіба Ю.О.

*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 доброчесності.*

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Сабодаж С.С.

## Анотація

к кваліфікаційної роботі магістра на тему

«Удосконалення схемних рішень промислових аміачних холодильних систем з метою підвищення їх енергоефективності»

Кваліфікаційна робота складається з розрахунково-пояснювальної записки, графічній частини та презентації.

Метою роботи є удосконалення схемного рішення промислової аміачної холодильної системи м'ясокомбінату з метою підвищення їх енергоефективності.

В роботі проаналізовані особливості сучасних технології холодильної обробки та зберігання м'ясних напівфабрикатів, для дослідження було прийнято великий промисловий м'ясокомбінат, на якому здійснюється заморожування та зберігання м'ясних продуктів. Зроблено планування холодильника, визначено теплове навантаження по камерам. Проведено розрахунок швидко морозильного апарату, повітроохолоджувача, тепловий розрахунок, підбір основного та допоміжного устаткування. Для підвищення енергоефективності холодильної установки запропоновано використати систему утилізації теплоти конденсації як високого так і низького потенціалу. Проведено техніко-економічне обґрунтування доцільності використання системи утилізації.

Результати даної роботи можливо використати для проектування та модернізації сучасних підприємств з великими аміачними холодильними установками.

## Abstract

The master's thesis is dedicated to the topic "Improvement of schematic solutions for industrial ammonia refrigeration systems to enhance their energy efficiency."

The qualification work consists of an explanatory note, a graphical section, and a presentation. The aim of the research is to improve the schematic solution of the industrial ammonia refrigeration system at a meat processing plant with the goal of increasing its energy efficiency.

The paper analyzes the features of modern refrigeration processing and storage technologies for meat semi-finished products. A large industrial meat processing plant, where freezing and storage of meat products take place, was selected for the study. Refrigerator planning was carried out, and the thermal load for the chambers was determined. Calculations were conducted for the rapid freezing unit, air cooler, thermal calculations, and selection of main and auxiliary equipment.

To enhance energy efficiency, the thesis proposes the utilization of condensation heat as both high and low potential heat. Technical and economic justification for the feasibility of utilizing this heat recovery system was conducted.

The results of this work can be applied to the design and modernization of contemporary enterprises with large ammonia refrigeration systems.

1 Вступ.....	5
2 Визначення розмірів, вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер .....	8
3 Визначення теплового навантаження камер, розрахунок швидкоморозильного апарату.....	18
4 Розрахунок повітроохолоджувача.....	31
5 Тепловий розрахунок холодильної системи.....	43
6 Розрахунок магістральних трубопроводів.....	42
7 Підбір компресорів та допоміжного устаткування.....	49
8 Розрахунок систем утилізації теплоти .....	54
9 Охорона праці .....	70
10 Цивільний захист.....	84
Висновки	
Список використаної літератури	

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Сабодаж С.С.			Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Желіба Ю.О.					6	96
Реценз.						ОНТУ ХМ-771		
Н. Контр.		Желіба Ю.О.						

## 1 Вступ

У всьому світі і перш за все в країнах Західної Європи і США широко застосовуються технічні рішення, що дозволяють знизити вартість життєвого циклу холодильної установки. Це і застосування електронних розширювальних вентилів, і оптимізація тиску конденсації залежно від температури зовнішнього повітря, і установка тиску всмоктування холодильної машини в залежності від навантаження на неї, і управління компресорами і вентиляторами конденсатора за допомогою перетворювачів частоти, що дозволяють істотно зменшити споживання енергії. В Україні активне впровадження подібних рішень довгий час стримувалося через помітно більш низьких, ніж на Заході, цін на енергоносії, що не дозволяли окупити додаткові капіталовкладення у відносно короткий термін. Однак в останні роки технології енергозбереження стають все більш і більш актуальними і в нашій країні.

Системи утилізації тепла конденсації холодильної машини стоять особняком від перерахованих вище рішень, оскільки дозволяють заощаджувати не електроенергію, яка споживається безпосередньо системою холодопостачання, а дають можливість знизити витрати інших систем, використовуваних на об'єкті.

Якщо розглядати термодинаміку циклу, то можна побачити, що є дві основні можливості зняти теплоту. Перша - використовувати перегрів стисненого в компресорі газу. Друга - утилізувати теплоту конденсації холодоагенту.

При використанні перегріву стисненого газу в холодильному контурі встановлюється додатковий теплообмінник. В цьому випадку можна утилізувати до 20% всього тепла, що скидається установкою. Так як температура холодоагенту в кінці процесу стиснення може перевищувати 100 ° С, середовище (повітря або вода) нагрівається до 80-90 ° С.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При утилізації теплоти конденсації можна зняти набагато більше тепла, але тепла низькопотенційного, що дозволяє нагріти воду або повітря лише до 30 градусів.

В даний час набирає популярність застосування утилізованого тепла для підігріву води, що йде на різні технічні потреби. Як правило, і для опалення, і для нагріву води використовують перегрів стисненого газу, так як температури, яку можна отримати при утилізації тепла конденсації холодоагенту, недостатньо. Використання перегріву газу дозволяє нагріти воду до 40-50 ° С і вище. У разі коли холодильна машина не забезпечує потрібної продуктивності або ж не може працювати постійно, а ємності бака-акумулятора для підтримки температури недостатньо, застосовують електричні нагрівачі або газові бойлери.

Для застосування систем утилізації тепла бажано, щоб графіки роботи холодильної машини і потреби в гарячій воді по можливості збігалися. Тому найбільш доцільно використовувати ці системи там, де холод виробляється постійно. Наприклад, на підприємствах харчової промисловості, де гаряча вода необхідна для мийки приміщень.

У нашому випадку приймаємо проект холодильника, призначеного для холодильної обробки та зберігання м'ясних напівфабрикатів, розташованого в місті Тернопіль. Компоновка холодильника включає камери зберігання заморожених м'ясних продуктів, також камеру з швидкоморозильними апаратами, залізничну и автомобільну рампу, компресорний цех і допоміжні приміщення. В зв'язку с необхідними умовами зберігання заморожених м'ясних продуктів приймаємо температуру повітря камер  $t_k = -25$  °С, відносну вологість повітря камери  $\varphi_k = 0.9$ .

М'ясні напівфабрикати після оброблення будуть заморожуватися в роторних швидкоморозильних апаратах, і надходити в камери схову. Приймаємо для забезпечення роботи споживачів холоду двохступінчату аміачну холодильну машину, що працює при загальній температурі кипіння мінус 35 ° С.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вода, нагріта теплотою конденсації в пластинчастих конденсаторах, буде в свою чергу підігрівати розчин пропілен гліколю, що циркулює в трубах підігріву підлоги камер зберігання. Крім того, на лінії високого тиску, перед конденсатором, будуть встановлені пластинчасті форконденсатори, в яких буде підігріватися гаряча вода, яка використовується для потреб підприємства.

**Мета роботи** — пошук схемно-циклового рішення для утилізації теплоти конденсації холодильної установки на м'ясопереробному підприємстві, спрямованого на зниження споживання енергоресурсів.

**Об'єктом дослідження** є системи утилізації теплоти конденсації холодильної установки .

**Основним методом дослідження** є економіко-енергетичний аналіз схем утилізації теплоти конденсації холодильної установки.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2 Визначення розмірів, вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер

Приймаємо для проектування м'ясокомбінат, який призначено для вироблення 50 тон м'ясних напівфабрикатів на добу. При підприємстві будуть розташовані камери зберігання, обсяг яких розраховано на термін 20 діб. Таким чином, сумарна місткість камер зберігання буде 1000 тонн.

Дані для розрахунку:

Місто — Тернопіль,  $t_{\text{oc.}}=30^{\circ}\text{C}$ , географічна широта – 49.5 град.

Камери збереження:

Температура камери —  $t_{\text{кам}} = -25^{\circ}\text{C}$

Маса збереженого продукту —  $G=1000$  т

Вид вантажу — свинина заморожена, напівфабрикати

Вантажний обсяг камери

$$V_{\text{в}} = \frac{G}{g_{\text{в}}} \left[ \text{м}^3 \right], \quad (2.1)$$

де  $G$  - маса збереженого продукту, т;

$g_{\text{в}}$  - норма завантаження одиниці вантажного обсягу, т/м<sup>3</sup>.

Приймаємо для свинини в картонних коробках  $g_{\text{в}}=0.63$  т/м<sup>3</sup>.

$$V_{\text{в}}=1000/0.63=1583 \text{ м}^3$$

Вантажна площа камер

$$F_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{h_{\text{в}}} \left[ \text{м}^2 \right], \quad (2.2)$$

де  $h_{\text{в}}$  - висота складування продукту, м. Приймаємо для камер збереження  $h_{\text{в}}=4$  м, з розрахунку норми завантаження 630 кг/м<sup>3</sup> (м'ясо в коробках), контейнер 1200x800x1300.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_B = 1583/4 = 396 \text{ м}^2$$

Будівельна площа камер

$$F_B = \frac{F_B}{\beta} \text{ [м}^2\text{]} \quad (2.3)$$

де  $\beta$  - коефіцієнт використання будівельної площі камери.

Для середніх камер ( $F_B = (50 \dots 300) \text{ м}^2$ ) приймаємо  $\beta = 0.75$ .

$$F_B = 396/0.75 = 528 \text{ м}^2$$

Приймаємо площу будівельного прямокутника  $F_{\text{бп}} = 9 \cdot 12 = 108 \text{ м}^2$

Визначаємо число будівельних прямокутників

$$n_{\text{бп}} = \frac{F_B}{F_{\text{бп}}} \quad (2.4)$$

де  $n_{\text{бп}}$  - округлене до цілої величини число будівельних прямокутників.

$$n_{\text{бп}} = 528/108 = 4,89 \Rightarrow 5 \text{ прямокутників}$$

Місткість камери збереження:

$$G_k = F_{\text{бп}} \cdot \beta \cdot h_v \cdot g_v = 108 \cdot 0.75 \cdot 4 \cdot 0.63 = 204 \text{ тон}$$

Холодильник включає п'ять камер збереження з кроком колон  $9 \times 12$ , будівельною площею  $108 \text{ м}^2$ .

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

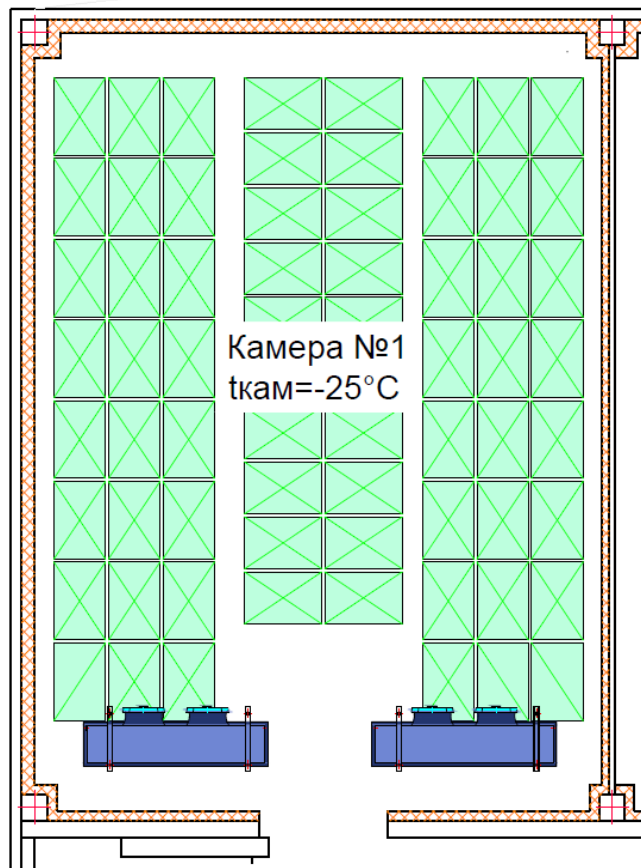


Рис. 2.1 – Зображення камери збереження з усіма необхідними відступами і розташуванням вантажу.

Визначення коефіцієнтів теплопередачі для перекриття холодильника:

Для зовнішніх стін

$$k_{зс} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+t_k)} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (2.5)$$

де  $t_k$  – температура в камері, °С.

$$k_{нс} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+(-25))} = 0.223 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Для стелі

$$k_{оп} = 0.95 \cdot k_{нс} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right] \quad (2.6)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_{\text{оп}} = 0.95 \cdot 0.223 = 0.211 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Для внутрішніх стін і перегородок, що відокремлюють охолоджувані приміщення від не охолоджуваних але і не опалювальних

$$k_{\text{но}} = 1.18 \cdot k_{\text{нс}} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right] \quad (2.7)$$

$$k_{\text{но}} = 1.18 \cdot 0.223 = 0.263 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Для внутрішніх стін, перегородок і міжповерхових перекриттів, між охолоджуваними приміщеннями

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{2 + 0.07 \cdot \Delta t_{\text{п}}} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (2.8)$$

де  $\Delta t_{\text{п}}$  – різниця між температурами повітря більш теплого і холодного охолоджувальних приміщень по обидва боки огороження.

Приймаємо  $0^{\circ}\text{C}$ , оскільки температура по обидва боки однакова.

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{2 + 0.07 \cdot 0} = 0.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Для підлоги приймаємо даний коефіцієнт згідно коефіцієнтів теплопередачі для підлоги, що обігривається:  $k_{\text{п}}=0.21 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$

Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу

Тепер знаючи величини коефіцієнтів теплопередачі, розраховуємо для кожної багатошарової огорожі товщину теплоізоляційного шару за формулою (2.5).

$$\delta_{\text{із}} = \left[ \frac{1}{k^*} - \left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{\text{із}} \text{ [м]}, \quad (2.9)$$

де  $k^*$  - коефіцієнт теплопередачі відповідного огороження;

$\alpha_3, \alpha_k$  - розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі із

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зовнішнього і внутрішнього боку огорожі. Приймаємо коефіцієнти тепловіддачі із табл. 2.1;

$\delta_i, \lambda_i$  - товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару конструкції огорожі. Приймають у залежності від обраної ізоляційної конструкції ;

$\lambda_{із}$  - розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності вибраного ізоляційного матеріалу огорожі. Обраний матеріал пінополістирол ПСБ – С,  $\lambda_{ПСБ-С}=0.035$  Вт/(мК)

Для урахування впливу теплопровідних включень в ізоляційному шарі розрахункове значення  $\lambda_{із}$  визначають як:

$$\lambda_{із} = (1.1 \dots 1.15) \cdot \lambda_{ПСБ-С} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{мК}} \right] \quad (2.10)$$

$$\lambda_{із} = 1.1 \cdot 0.035 = 0.038 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$$

Таблиця 2.1 – Коефіцієнти тепловіддачі біля поверхонь огороження холодильних камер

Огородження	$\alpha$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)
Зовнішні поверхні холодильника	23
Внутр. поверхні камер зберігання з повітряним охолодженням	9
Внутр. поверхні не охолоджуваних і опалювальних приміщень, що межують з холодильними камерами	8
Внутрішні поверхні камер холодильної обробки	11

Знаючи структуру і матеріал стіни, визначаємо товщину теплоізоляції по формулі (2.5) для кожної огорожі. Якщо збільшена товщина теплоізоляційного шару перевищує від одержаного на 5%, тоді визначаємо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі.

Для зовнішніх стін із структурою

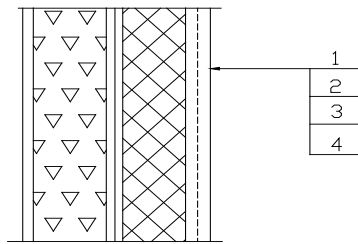


Рис. 2.1 – структура зовнішньої стіни

Таблиця 2.2 – Найменування матеріал шару, для зовнішніх стін.

№пп	Найменування	Товщина $\delta$ , м	Коеф. Теплопр-ті $\lambda$ , Вт/(мК)
1	Штукатурка вапняна	0.02	0.75
2	Пінополістирол ПСБ-С	?	0.035
3	Поліетиленова плівка	0.002	0.25
4	Важкий бетон	0.14	1.86

$$\delta_{из} = \left[ \frac{1}{0.223} - \left( \frac{1}{23} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.14}{1.86} + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0.038 = 0.16 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 200 мм, (два шару по 100 мм).

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі, оскільки збільшена товщина теплоізоляційного шару перевищує від одержаного на 5%.

$$k_d^* = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{0.004}{0.25} + \frac{0.14}{1.86} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.2}{0.038}} = 0.181 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Для стелі

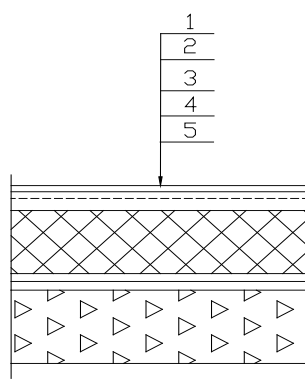


Рис. 2.2 – структура стелі

Таблиця 2.3 – Найменування матеріал шару, для стелі.

№пп	Найменування	Товщина $\delta$ , м	Коеф. Теплопр-ті $\lambda$ , Вт/(мК)
1	П'ять шарів гідроізоли	0.012	0.3
2	Стяжка з бетону	0.04	1.8
3	Поліетиленова плівка	0.002	0.25
4	Пінополістирол ПСБ-С		0.035
5	Залізобетонна плита	0.35	2.04

$$\delta_{із} = \left[ \frac{1}{0.211} - \left( \frac{1}{23} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.14}{1.86} + \frac{0.35}{2.04} + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0.038 = 0.16 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 200 мм, (два шару по 100 мм).

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі, оскільки збільшена товщина теплоізоляційного шару перевищує від одержаного на 5%.

$$k_{д}^* = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{0.004}{0.25} + \frac{0.14}{1.86} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.2}{0.038}} = 0.181 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Для внутрішніх стін

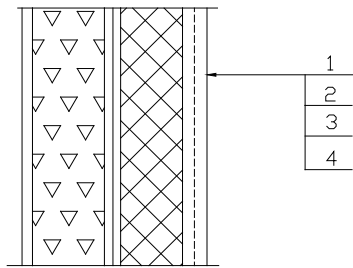


Рис. 2.3 – Структура внутрішніх стін

Таблиця 2.4 – Найменування матеріал шару, для внутрішніх стін

№пп	Найменування	Товщина $\delta$ , м	Коеф. Теплопр-ті $\lambda$ , Вт/(мК)
1	Панель керамзитобетону	0.24	0.47
2	Поліетиленова плівка	0.002	0.25
3	Пінополістирол ПСБ-С		0.035
4	Штукатурка вапняна	0.02	0.75

$$\delta_{из} = \left[ \frac{1}{0.263} - \left( \frac{1}{8} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0.038 = 0.11 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 150мм, (один шар 100 мм и один шар 50 мм ).

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі, оскільки збільшена товщина теплоізоляційного шару перевищує від одержаного на 5%.

$$k_{д}^* = \frac{1}{\left( \frac{1}{8} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.004}{0.3} + \frac{0.2}{0.75} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.15}{0.038}} = 0.211 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Для перегородок між охолоджуваними приміщеннями

Приймаємо, що всі внутрішні перегородки між камерами виконані залізобетонними, товщиною 80 мм з теплоізоляційним матеріалом пінополістиролом ПСБ –С (конструкція аналогічна зовнішнім стінам).

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнти тепловіддачі по обидві сторони перегородки приймаємо однаковими з таблиці. 2.1 для перегородок між охолоджуваними приміщеннями.

$$\delta_{iz} = \left[ \frac{1}{0.5} - \left( \frac{1}{8} + \frac{0.08}{1.86} + \frac{0.001}{0.25} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{1}{8} \right) \right] \cdot 0.038 = 0.06 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 100мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі, оскільки збільшена товщина теплоізоляційного шару перевищує від одержаного на 5%.

$$k_d^* = \frac{1}{\left( \frac{1}{8} + \frac{0.08}{0.47} + \frac{0.004}{0.3} + \frac{0.2}{0.75} + \frac{1}{8} \right) + \frac{0.1}{0.038}} = 0.34 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Для підлоги

Теплоізоляцію підлоги приймаємо однаковою для всіх охолоджуваних приміщень. Як розрахункова, вибираємо наступною конструкцію:

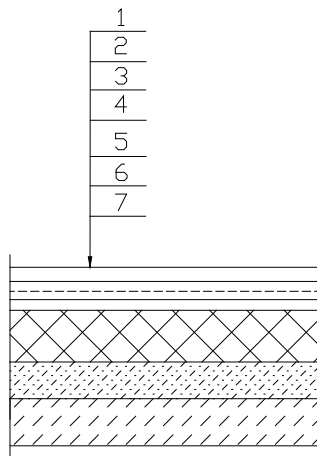


Рис. 2.4 – Структура підлоги

Таблиця 2.5 – Найменування матеріалу шару, для підлоги

№пп	Найменування	Товщина $\delta$ , м	Коеф. Теплопр-ті $\lambda$ , Вт/(мК)
1	Монолітне бетонне покр.	0.04	1.86
2	Армобетоне стягування	0.08	1.86
3	Керамзитовий гравій		0.15
4	Поліетиленова плівка	0.001	0.25
5	Цементний піщаний розчин	0.025	0.98
6	Пісок ущільнювача	0.2	0.58
7	Бетонна підгонка з нагрівачами		

У розрахунку враховуємо лише шари, які передують бетонної підготовці . Коефіцієнт теплопередачі поверхні підлоги, приймаємо однаковими з таблиці 2.2, для внутрішніх поверхонь камер.

$$\delta_{из} = \left[ \frac{1}{0.21} - \left( \frac{1}{9} + \frac{0.04}{1.86} + \frac{0.08}{1.86} + \frac{0.001}{0.25} + \frac{0.025}{0.98} + \frac{0.2}{0.58} \right) \right] \cdot 0.15 = 0.63 \text{ м}$$

Таблиця 2.6 – Характеристики стін холодильника

№пп	Найменування	Товщина ізоляції $\delta_{из}$ , м	Товщина ог. $\delta_{ог}$ , м	Коефіцієнт теплопередачі $K_d^*$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)
Камера збереження				
1	Зовнішня стіна	0.2	0.164	0.18
2	Внутрішня стіна	0.15	0.048	0.211
3	Перегородка між камерами	0.1	0.08	0.34
4	Стеля	0.2	0.403	0.181
5	Підлога	0.63	0.34	0.21

### 3 Визначення теплового навантаження камер

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування визначають підсумуванням усіх теплоприпливів за формулою (3.1).

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \text{ [Вт]}, \quad (3.1)$$

де  $Q_1$  – теплоприпливи через огороження охолоджувальних об'єктів;

$Q_2$  – теплоприпливи від холодильної обробки вантажів, що перебувають в охолоджувальному об'єкті;

$Q_3$  – теплоприпливи, що надходять із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджувальних об'єктів;

$Q_4$  – теплоприпливи від різних джерел, що з'являються при експлуатації охолоджувальних об'єктів;

$Q_5$  – теплоприпливи від дихання охолоджених плодів і овочів при їхній холодильній обробці і збереженні, або теплоприпливи від інших хімічних реакцій усередині охолоджувального об'єкта.

#### 3.1 Розрахунок теплоприпливів через огороження

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C} \text{ [Вт]}, \quad (3.2)$$

де  $Q_{1T}$  – теплоприпливи від різниці температур по обох боках огороження, визначається з виразу (3.3);

$Q_{1C}$  – теплоприпливи від сонячного опромінення зовнішніх огорожень, визначається з виразу (3.4).

$$Q_{1T} = kF(t_3 - t_n) \text{ [Вт]}, \quad (3.3)$$

де  $k$  – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даної огорожі;

$F$  – площа поверхні даної огорожі;

$t_n$  – температура навколишнього середовища або сусіднього теплішого приміщення;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$t_k$  – температура охолоджуваного об'єкту.

Оскільки підлога обігривається і коефіцієнт теплопередачі постійний для всієї його площі, тоді  $t_n=1$  °С .

$$Q_{1c} = kF\Delta t_c \text{ [Вт]}, \quad (3.4)$$

де  $\Delta t_c$  – надмірна різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літній час, визначаємо за формулою (3.5).

$$\Delta t_c = p \frac{q_c \varepsilon_c}{\alpha_n} \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad (3.5)$$

де  $p$  – коефіцієнт проникності, залежний від масивності огорожі, що опромінюється сонцем;

$q_c$  – розрахункова напруга сонячної радіації для літнього періоду, приймаємо по табл. 3.1, західної сторони;

$\varepsilon_c$  – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею огорожі, приймаємо по табл. 3.2.

$\alpha_n$  – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні огорожі в навколишнє середовище, приймаємо по табл. 2.1.

Приймаємо  $p=0.75$ , так як класична ізоляційно-будівельна конструкція огороження холодильника відноситься до масивних.

Таблиця 3.1 – Розрахункові напруги сонячного випромінювання для літнього періоду

Географічна широта (північна)	$q_c$ , Вт/м <sup>2</sup>			
	Горизонтальна плоска покрівля	Пд	Сх	З
50	789	384	384	461

Таблиця 3.2 – Коефіцієнти поглинання сонячного випромінювання різними матеріалами

Для стін		Для стелі	
Матеріал поверхні	$\varepsilon_c$	Матеріал поверхні	$\varepsilon_c$
Штукатурка світла	0.4	Гідроізол	0.86

Таблиця 3.3 – Розрахунок теплоприпливів через огороження камер.

Огорожа		K, Вт/(м²К)	F, м²	t <sub>н</sub> , °С	t <sub>к</sub> , °С	Q <sub>1Г</sub> <sup>i</sup> , Вт	Δt <sub>с</sub> , °С	Q <sub>1С</sub> <sup>i</sup> , Вт	Q <sub>1</sub> <sup>i</sup> , Вт
Камера №1	Перегородка (Пд)	0.211	51.2	18.5	-25	470	-		470
	Перегородка (С)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Зовнішня (Пн)	0.181	51.2	30	-25	509	-		509
	Зовнішня (З)	0.181	69.4	30	-25	690	6.01	75	765
	Підлога	0.194	118	3	-25	591	-		591
	Стеля	0.176	118	30	-25	1140	22.1	459	1599
Σ Q <sub>1</sub> <sup>i</sup> , Вт									3934
Камера №2	Перегородка (Пд)	0.211	50.4	18.5	-25	463	-		463
	Перегородка (С)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Зовнішня (Пн)	0.181	50.4	30	-25	501	-		501
	Перегородка (З)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Підлога	0.194	108	3	-25	591	-		545
	Стеля	0.176	108	30	-25	1140	22.1	420	1463
Σ Q <sub>1</sub> <sup>i</sup> , Вт									2972
Камера №3	Перегородка (Пд)	0.211	50.4	18.5	-25	463	-		463
	Перегородка (С)	0.337	69.4	18.5	-25	0	-		1017
	Зовнішня (Пн)	0.181	50.4	30	-25	501	-		501
	Перегородка (З)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Підлога	0.194	108	3	-25	591	-		545
	Стеля	0.176	108	30	-25	1140	22.1	420	1463
Σ Q <sub>1</sub> <sup>i</sup> , Вт									3989
Камера №4	Перегородка (Пн)	0.211	51.2	18.5	-25	470	-		470
	Перегородка (С)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Зовнішня (Пд)	0.181	51.2	30	-25	509	-		509
	Зовнішня (З)	0.181	69.4	30	-25	690	6.01	75	765
	Підлога	0.194	118	3	-25	591	-		591
	Стеля	0.176	118	30	-25	1140	22.1	459	1599
Σ Q <sub>1</sub> <sup>i</sup> , Вт									3934
Камера №5	Перегородка (Пн)	0.211	50.4	18.5	-25	687	-		687
	Перегородка (С)	0.211	69.4	-25	-25	0	-		0
	Зовнішня (Пд)	0.181	50.4	30	-25	501	4.2	38	539
	Перегородка (З)	0.337	69.4	30	-25	1286	-		765
	Підлога	0.194	108	3	-25	591	-		545
	Стеля	0.176	108	30	-25	1140	22.1	420	1463
Σ Q <sub>1</sub> <sup>i</sup> , Вт									3999
Сумарні теплоприпливи крізь огорожі камер, Вт									17828

### 3.2 Розрахунок теплоприпливів від вантажів при їх холодильній обробці

$$Q_2 = \frac{G(h_1 - h_2)\tau_{\text{ц}}}{0.0864\tau_p} \text{ [Вт]}, \quad (3.6)$$

де  $G_{\text{п}}$  – добове додавання вантажу на холодильну обробку, т/доб. ;  
 $(h_1-h_2)$  – різниця ентальпій вантажу, відповідних початковій і кінцевій температурам продукту (кДж/кг).

$\tau_{\text{ц}}$  – тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту, год;

$\tau_p$  – тривалість робочого періоду, тобто фактичний час, впродовж якого споживається холод, год.

Добове додавання вантажу на холодильну обробку приймаємо 6% від місткості камери.

Приймаємо початкову температуру надходження вантажу в камеру збереження  $-20^{\circ}\text{C}$ , тоді ентальпії вантажу будуть рівні  $h_1=33,2$  кДж/кг,  $h_2=-11,7$  кДж/кг (при  $t_2=-25^{\circ}\text{C}$ ).

Для пристроїв холодильної обробки безперервної роботи. Тривалість холодильної обробки приймаємо безперервну, тоді  $\tau_{\text{ц}}=\tau_p$ .

$$G_{\text{п}}=0.06 \cdot G_{\text{к}}=0.06 \cdot 200=12 \text{ тони/добу}$$

$$Q_2 = \frac{12 \cdot (33.2 - (-11.8))}{0.0864} = 5690 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи від тари

$$Q_{2\text{T}} = \frac{G_{\text{T}}(c_1 t_1 - c_2 t_2)\tau_{\text{ц}}}{0.0864\tau_p} \text{ [Вт]} \quad (3.7)$$

де  $G_{\text{T}}$  – добове надходження тари на холодильну обробку, т/доб;  
 $c_1, c_2$  – питомі теплоємності тари, при відповідних температурах, кДж/кг.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величину  $G_T$  приймаємо 10% від добового надходження продукту, (для картонної тари).

Питома теплоємність тари рівна 1.46 кДж/(кгК, (для картонної тари).

$$G_T = 0.1 \cdot G = 0.1 \cdot 12 = 1.2 \frac{\text{Т}}{\text{доб}}$$

$$Q_{2T} = \frac{1.2 \cdot (1.46 \cdot (-10) - 1.46 \cdot (-25))}{0.0864} = 290 \text{ Вт}$$

Сума теплоприпливів від вантажу

$$\Sigma Q_2 = Q_2 + Q_{2T} = 5690 + 290 = 5980 \text{ Вт}$$

### 3.3 Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел

До експлуатаційних відносять теплоприпливи різних за походженням джерел теплоти, що виникають при експлуатації охолоджуваних приміщень.

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' \text{ [Вт]}, \quad (3.9)$$

де  $Q_4'$  – теплоприплив від електричного освітлення;

$Q_4''$  – теплоприплив від електричних двигунів;

$Q_4'''$  – теплоприплив від працюючих людей;

$Q_4''''$  – теплоприплив від відкривання дверей.

Розрахунок теплоприливу від електричного освітлення

$$Q_4' = q_4' \cdot J_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд}} \text{ [Вт]}, \quad (3.10)$$

де  $F_{\text{буд}}$  – будівельна площа охолоджувального приміщення;

$J_{\text{св}}$  – коефіцієнт одночасної роботи світильників. Приймаємо

$J_{\text{св}}=0,33$  для трьох зонного освітлення;

$q_4'$  – питома потужність світильників загального освітлення. Для складських приміщень приймаємо  $q_4'=3\text{Вт/м}^2$ .

$$Q_4' = 3 \cdot 0.33 \cdot 108 = 107 \text{ Вт}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розрахунок теплоприпливу від електричних двигунів

$$Q_4'' = j_{\text{ДВ}} \Sigma N_{\text{ДВ}} \text{ [Вт]}, \quad (3.11)$$

де  $j_{\text{ДВ}}$  – коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами ( $j_{\text{ДВ}} = 0.4 \dots 1$ ). Приймаємо  $j_{\text{ДВ}} = 0.4$ .

$N_{\text{ДВ}}$  – розрахункова потужність електродвигуна, кВт.

Так як розрахунок теплоприпливів ведуть при проектуванні охолоджувального об'єкта, то на цьому етапі роботи ще не відомі потужності електродвигунів устаткування, у цьому випадку ведемо розрахунки по виразу (3.12).

$$\Sigma N_{\text{ДВ}} = 1.2(Q_1 + Q_2 + Q_3)m, \quad (3.12)$$

де  $(Q_1 + Q_2 + Q_3)$  – сума розрахованих теплоприпливів для даної камери;  
 $m$  – коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача.

Коефіцієнт  $m$  для камер збереження з повітряним охолодженням буде рівним  $m = 0.06$

$$\Sigma N_{\text{ДВ}} = 1.2 \cdot (3999 + 5980) \cdot 0.06 = 1010 \text{ Вт}$$

$$Q_4'' = 0.4 \cdot 1010 = 404 \text{ Вт}$$

## Розрахунок теплоприпливу від працюючих людей

$$Q_4''' = q_4''' n \text{ [Вт]}, \quad (3.13)$$

де  $q_4'''$  – тепловиділення однієї працюючої людини, Вт.

$n$  – число працюючих.

Для камери збереження и охолодження, тепловиділення працюючої людини при роботі середньої важкості розрахуємо за формулою (3.13).

Число працюючих приймаємо  $n = 2$  так як  $F_6 \leq 200 \text{ м}^2$ .

$$q_4''' = 270 - 6t_k \quad (3.14)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_4''' = 270 - 6 \cdot (-25) = 420 \text{ Вт} \quad Q_4''' = 420 \cdot 2 = 840 \text{ Вт}$$

Розрахунок теплоприпливу при відкриванні дверей

$$Q_4''' = VF_{\text{буд}} [\text{Вт}], \quad (3.15)$$

де  $V$  – питома витрата холоду при відкриванні дверей,  $\text{Вт/м}^2$ .

При площі приміщення від 50 до 150  $\text{м}^2$  приймаємо для камер збереження заморожених продуктів и камери охолодження  $V=7 \text{ Вт/м}^2$ .

$$Q_4''' = 7 \cdot 108 = 756 \text{ Вт}$$

Сума експлуатаційних теплоприпливів

$$Q_4 = 107 + 404 + 840 + 756 = 2107 \text{ Вт}$$

Розрахунок необхідної поверхні приладів охолодження вестимемо по камері з найбільшими теплопритоками, в нашому випадку це камера №5. При розрахунку сумарних теплопритоків в камеру експлуатаційні теплопритоки приймаємо у розмірі 50%, теплопритоки через огорожі і від вантажу у розмірі 100%.

Таблиця 3.4 – Сумарні теплопритоки в камери

	$Q_1, \text{Вт}$	$Q_2, \text{Вт}$	$Q_4, \text{Вт}$	$Q_0, \text{Вт}$
Камера №1	3934	5980	2107	12021
Камера №2	2972	5980	2107	11059
Камера №3	3989	5980	2107	12076
Камера №4	3934	5980	2107	12021
Камера №5	3999	5980	2107	12086

Розрахунок необхідної поверхні приладів охолодження проводим по камері з найбільшими теплопритоками, в нашому випадку це камера №5. У камерах для відведення теплопритоків будуть встановлені повітроохолоджувачі, по 2 шт, з розрахунковою продуктивністю одного апарату  $Q_{\text{по}}=6 \text{ кВт}$ .

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплопритоки крізь огорожі приймаємо у розмірі 100% ,  
експлуатаційні теплопритоки приймаємо у розмірі 50%. Тоді сумарне  
навантаження на компресора без урахування втрат складе:

$$Q_{\text{комп}} = 59263 + 5980 \cdot 5 + 0.5 \cdot 5 \cdot 2107 = 94430 \text{ Вт}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 Розрахунок швидкоморозильного апарата

Холодильна обробка у роторних швидкоморозильних апаратах проходить от початкової температури 20 °С до кінцевої температури -20 °С з добовим навантаженням 50 т/добу. Приймаємо, що для роботи буде встановлено два швидкоморозильних роторних апарата.

Дані для розрахунку:

- продуктивність 25 тонн на добу;
- продукт – м'ясні напівфабрикати;
- температура кипіння агенту – -35 °С;
- агент R717;
- тип апарату – роторний.

З розрахунку добової позмінної роботи апарата в 3 зміни по 8 годин кожна, за винятком однієї години на перезміну продуктивність апарата буде:

$$G_1=25000/(23 \cdot 3600)=0.3 \text{ кг/с}$$

В апараті будуть заморожуватися м'ясні напівфабрикати в блоках с розмірами 800×250×60 мм. Початкова температура продукту  $t_1=20$  °С, кінцева температура  $t_2=-20$  °С.

При розрахунку роторного морозильного апарата потрібно визначити обсяг и масу блока, час його заморожування, місткість апарата і кількість морозильних секції, кут між секціями в роторі апарата, внутрішній та зовнішній діаметр ротора, теплопритоки в апарат, витрати холодильного агента, якій циркулює в плитах апарата.

Обсяг замороженого блоку:

$$V_1=0.8 \cdot 0.25 \cdot 0.06=0.012 \text{ м}^3$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Маса блоку:

$$g_1 = 0.012 \cdot 1000 = 12 \text{ кг}$$

Питома кількість теплоти, яка відводиться від 1 кг продукту при заморожуванні:

$$q_3 = h_2 - h_1 = 317.6 - 0 = 317.6 \text{ кДж/кг},$$

де  $h_2$ ,  $h_1$  – питомі ентальпії продукту при кінцевої та початкових температурах, кДж/кг.

Приймаємо що в плити апарату холодильний агент буде потрапляти в переохоложеному стані, з використанням насосної подачі.

Властивості рідкого агента (R717) визначаємо за довідковими даними [2] при визначальній температурі кипіння  $t_0$ :

- щільність  $\rho = 1290 \text{ кг/м}^3$ ;
- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0.0944 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ;
- коефіцієнт динамічної в'язкості  $\mu = 383 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ ;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\eta = 0.23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- критерій Прандтля  $Pr = 3.3$

У якості визначального розміру приймаємо еквівалентний діаметр перерізу каналу морозильної плити з розмірами  $20 \times 10 \text{ мм}$ . Тоді еквівалентний діаметр:  $d_e = 4 \cdot 20 \cdot 10 / (2 \cdot (20 + 10)) = 13.3 \text{ мм}$ .

Приймаємо швидкість руху агента в плитах  $w = 0.2 \text{ м/с}$ .

Критерій Рейнольдса для рідкого холодильного агента:

$$Re = w \cdot d_e / \eta = 0.2 \cdot 0.0133 / 0.23 \cdot 10^{-6} = 11565$$

Для турбулентного режиму течі рідини критерій Нуссельта:

$$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} = 0.021 \cdot 11565^{0.8} \cdot 3.3^{0.43} = 62.47$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки апарату до рідкого агенту:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d_e = 62.47 \cdot 0.0944 / 0.0133 = 443.4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Тривалість заморожування блока риби знаходимо по залежності:

$$\tau = \frac{q_3 Q_{II}}{t_{кр} - t_c} \delta \left( R \frac{\delta}{\lambda_3} + P \frac{1}{\alpha} \right) \quad (3.1)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $\rho$  – щільність блока продукту,  $\text{кг/м}^3$ ,  $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$ ;

$\delta$  – товщина блоку, м;

$t_{\text{кр}}$  – криоскопічна температура продукту,  $^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{кр}}=-1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

$t_c$  – температура кипіння агенту,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\lambda_3$  – коефіцієнт теплопровідності замороженої продукту, приймаємо  $\lambda_3=1.105 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ .

$R, P$  – коефіцієнти форми, для блока приймаємо  $R=0.125, P=0.5$ .

$\tau=317600 \cdot 1000 \cdot 0.06 \cdot (0.125 \cdot 0.06 / 1.105 + 0.5 / 443.4) / (-1 + 40) = 3867 \text{ с}$

Місткість апарата:  $G = G_1 \cdot \tau = 0.3 \cdot 3867 = 1160 \text{ кг}$

Приймаємо що роторний апарат виконано з морозильних секцій, які складаються з трьох плит: одна середня плита – нерухома, а дві другі бокові – рухомі. Кількість блоків в секції при розмірі плит  $1650 \times 510 \text{ мм}$  складає 8 штук. Маса продукту в секції  $g_c = 8 \cdot 12 = 96 \text{ кг}$

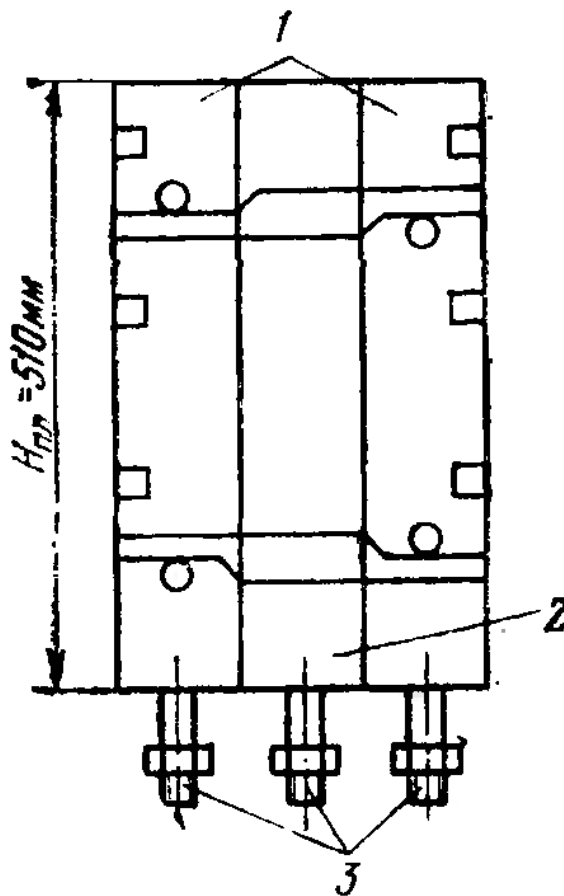


Рисунок 2.1 – Принципіальна схема секції роторного апарату

1 – бокові рухомі плити; 2 – середня нерухома плита; 3 – штуцера.

									КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
										30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Кількість морозильних секції в апараті:  $n_c=1160/96\approx 12$

Кут між секціями в роторі апарату:  $\alpha_1=360/12=30^\circ$

Внутрішній діаметр ротору визначається по формулі:

$$D_{\text{вн}}=(n_c \cdot \delta_c+(n_c-1) \cdot \delta_3)/\pi, \text{ м}, \quad (3.2)$$

де  $\delta_c$  – товщина секції, мм;  $\delta_3$  – зазор між секціями, мм.

Приймаємо  $\delta_3=65$  мм.

Тоді, товщина секції:  $\delta_c=2 \cdot \delta_3+3 \cdot \delta_{\text{пл}}=2 \cdot 65+3 \cdot 24=202$  мм.

Внутрішній діаметр:  $D_{\text{вн}}=(12 \cdot 202+(12-1) \cdot 65)/3.14=1000$  мм

Зовнішній діаметр ротора апарату:  $D_{\text{н}}=D_{\text{вн}}+2 \cdot H_{\text{пл}}=1000+2 \cdot 510=2020$  мм

Теплопритокі в апарат знаходять по залежності:

$$Q_0=1.1 \cdot Q_2, \text{ кВт}, \quad (3.3)$$

де  $Q_2$  - теплопритокі від продукту при його заморожуванні, кВт.

Теплопритокі від продукту при його заморожуванні:

$$Q_2=G_1 \cdot q_3, \text{ кВт}, \quad (3.4)$$

$$Q_2=0.3 \cdot 317.6=95.3 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_0=1.1 \cdot 95.3=104.8 \text{ кВт}$$

При розрахунку об'ємної витрати рідкого холодоагенту необхідно враховувати, що кожна морозильна плита має 18 каналів, які з'єднані по три в шість паралельних рядів.

Живий переріз для проходу рідкого холодоагенту в апараті:

$$F_k=n_k \cdot b_k \cdot h_k \cdot n_{\text{пл}}, \text{ м}^2, \quad (3.5)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $n_k$  – кількість каналів в морозильній плиті, приймаємо  $n_k=18$  шт;

$b_k$  – ширина каналу в морозильній плиті, приймаємо  $b_k=0.02$  м;

$h_k$  – висота каналу в морозильній плиті, приймаємо  $h_k=0.01$  м;

$n_{пл}$  – кількість морозильних плит в апараті,  $n_{пл}=12 \cdot 3=36$  шт.

Живий переріз:  $F_k=18 \cdot 0.02 \cdot 0.01 \cdot 36=0.1296$  м<sup>2</sup>

Об'ємна витрата рідкого холодоагенту:

$V_a = F_k \cdot w = 0.1296 \cdot 0.2 = 0.02592$  м<sup>3</sup>/с

Масова витрата рідкого холодоагенту:

$G_a = 0.02592 \cdot 1290 = 33.44$  кг/с

Температурний напір холодоагенту, якій циркулює в каналах апарату:

$$\Delta t_a = Q_0 / (C_p \cdot G_a), \quad (3.6)$$

де  $C_p$  – питома теплоємність рідкого холодоагенту при температурі кипіння, кДж/(кг·К),  $C_p=1.24$  кДж/(кг·К).

$\Delta t_a = 104.8 / (1.24 \cdot 33.44) = 2.53$  К

Оптимальна температура нагріву холодоагенту, якій циркулює в каналах апарату, при подачі переохолодженого агенту звичайно складає  $\Delta t_a = 1 \div 3$  К, що нормально співпадає з значенням, яке було розраховане.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4 Розрахунок повітроохолоджувача

Вихідні данні до розрахунку:

Робоче тіло – R717 (аміак)

Теплове навантаження– 6000 Вт

Температура повітря в камері –  $t_{\text{кам}} = -25 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря камери –  $\phi_{\text{кам}} = 0,9$

Товщина інію–  $\delta_i = 0,003 \text{ м}$

Швидкість руху повітря –  $\omega_{\text{п}} = 4 \text{ м/с}$

Температура кипіння агента –  $t_0 = -35 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Геометричні розміри і тип ребристої поверхні ПО:

Труба: сталь

Зовнішній діаметр –  $d_{\text{зн}} = 0,020 \text{ м}$

Внутрішній діаметр –  $d_{\text{вн}} = 0,016 \text{ м}$

Товщина стінки –  $\delta_{\text{тр}} = 0,002 \text{ м}$

Теплопровідність сталі –  $\lambda_{\text{ст}} = 47 \text{ Вт/(мК)}$

Ребро: сталь, пластинчасте

Висота –  $h = 0,02 \text{ м}$

Товщина –  $\delta_p = 0,0004 \text{ м}$

Крок –  $u_p = 0,012 \text{ м}$

Компоновка пучка труб: шаховий пучок

Крок труб в пучку:

Поперечний (уперек потоку повітря) –  $S_1 = 0,06 \text{ м}$

Подовжній (уздовж потоку повітря) –  $S_2 = 0,06 \text{ м}$

Діагональний

$$S_{22} = (S_2^2 + (S_1 / S_2)^2)^{0,5} \text{ [м]}, \quad (4.1)$$

$$S_{22} = (0,06^2 + (0,06 / 0,06)^2)^{0,5} = 0,067 \text{ м}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4.1 Тепловий розрахунок повітряохолоджувача

Кінцевою метою теплового розрахунку є визначення площі теплопередавальної поверхні повітряохолоджувача, яка повинна відводити задане теплове навантаження і підтримувати необхідну температуру повітря в камері.

Задаємося величиною підохолодження повітря в камері  $\Delta t_{\text{п}}=2 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Температура повітря на виході з ПО

$$t_2 = t_{\text{кам}} - \Delta t_{\text{п}} = -25 - 2 = -27^{\circ}\text{C}$$

Середня температура повітря

$$t_{\text{ср.в}} = 0.5(t_2 + t_{\text{кам}}) = 0.5(-27 - 25) = -26^{\circ}\text{C}$$

Температурний напір

$$\theta = t_{\text{ср.в}} - t_0 = -26 - 35 = 9^{\circ}\text{C}$$

Середня температура поверхні ПО (інею)

$$t_{\text{п}} = t_{\text{ср.в}} - (0.1 \dots 0.9) \cdot \theta = -26 - 0.4 \cdot 9 = -29.6^{\circ}\text{C}$$

Теплофізичні параметри повітря при середній температурі на вході і виході з апарату:

Коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_{\text{п}}=2.231 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(мК)}$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості –  $\nu_{\text{п}}=11.17 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

Питома щільність –  $\rho_{\text{п}}=1.428 \text{ кг/м}^3$

Питома теплоємність –  $c_{\text{п}}=1.011 \text{ клж/(кгК)}$

Число Прандтля –  $Pr=0.719$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

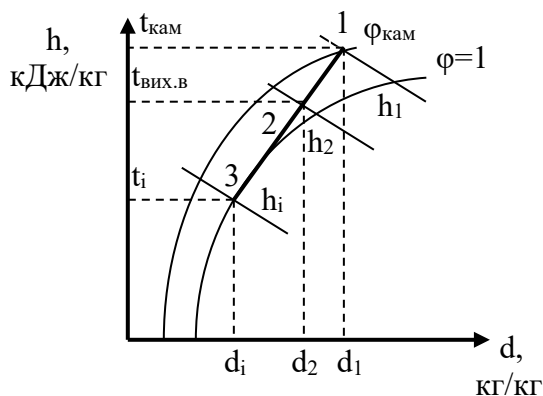


Рис.4.1 – Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі.

По d- h діаграмі, за допомогою таблиць роботи і розрахункових залежностей визначаємо параметри повітря (t,d,h). І заносимо в табл.6.1

Таблиця 5.1 – Параметри повітря

	При $t_k = -25^\circ\text{C}$	При $t_{mi} = -29.6^\circ\text{C}$
Ентальпія h, кДж/кг	-24.4	-29.15
Вологовміст d, кг/кг	$0.38 \cdot 10^{-3}$	$0.24 \cdot 10^{-3}$
Вологість φ, %	0.9	1

Вологовміст повітря на виході з апарату

$$d_2 = d_k - \left[ (t_k - t_2) \cdot \frac{(d_k - d_{mi})}{(t_k - t_{mi})} \right] \left[ \frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right], \quad (4.2)$$

$$d_2 = 0.38 \cdot 10^{-3} - \left[ (-25 - (-27)) \cdot \frac{(0.38 \cdot 10^{-3} - 0.24 \cdot 10^{-3})}{(-25 - (-29.6))} \right] = 3.191 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Ентальпія повітря при  $d_2$  і  $t_2$  рівна  $h_2 = -26.45$  кДж/кг

Вологовміст повітря при вологості повітря 100% і температурі мінус  $28^\circ\text{C}$  дорівнює  $d_{21} = 0.33 \cdot 10^{-3}$  кг/кг.

Вологовміст повітря при вологості повітря 100% і температурі мінус  $25^\circ\text{C}$  дорівнює  $d_{вк1} = 0.39 \cdot 10^{-3}$  кг/кг.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відносна вологість повітря на виході з апарату

$$\phi_2 = \frac{d_2}{d_{21}} = \frac{3.191 \cdot 10^{-4}}{3.3 \cdot 10^{-4}} = 0.96$$

Розрахунок геометричних характеристик ребристого теплопередаючого елементу

4.2 Геометричні характеристики поверхні ребристого теплопередаючого елементу вільного від інею

Площа зовнішньої поверхні ребра

$$f_p = 2(S_1 \cdot S_2 - 0.785 \cdot d_{\text{зн}}^2) = 2 \cdot (0.06 \cdot 0.06 - 0.785 \cdot 0.02^2) = 6.572 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами

$$f_T = \pi \cdot d_{\text{зн}} \cdot (u_p - \delta_p) = 3.14 \cdot 0.02 \cdot (0.012 - 0.0004) = 7.288 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елементу

$$f_B = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot u_p = 3.14 \cdot 0.016 \cdot 0.012 = 6.032 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня ребристого елементу

$$f_3 = f_p + f_T = 6.572 \cdot 10^{-3} + 7.288 \cdot 10^{-4} = 7.301 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт  $\beta$  і ступінь  $\varphi$  обрешення теплообмінної поверхні

$$\beta = \frac{f_3}{f_B} = \frac{7.301 \cdot 10^{-3}}{6.032 \cdot 10^{-4}} = 12.104$$

$$\varphi = \frac{f_3}{(\pi \cdot d_3 \cdot u_p)} = \frac{7.301 \cdot 10^{-3}}{(3.14 \cdot 0.02 \cdot 0.012)} = 9.683$$

Умовний коефіцієнт обрешення теплообмінної поверхні

$$\beta_H = \frac{f_H}{f_T} = \frac{7.301 \cdot 10^{-3}}{7.288 \cdot 10^{-4}} = 10.017$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 4.2 Геометричні характеристики поверхні інею що осів на ребристому теплопередающем елементі

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі

$$f_{pi} = 2[S_1 \cdot S_2 - 0.785 \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_i)^2] [M^2], \quad (4.3)$$

$$f_{pi} = 2 \cdot [0.06 \cdot 0.06 - 0.785 \cdot (0.02 + 2 \cdot 0.003)^2] = 6.139 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами

$$f_{ti} = \pi(d_3 + 2 \cdot \delta_i) \cdot [u_p - (\delta_p + 2 \cdot \delta_i)] [M^2],$$

$$f_{ti} = 3.14 \cdot (0.02 + 2 \cdot 0.003) \cdot [0.012 - (0.0004 - 2 \cdot 0.003)] = 4.574 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі

$$f_{zi} = f_{pi} + f_{ti} [M^2],$$

$$f_{zi} = 6.139 \cdot 10^{-3} + 4.574 \cdot 10^{-4} = 6.596 \cdot 10^{-3} [M^2]$$

Коефіцієнт оребрення  $\beta$  поверхні покритої інеєм

$$\beta_i = \frac{f_{zi}}{f_b}, \quad (4.4)$$

$$\beta_3 = \frac{6.596 \cdot 10^{-3}}{6.032 \cdot 10^{-4}} = 10.935$$

Мінімальний "живий" перетин одного елементу покритого шаром інею, заданої товщини

$$f_{ж} = (S_1 - d_{зн} - 2\delta_i) \cdot (u_p - \delta_p - 2\delta_i) [M^2], \quad (4.5)$$

$$f_{ж} = (0.06 - 0.02 - 2 \cdot 0.003) \cdot (0.012 - 0.0004 - 2 \cdot 0.003) = 5.984 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Задаємося швидкістю повітря в "живому" перетині повітроохолоджувача  $\omega_{п}=3$  м/с

Визначуваний режим руху повітря число Рейнольдса

$$Re_{п} = \frac{\omega_{п} \cdot d_{зн}}{v_{п}},$$

$$Re_{п} = \frac{3 \cdot 0.02}{11.17 \cdot 10^{-6}} = 5372$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Еквівалентний діаметр

$$d_e = \frac{2 \cdot (S_1 - d_{3H}) \cdot (u_p - \delta_p)}{(S_1 - d_{3H}) + (u_p - \delta_p)} \text{ [М]},$$

$$d_e = \frac{2 \cdot (0.06 - 0.02) \cdot (0.012 - 0.0004)}{(0.06 - 0.02) + (0.012 - 0.0004)} = 0.018 \text{ м}$$

Число Нусельта

$$Nu = 0.178 \cdot Re_{II}^{0.6} \left( \frac{S_2}{d_e} \right)^{-0.14}, \quad (4.6)$$

$$Nu = 0.178 \cdot 5372^{0.6} \left( \frac{0.06}{0.018} \right)^{-0.14} = 26.015$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні інею

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_{II}}{d_{3H}} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (4.7)$$

$$\alpha_k = \frac{26.015 \cdot 2.231 \cdot 10^{-2}}{0.02} = 29.02 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Питома теплота фазового переходу при  $t_k < 0^\circ\text{C}$ ,  $r = 2835 \text{ кДж/кг}$ ;

$$\text{Ентальпія інею } h_i = c_i \cdot t_{mi} = 2.09 \cdot (-29.6) = -61.86 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт теплопровідності інею  $\lambda_i = 0,2 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$

Вологовміст повітря при середній температурі

$$d_m = 0.5(d_{BK} + d_2) = 0.5 \cdot (0.38 + 0.32) \cdot 10^{-3} = 0.349 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Питома теплоємність вологого повітря

$$c_{II}' = 1.009 + 1.87 \cdot d_m = 1.009 + 1.87 \cdot 0.003496 = 1.01 \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}}$$

Коефіцієнт вологовипадіння

$$\xi = 1 + (d_{BK1} \cdot \varphi_{BK} - d_{mi}) \cdot \frac{r - h_i}{[c_{II}' \cdot (t_k - t_{mi})]}, \quad (4.8)$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\xi = 1 + ((0.39 \cdot 10^{-3}) \cdot 0.9 - (0.24 \cdot 10^{-3})) \cdot \frac{2835 - (-61.86)}{[1.01 \cdot (-25 - (-29.6))]} = 1.069$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні теплопередаючого елемента з урахуванням термічного опору шару інею

$$\alpha_{\text{пр}} = \left[ \frac{1}{(\alpha_k \cdot \xi)} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right]^{-1} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (4.9)$$

$$\alpha_{\text{пр}} = \left[ \frac{1}{(29.28 \cdot 1.069)} + \frac{0.003}{0.2} \right]^{-1} = 21.174 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Безрозмірний комплекс

Умовна висота ребра

$$h_y = h \cdot \left[ 1 + 0.805 \log \left( \frac{0.076}{d_n} \right) \right] = 0.02 \cdot \left[ 1 + 0.805 \log \left( \frac{0.076}{0.02} \right) \right] = 0.029 \text{ м}$$

$$m = \left[ 2 \cdot \frac{\alpha_{\text{пр}}}{(\delta_p \cdot \lambda_p)} \right]^{0.5} = \left[ 2 \cdot \frac{21.174}{(0.0004 \cdot 47)} \right]^{0.5} = 47.461 \frac{1}{\text{м}}$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$E = \frac{\tanh(mh_y)}{mh_y} = \frac{\tanh(47.461 \cdot 0.029)}{47.461 \cdot 0.029} = 0.635$$

Коефіцієнт враховує нерівномірність тепловіддачі

$$\psi = 1 - 0.058mh_y = 1 - 0.058 \cdot 47.461 \cdot 0.029 = 0.919$$

Коефіцієнт враховує контактний термічний опір між трубою і ребром, для сталевих труб і сталевих ребер дорівнює  $C_k=0.8$ .

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента

$$\alpha_{\text{пр.зн}} = \frac{\alpha_{\text{пр}}(f_p \cdot E \cdot \psi \cdot c_k + f_T)}{f_{zi}} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (4.10)$$

$$\alpha_{\text{пр.зн}} = \frac{21.174 \cdot (6.572 \cdot 10^{-3} \cdot 0.635 \cdot 9.683 \cdot 0.8 + 7.288 \cdot 10^{-4})}{6.596 \cdot 10^{-3}} = 12.187 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби

$$q_B = \alpha_k \cdot \xi \cdot (t_{\text{ср.п}} - t_{\text{п.і}}) \cdot \beta_i \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right], \quad (4.11)$$

$$q_B = 29.02 \cdot 1.069 \cdot (-24.05 - (-29.6)) \cdot 10.935 = 1222 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні робочого тіла в трубах апарату:

$$\alpha_0 = (103.2 + 0.19 \cdot t_0) \cdot q_B^{0.25} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \right], \quad (4.12)$$

$$\alpha_0 = (103.2 + 0.19 \cdot (-35)) \cdot 1222^{0.25} = 553.648 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

Коефіцієнт теплопередачі віднесений до зовнішньої поверхні інею

$$k_{\text{зн.і}} = \left[ \frac{1}{\alpha_{\text{пр.зн}} + \varphi \cdot \frac{\delta_r}{\lambda_r} + \frac{\beta_i}{\alpha_0}} \right]^{-1} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \right], \quad (4.13)$$

$$k_{\text{зн.і}} = \left[ \frac{1}{12.187 + 9.683 \cdot \frac{0.004}{47} + \frac{10.935}{553.648}} \right]^{-1} = 12.207 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

Коефіцієнт теплопередачі віднесений до зовнішньої "сухої" поверхні оребреної труби без інею

$$k_{\text{зн}} = k_{\text{зн.і}} \cdot \frac{\beta}{\beta_i} \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \right], \quad (4.14)$$

$$k_{\text{зн}} = 12.207 \cdot \frac{12.104}{10.935} = 13.511 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

Перевірка раніше прийнятої температури поверхні інею і визначення площі зовнішньої поверхні повітроохолоджувача

Щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інею

$$q_{\text{зн}} = k_{\text{зн.і}} \cdot (t_{\text{ср.п}} - t_0) = 12.207 \cdot (-26 - (-35)) = 109.862 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Прийнята різниця температур повітря і поверхні інею

$$\Delta t = t_{\text{ср.п}} - t_{\text{мі}} = -26 - (-29.6) = 3.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею

$$\Delta t_p = q_{\text{зн}} / \alpha_k \cdot \xi = 109.862 / 29.02 \cdot 1.069 = 3.541 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур

$$\delta = |(\Delta t_p - \Delta t) / \Delta t_p| \cdot 100\% = |(3.541 - 3.6) / 3.541| \cdot 100\% = 1.67\%$$

Площа сухої поверхні повітроохолоджувача

$$F_{\text{зн}} = Q_0 / (k_{\text{зн}} \cdot (t_{\text{ср.п}} - t_0)) = 6000 / (13.511 \cdot (-26 - (-35))) = 49.3 \text{ м}^2$$

#### 4.4 Компонувальний розрахунок повітроохолоджувача

Метою компонентного розрахунку ПО є:

а) Визначення загальної кількості труб в теплообмінній секції, що забезпечують розрахункову величину теплообмінної поверхні;

б) Визначення кількості труб в поперечному і подовжньому перетинах повітроохолоджувача, і на їх основі габаритних розмірів теплообмінної секції апарату.

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач

$$V_{\text{п}} = \frac{Q_0}{[\rho_{\text{п}} \cdot (h_{\text{вк}} - h_2) \cdot 10^3]} = \frac{6000}{(1.428 \cdot (-24.4 - (-26.45)))} = 2.05 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Мінімальний "живий" перетин повітроохолоджувача з інеєм на теплообмінній поверхні

$$F_{\text{ж}} = V_{\text{п}} / \omega_{\text{п}} = 2.05 / 3 = 0.68 \text{ м}^2$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача

$$F_{\text{ф}} = \frac{(F_{\text{ж}} \cdot S_1 \cdot u_p)}{f_{\text{ж}}} = \frac{(0.68 \cdot 0.06 \cdot 0.012)}{5.984 \cdot 10^{-4}} = 0.82 \text{ м}^2$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По об'ємній витраті через повітроохолоджувач вибираємо два вентилятори з об'ємною витратою  $V=1.77 \text{ м}^3/\text{с}$

Діаметр вентилятора –  $D_B=0.4 \text{ м}$

Число вентиляторів –  $n=2 \text{ шт}$

Площа прохідного перетину вентиляторів

$$F_B = 0.785 \cdot D_B^2 \cdot n = 0.785 \cdot 0.5^2 \cdot 2 = 0.39 \text{ м}^2$$

Для забезпечення хорошого розподілу повітря повинне бути виконане наступне співвідношення між площею вільного перетину апарату і площею прохідного перетину вентиляторів

$$1.8 < \frac{F_\phi}{F_B} < 2.6 \quad 1.8 < 2.05 < 2.6,$$

умова виконується

Орієнтовні геометричні розміри теплообмінної секції повітроохолоджувача у фронтальному перетині, визначають з виразів:

Ширина

$$H_h' = (F_\phi / n)^{0.5} = (0.82 / 2)^{0.5} = 0.64 \text{ м}$$

Довжина

$$L_h' = H_h' \cdot n = 0.64 \cdot 2 = 1.28 \text{ м}$$

Орієнтовне число труб у фронтальному перетині пучка, шт

$$z_n' = H_h' / S_1 = 0.64 / 0.06 = 10.7$$

Число труб уперек потоку повітря визначають округленням  $z_n'$  до цілого парного значення  $z_n=12$ , тоді дійсна ширина і довжина секції складе:

$$H = z_n \cdot S_1 = 12 \cdot 0.06 = 0.72 \text{ м}$$

$$L = F_\phi / H = 0.82 / 0.64 = 1.28 \text{ м}$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині повітроохолоджувача

$$n_{ж} = F_{ж} / f_{ж} = 1.139 / (5.984 \cdot 10^{-4}) = 1136 \text{ шт}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа сухої зовнішньої поверхні одного ряду труб у фронтальному перетині повітроохолоджувача

$$F_{н1} = f_{зн.1} \cdot n_{ж} = 6.596 \cdot 10^{-3} \cdot 1136 = 7.49 \text{ м}^2$$

Орієнтовне число труб по ходу повітря у ПО

$$z_{пр}' = F_{зн} / F_{н1} = 49.3 / 7.49 = 6.6$$

Число труб уздовж потоку повітря визначають округленням  $z_{пр}'$  до цілого значення у велику сторону  $z_{пр}=7$ , тоді розрахункові параметри теплообмінної секції ПО складе

Загальна довжина труб апарату

$$\Sigma L = L \cdot z_n \cdot z_{пр} = 1.28 \cdot 12 \cdot 7 = 107.5 \text{ м}$$

Площа зовнішньої поверхні апарату

$$F_d = \Sigma L \cdot \pi \cdot d_{вн} \cdot \beta = 107.5 \cdot 3.14 \cdot 0.016 \cdot 12.104 = 65.37 \text{ м}^2$$

Глибина секції

$$B = S_2 \cdot z_{пр} = 0.06 \cdot 7 = 0.42 \text{ м}$$

#### 4.5 Аеродинамічний розрахунок опору шахових пучків труб

$$S_p = u_p - \delta_p = 0.012 - 0.0004 = 0.012 \text{ м}$$

$$P = 0.233 \cdot \left( \frac{S_2}{S_p} \right)^{0.42} \cdot (\omega_n \cdot \rho_n)^{1.8} \cdot z_{пр}' \text{ [Па]}, \quad (4.15)$$

$$P = 0.233 \cdot \left( \frac{0.06}{0.012} \right)^{0.42} \cdot (4 \cdot 1.428)^{1.8} \cdot 6.6 = 69 \text{ Па}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 – Характеристики розрахункового ПО

Найменування розрахункового параметру	Позначення	Кількість
Об'ємна витрата повітря через ПО	V	2.05 м <sup>3</sup> /с
Площа фронтального перетину ПО	F <sub>ф</sub>	0.82 м <sup>2</sup>
Площа прохідного перетину вентиляторів	F <sub>в</sub>	0.39 м <sup>2</sup>
Дійсне число труб у фронтальному перетині пучка	Z <sub>п</sub>	12 шт
Число ребр. елементів у фронт. перетині ПО	n <sub>ж</sub>	1136 шт
Дійсне число труб по ходу повітря в ПО	Z <sub>тр</sub>	7 шт
Сумарна довжина труб апарату	ΣL	107.5 м
Площа зовнішньої поверхні	F <sub>д</sub>	65.37 м <sup>2</sup>
Холодовидатність	Q <sub>0</sub>	6 кВт
Площа сухої поверхні повітроохолоджувача	F <sub>зн</sub>	49.3 м <sup>2</sup>
Висота ребра	h	0.02 м
Товщина ребра	δ <sub>р</sub>	0,0004 м
Крок ребер	u <sub>р</sub>	0.012 м
Матеріал ребер(сталь)	λ <sub>ст</sub>	47 Вт/(мК)
Компоновка пучка	шаховий	
Глибина секції	B	0.42 м
Ширина секції	H	0.72 м
Довжина секції	L	1.28 м

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5 Тепловий розрахунок холодильної системи

Для забезпечення роботи охолоджуючих приладів та морозильних апаратів приймаємо аміачну двоступеневу холодильну машину, яка буде працювати при температурі кипіння  $-35^{\circ}\text{C}$ .

Сумарне навантаження на компресора буде складатися з навантаження по камерах та швидкоморозильні апарати. Теплове навантаження на компресора, визначається з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолодженні у розмірі 5 %,  $\kappa=1.05$ , і коефіцієнта робочого часу  $b=0.85$ :

$$\Sigma Q_{0 \text{ комп}} = \kappa \cdot \Sigma Q_0 / b = 1.05 \cdot (95 + 105 \cdot 2) / 0.85 = 377 \text{ кВт} \quad (5.1)$$

З розрахунку того, що максимальне навантаження буде тільки під час роботи швидкоморозильних апаратів, тоді як в останній час будуть працювати тільки повітроохолоджувачі камер зберігання, приймаємо для роботи по 3 компресора високої та низької ступені. У режимі зберігання буде працювати тільки одна пара компресорів. Тоді потрібна розрахункова холодопродуктивність  $Q_0 = 126 \text{ кВт}$ .

Вихідні данні розрахунку:

Теплове навантаження –  $Q_0 = 126 \text{ кВт}$

Температура кипіння –  $t_0 = -35^{\circ}\text{C}$ ,  $T_0 = 238 \text{ К}$

Температура конденсації –  $t_k = 35^{\circ}\text{C}$ ,  $T_k = 308 \text{ К}$  (водяний конденсатор)

Температура всмоктувальних парів низької ступені –  $t_{bc} = -35^{\circ}\text{C}$

Холодильний агент – R717(аміак)

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

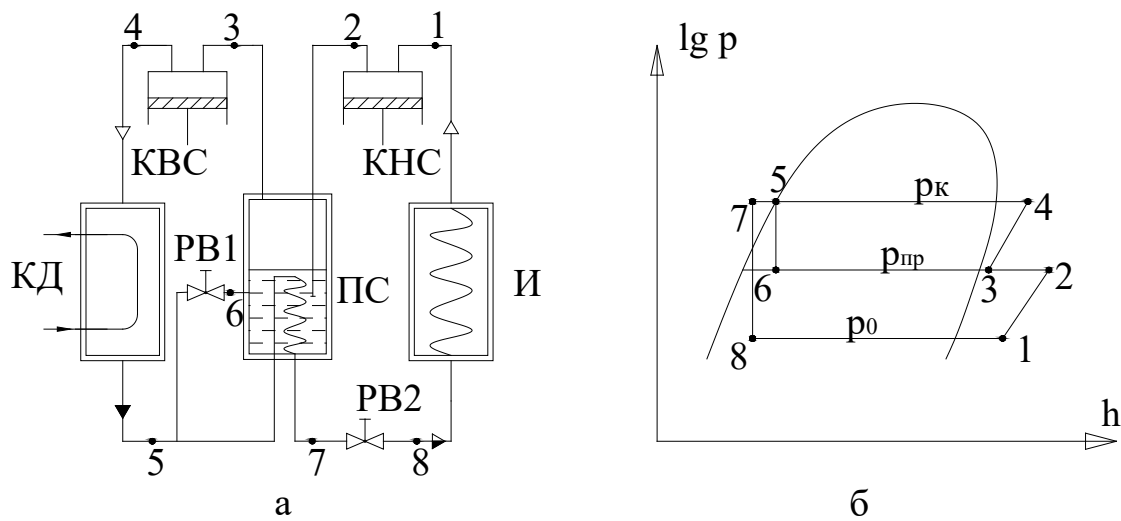


рис. 5.1 – Двоступінчатий цикл(б) і умовна схема(а) холодильної машини з повним проміжним охолодженням і подвійним дроселюванням в промсудині із змійовиком

Процеси циклу:

- 1-2 стискування пари в компресорі нижнього ступеня від  $P_0$  до  $P_{пр}$ ;
- 2-3 повне проміжне охолодження пари в ПС;
- 3-4 стискування пари в компресорі верхнього ступеня від  $P_{пр}$  до  $P_к$ ;
- 4-5 зняття перегріву і конденсація агента в конденсаторі;
- 5-6 допоміжне дроселювання частини агента від  $P_к$  до  $P_{пр}$  в промсудині;
- 5-7 переохолодження основної частини рідкого агента в змійовику промсудині;
- 7-8 основне дроселювання агента від  $P_к$  до  $P_0$ ;
- 8-1 кипіння агента у випарнику і перегрів пари на всмоктуванні.

За допомогою діаграми  $\lg P-h$ , будемо цикл холодильної установки і знімаємо данні для розрахунку вузлових точок, отримані данні заносимо в таблицю 6.1.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск кипіння –  $P_0=0.9$  бар

Тиск конденсації –  $P_k=13.5$  бар

Проміжний тиск визначаємо по формулі (5.2)

$$P_{\text{пр}} = \sqrt{P_k \cdot P_0} \text{ [бар]}, \quad (5.2)$$

$$P_{\text{пр}} = \sqrt{13.5 \cdot 0.9} = 3.5 \text{ бар}$$

Питомий об'єм в крапці 1 и 3.

$$V_1 = 1.27 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad V_3 = 0.34 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Проміжна температура –  $t_{\text{пр}}=-3$  °С,  $T_0=270$  К

Таблиця 5.1 – параметри в вузлових точках циклу

	1	2	3	4	5	6	7	8
$t_0=-35^\circ\text{C}$								
Температура $t$ , °С	-25	74	-5	98	35	-5	7	-35
Ентальпія $h$ , кДж/кг	1437	1644	1455	1678	363	363	233	233
Тиск $P$ , бар	0.9	3.6	3.5	13.5	13.5	3.5	13.5	0.9

Питома масова холодовидатність

$$q_0 = h_1 - h_8 = 1437 - 233 = 1204 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна холодовидатність

$$q_v^H = \frac{q_0}{V_1} = \frac{1204}{1.27} = 948 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_v^B = \frac{q_0}{V_3} = \frac{1204}{0.34} = 4013 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома адіабатна робота компресора

$$L_a^H = h_2 - h_1 = 1644 - 1437 = 207 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4			Арк.
								47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

$$L_a^B = h_4 - h_3 = 1678 - 1455 = 223 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата робочої речовини

$$M_a^{\text{кнс}} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{126}{1204} = 0.1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$M_a^{\text{квс}} = M_a^{\text{кнс}} \cdot \frac{(h_2 - h_7)}{(h_3 - h_6)} = 0.1 \cdot \frac{(1644 - 233)}{(1455 - 363)} = 0.13 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дійсна об'ємна холодовидатність

$$V_D^H = M_a^{\text{кнс}} \cdot V_1 = 0.1 \cdot 1.27 = 0.127 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_D^B = M_a^{\text{квс}} \cdot V_3 = 0.13 \cdot 0.34 = 0.044 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Лінійний мертвий простір –  $c=0.04$

Коефіцієнт розширення з мертвого простору –  $m=1.1$

Втрати на мертвому просторі

$$\lambda_c^H = 1 - c \cdot \left[ \left( \frac{P_{\text{пр}}}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.04 \cdot \left[ \left( \frac{4.07}{0.93} \right)^{\frac{1}{1.1}} - 1 \right] = 0.915$$

$$\lambda_c^B = 1 - c \cdot \left[ \left( \frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{пр}}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.04 \cdot \left[ \left( \frac{13.5}{3.5} \right)^{\frac{1}{1.1}} - 1 \right] = 0.89$$

$$\lambda_w^H = \frac{T_0}{T_{\text{пр}}} = \frac{238}{268} = 0.89$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_w^B = \frac{T_{\text{пр}}}{T_k} = \frac{268}{308} = 0.87$$

Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda^H = \lambda_c^H \cdot \lambda_w^H = 0.915 \cdot 0.89 = 0.814$$

$$\lambda^B = \lambda_c^B \cdot \lambda_w^B = 0.89 \cdot 0.87 = 0.774$$

Теоретичний об'єм описаний поршнями компресора

$$V_h^H = \frac{V_D^H}{\lambda^H} = \frac{0.127}{0.814} = 0.16 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_h^B = \frac{V_D^B}{\lambda^B} = \frac{0.044}{0.774} = 0.06 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Адіабатна потужність витрачена на стискування пара в компресорі

$$N_a^H = M_a^{\text{КНС}} \cdot L_a^H = 0.1 \cdot 207 = 20.7 \text{ кВт}$$

$$N_a^B = M_a^{\text{КВС}} \cdot L_a^B = 0.13 \cdot 223 = 29 \text{ кВт}$$

Індикаторний КПД

Для аміаку  $b=0.0025$

$$\eta_i^H = \lambda_w^H + b \cdot t_0 = 0.877 + 0.0025 \cdot (-35) = 0.79$$

$$\eta_i^B = \lambda_w^B + b \cdot t_{\text{пр}} = 0.854 + 0.0025 \cdot 7 = 0.87$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_i^H = \frac{N_a^H}{\eta_i^H} = \frac{20.7}{0.79} = 26.2 \text{ кВт}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_i^B = \frac{N_a^B}{\eta_i^B} = \frac{29}{0.87} = 33.3 \text{ кВт}$$

Потужність тертя

Середній індикаторний тиск тертя –  $P_{\text{ітр}}=50$  кПа

$$N_{\text{тр}}^H = P_{\text{ітр}} \cdot V_h^H = 50 \cdot 0.16 = 8 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{тр}}^B = P_{\text{ітр}} \cdot V_h^B = 50 \cdot 0.06 = 3 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора

$$N_e^H = N_{\text{тр}}^H + N_i^H = 8 + 26.2 = 34.2 \text{ кВт}$$

$$N_e^B = N_{\text{тр}}^B + N_i^B = 3 + 33.3 = 36.3 \text{ кВт}$$

Тепло відведене конденсатором

$$Q_k = Q_0 + N_e^B = 126 + 36.3 = 162.3 \text{ кВт}$$

Усі розрахунки зведемо в таблицю 5.2

Таблиця 5.2 – Результат розрахунків двоступінчатої холодильної установки

Найменування розрахункового параметру	$t_0=-35^{\circ}\text{C}$	
	Н	В
Питома масова холодовидатність, кДж/кг	1224	
Питома об'ємна холодовидатність, кДж/кг	948	4013
Питома адіабатна робота компресора, кДж/кг	207	223
Масова витрата робочої речовини, кг/с	0.1	0.13
Дійсна об'ємна холодовидатність, м <sup>3</sup> /с	0.127	0.044
Теоретичний об'єм описаний поршнями компресора, м <sup>3</sup> /с	0.16	0.06
Адіабатна потужність витрачена на стискування пара в компресорі, кВт	20.7	29
Індикаторний КПД	0.789	0.87
Індикаторна потужність компресора, кВт	26.2	33.3
Ефективна потужність компресора, кВт	34.2	36.3
Тепло відведене конденсатором, кВт	162.3	

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 6 Підбір компресорів та допоміжного устаткування

### Підбір компресорів

Для підбору компресорів використовуємо програму Grasso compressor selection задавшись вихідними даними

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

Температура конденсації –  $t_k = 35^\circ\text{C}$

Теплове навантаження –  $Q_0 = 126 \text{ кВт}$

Згідно з умовами обираємо (двоступінчата аміачна холодильна установка) три компресори марки Grasso RC69 на нижчу ступінь і три компресори марки Grasso RC29 на високу ступінь.

### Характеристика компресора марки Grasso RC29

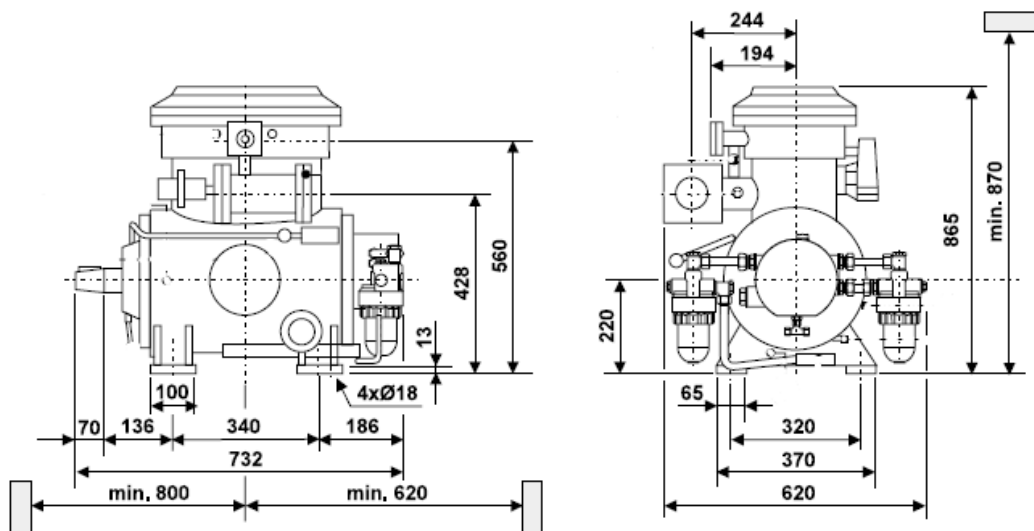


Рис.6.1 – Ескіз компресора RC29

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Таблиця 6.1 – Характеристика компресора RC29

Кількість циліндрів	2
тип	напівгерметичний
Діаметр циліндра	110 мм
Ротаційна швидкість	600÷1450 об/хв
Потужність (мех. ел.)	8.4÷21 кВт
Тиск	-0.7÷21 бар
Максимальна відвідна температура	170°C
Вага	270 кг
Діаметр усмоктувальної лінії	62 мм
Діаметр нагнітальної лінії	43 мм
Об'єм масла	3.5 л
Максимальна температура масла	70°C
Рівень шуму	82 дБ
Довжина	732 мм
Висота	865 мм
Ширина	620 мм

Характеристика компресора марки Grasso RC69

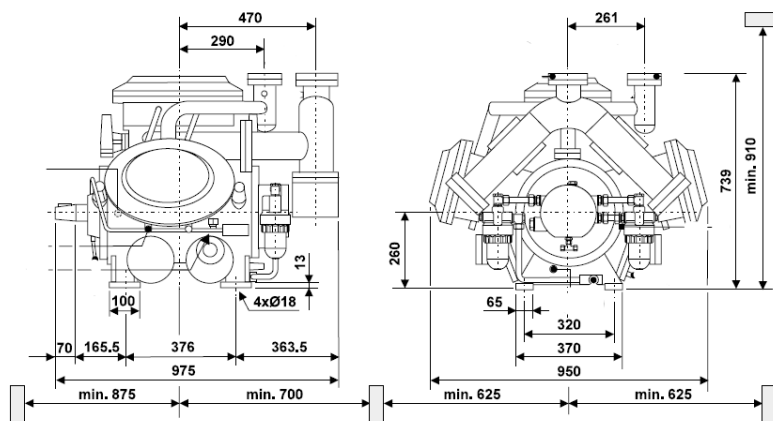


Рис. 6.2 – Ескіз компресора марки RC69

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			52

Таблиця 6.2 – Характеристика компресора RC69

Кількість циліндрів	6
тип	напівгерметичний
Діаметр циліндра	110 мм
Ротаційна швидкість	600÷1450 об/хв
Потужність (мех. ел.)	26.4÷60 кВт
Тиск	-0.7÷21 бар
Максимальна відвідна температура	170°C
Вага	545 кг
Діаметр усмоктувальної лінії	91 мм
Діаметр нагнітальної лінії	77 мм
Об'єм масла	8 л
Максимальна температура масла	70°C
Рівень шуму	90 дБ
Довжина	975 мм
Висота	739 мм
Ширина	950 мм

Для підбору водяного конденсатора використовуємо програму Günter GPC 2009, задавши вихідними даними.

Холодильний агент – R717(аміак)

Температура конденсації –  $t_k=35^\circ\text{C}$

Температура і вологість навколишнього середовища -  $t_c=30^\circ\text{C}$ ,  $\varphi=85\%$

Теплове навантаження на конденсатор –  $Q_k=487$  кВт

З приведенного списку конденсаторів обираємо для камер збереження конденсатор марки GVH 050.1A/3-ND.E потужністю 500 кВт.

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, \text{ [м}^3/\text{с]}, \quad (6.1)$$

де  $\rho$  – щільність агента за відповідних умов,  $\text{кг/м}^3$ .

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, \text{ [м]}, \quad (6.2)$$

де  $w$  – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу,  $\text{м/с}$ .

Нагнітальний трубопровід:

При  $t_2 = 107 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $P_k = 17.8 \text{ бар}$  – щільність агента  $\rho_2 = 10.25 \text{ кг/м}^3$ .

$$V_a = 0.1 / 10.25 = 0.011 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.011 / 13)^{0.5} = 0.033 \text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні сталеву трубу  $38 \times 2$ .

Всмоктуючий трубопровід:

Нижній ступінь:

При  $t_1 = -25 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $P_0 = 0.93 \text{ бар}$  визначаємо щільність агента  $\rho_1 = 0.78 \text{ кг/м}^3$ .

$$V_a = 0.081 / 0.78 = 0.104 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.104 / 14)^{0.5} = 0.097 \text{ м}.$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу  $108 \times 4$ .

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Всмоктующий трубопровод:

Верхний ступень:

При  $t_1 = -0.5$  °C и  $P_0 = 4.07$  бар визначаємо щільність агента  $\rho_1 = 3$  кг/м<sup>3</sup>.

$$V_a = 0.11/3 = 0.037 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.037/14)^{0.5} = 0.058 \text{ м.}$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 76×3.5.

Трубопровод на сливі від конденсатора до ресивера:

При  $t_3 = 35$  °C и  $P_k = 17.8$  бар визначаємо щільність агента  $\rho_3 = 580$  кг/м<sup>3</sup>.

$$V_a = 0.11/580 = 0.00019 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.00019/0.5)^{0.5} = 0.022 \text{ м.}$$

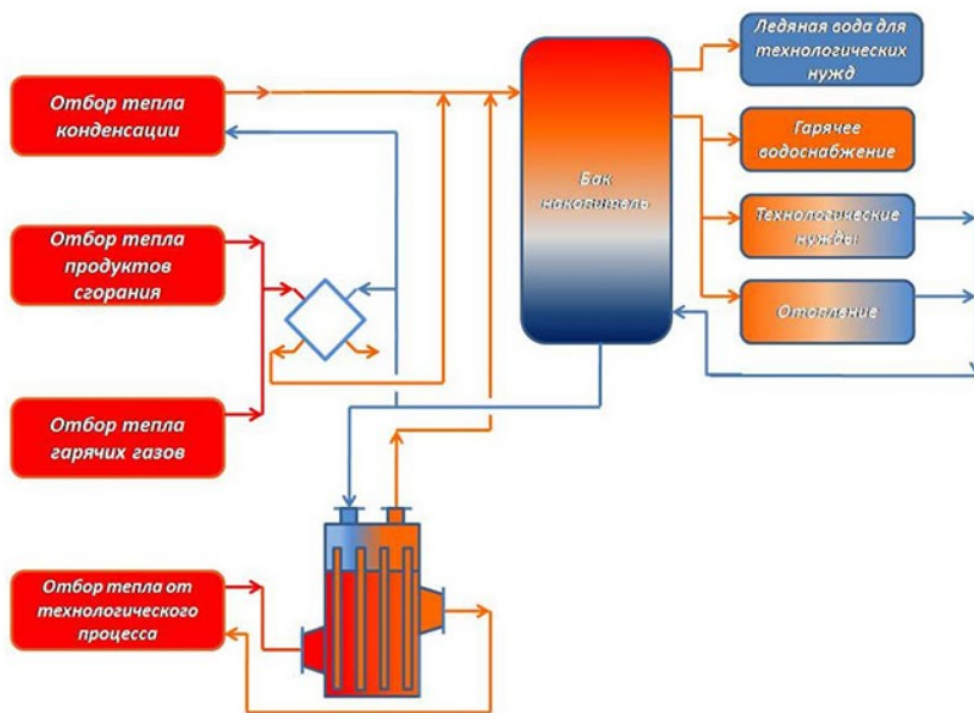
Приймаємо на рідинному зливі сталеву трубу 32×2.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7 Розрахунок систем утилізації теплоти

На сьогоднішній день актуальною проблемою на безлічі підприємств залишається утилізація вторинних енергетичних ресурсів. Більшість технологічних процесів, робота багатьох механізмів і систем супроводжується виділенням великої кількості теплової енергії, яка не використовується, а розсіюється в навколишньому середовищі і називається «скидним теплом». Найчастіше скидна теплота є низькопотенційна, оскільки має температуру трохи вище температури навколишнього середовища. Виділяють як техногенні системи, створені людьми, так і джерела природного походження. Низькопотенційна енергія - це енергія холоднішого навколишнього середовища, атмосфери і води має такий же тиск як має і перетворювач енергії споживача. Високотенційна енергія - це та енергія, потенціал якої вище потенціалу споживача (точніше потенціалу перетворювача, який екстрагує енергію з навколишнього середовища для споживача). Принципова відмінність низькопотенційної теплової енергії від високотенційної в тому, що вона має потенціал, який нижче потенціалу перетворювача, екстрагують енергію з навколишнього середовища для споживача. Джерелами низькопотенційної енергії є природні джерела тепла: земля, вода, повітря; або штучні джерела (вторинні енергетичні ресурси), т. е. теплові відходи (промислові скиди, побутові тепловиділення, що видаляються з вентиляційним повітрям).

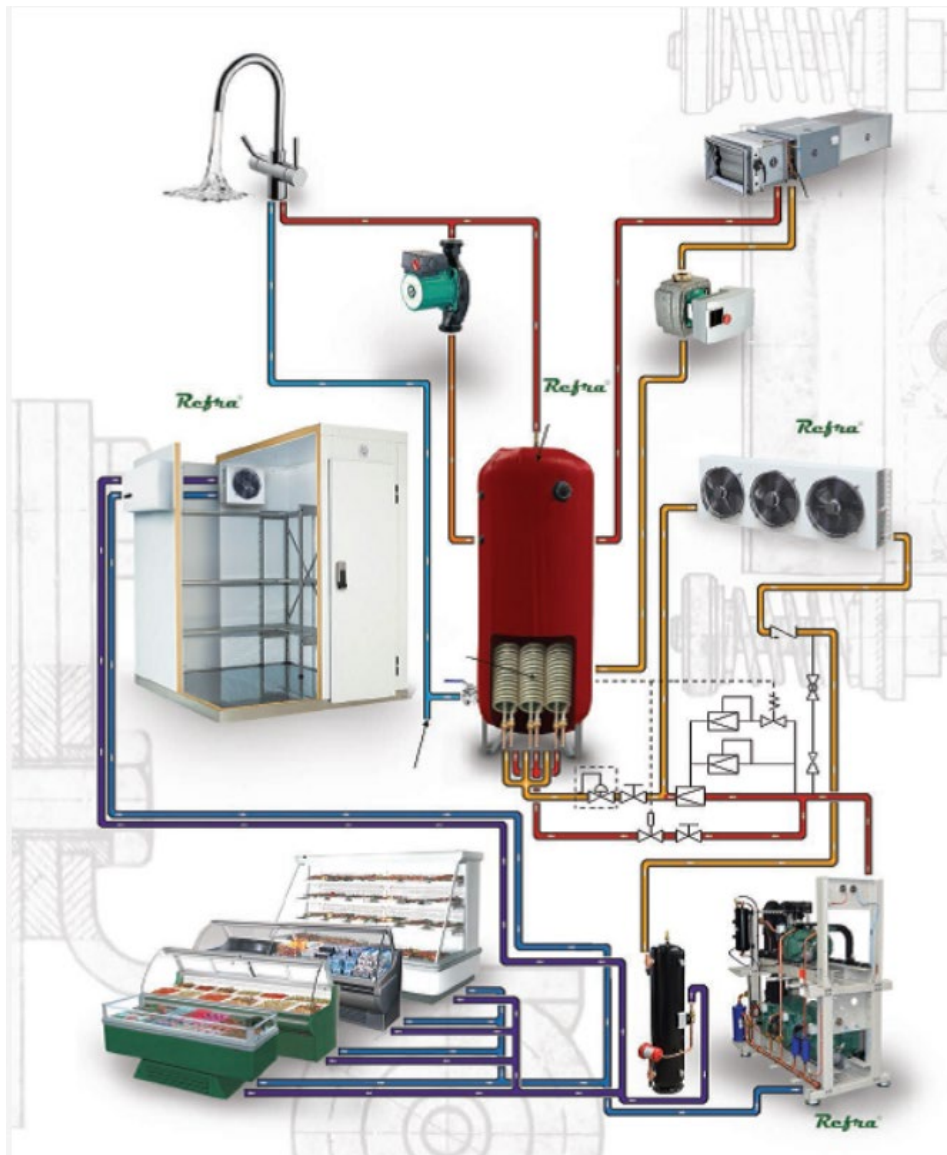
					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Однією з основних проблем використання низькопотенційної теплової енергії в народному господарстві є її транспортування. Частина теплової енергії в процесі транспортування втрачається - йде через теплову ізоляцію труб (ізоляція не може бути ідеальною). Ці втрати є технологічними (неминучими), вони не можуть бути усунені повністю, хоча можуть бути зменшені за рахунок якісної ізоляції труб, в тому числі і заміною їх на труби з більш досконалих матеріалів, що вимагає великих капіталовкладень. Така ж ситуація виникає і з акумулюванням низькопотенційної теплової енергії. Процес накопичення такої енергії зовсім нераціональний, т. к. виникають такі ж втрати, як і, наприклад, при транспортуванні.

Основними завданнями енергозбереження в Україні сьогодні можна назвати наступні напрямки:

- модернізація виробництва з впровадженням енергоефективних технологій та обладнання;
- підвищення енергоефективності будівель і споруд;
- стимулювання споживачів до раціонального використання електроенергії за рахунок організаційних і нормативних заходів, тарифної політики, субсидування підвищення енергоефективності об'єктів.



Одним з найбільш ефективних сучасних напрямків по економії органічного первинного палива в системах теплопостачання є застосування теплонасосних установок, що дозволяють трансформувати низькотемпературну поновлювану природну енергію і вторинну низькопотенційну теплоту до більш високих температур, придатних для теплопостачання. Теплові насоси використовують (утилізують) розсіяне тепло природного (теплова енергія води, повітря, ґрунту) або техногенного походження (тепло промислових і стічних вод, вентиляційних труб і димових газів, технологічних процесів і т. Д.). Тепловий насос сумісний з будь-якої циркуляційної системою опалення та вентиляції. Термодинамічне тепловий насос аналогічний холодильній машині. Однак якщо в холодильній машині основною метою є виробництво холоду шляхом відбору теплоти з будь-якого

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

обсягу випарником, а конденсатор здійснює скидання теплоти в навколишнє середовище, то в тепловому насосі картина зворотна. Конденсатор є теплообмінним апаратом, що виділяють теплоту для споживача, а випарник - теплообмінним апаратом, який утилізує низькопотенційну теплоту: вторинні енергетичні ресурси і (або) нетрадиційні поновлювані джерела енергії.

У нашому випадку на підприємстві буде використана теплота конденсації для обігріву полов камер та для забезпечення побутових потреб в гарячій воді. Вода, нагріта теплотою конденсації в пластинчастих конденсаторах, буде в свою чергу підігрівати розчин пропілен гліколя, що циркулює в трубах підігріву підлоги камер зберігання. Крім того, на лінії високого тиску, перед конденсатором, будуть встановлені пластинчасті форконденсатори, в яких буде підігріватися гаряча вода, яка використовується для потреб підприємства. Схема холодильної установки з утилізацією представлена на рис.7.1

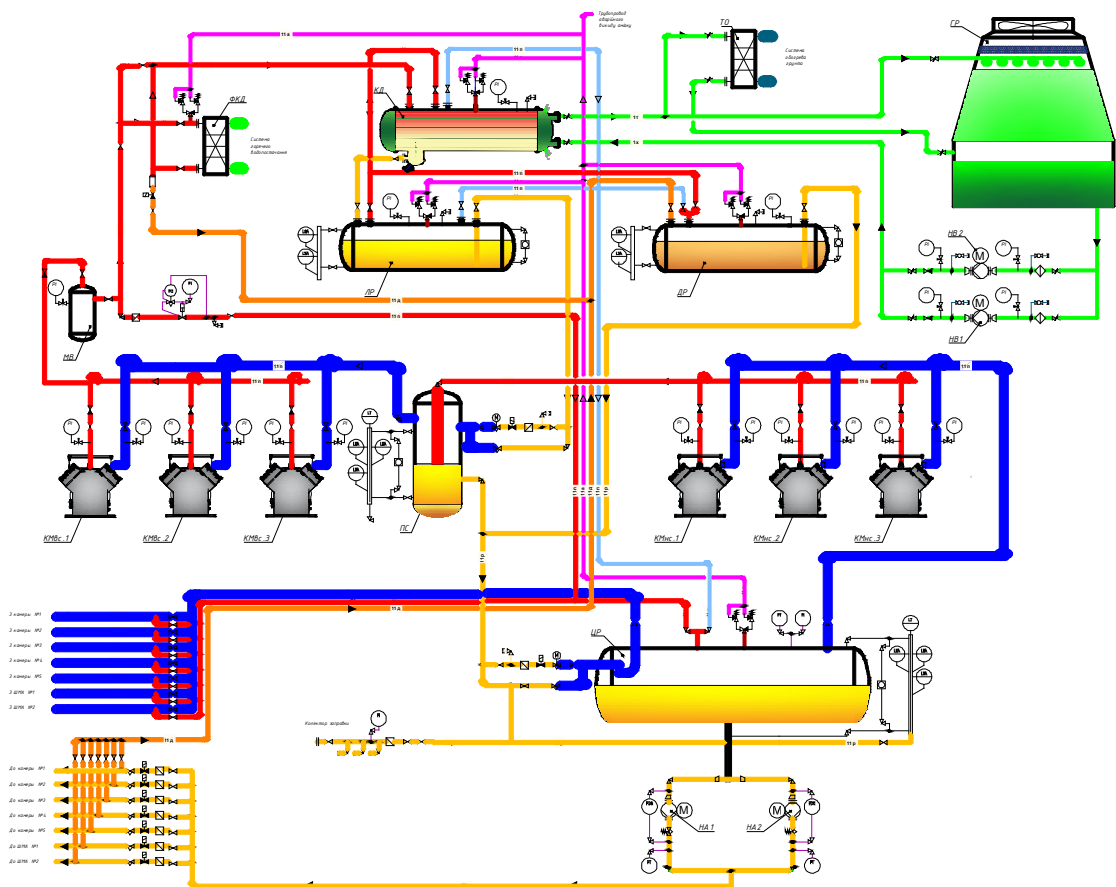


рис. 7.3 – Схема холодильної установки з утилізацією теплоти

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
						59

Розрахунок системи обігріву пола камер зберігання заморожених продуктів.

За даними розділу 3 на підприємстві розташовано п'ять камер зберігання заморожених продуктів, з температурою в камерах  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Згідно розрахунку в бетонну основу пола камер будуть вмонтовані теплообмінники з пластикових труб, в яких буде циркулювати розчин пропіленгліколю з середньою температурою  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Площа кожної камери  $F_k=108\text{ м}^2$ , коефіцієнт теплопередачі пола  $k_k=0.2\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ .

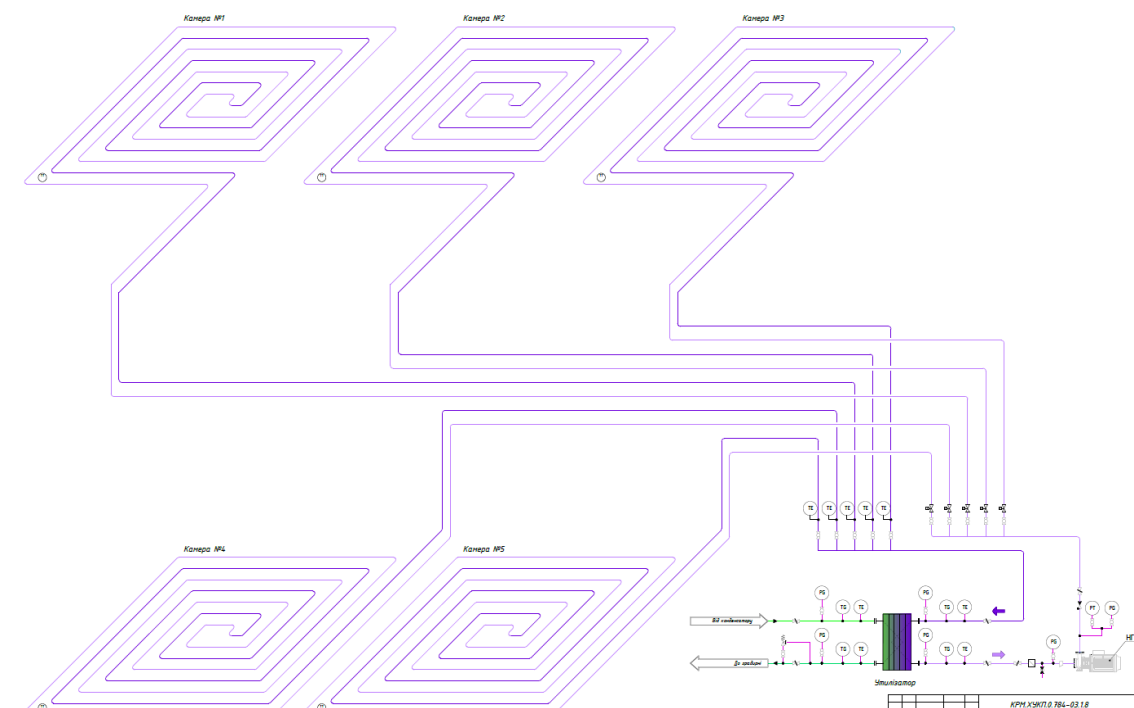


рис. 7.3 – Схема утилізації низькопотенційного тепла

Сумарні теплопритоки к розчину пропіленгліколя, який циркулює в змійовиках:

$$Q_{T1}=5 \cdot 108 \cdot 0.2 \cdot (3+25)=3024\text{ Вт}$$

Згідно розрахованого навантаження підбираємо теплообмінник фірми Alfa-Laval:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

## AlfaNovaPlate Heat Exchanger

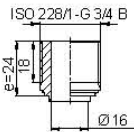
### Технічна специфікація

Модель : AlfaNova 14-10H(A21,A21) (32870 5066 1)  
 Проект : (Untitled 0) Кількість : 1

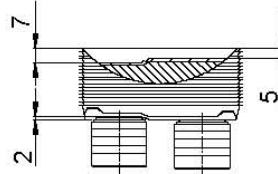
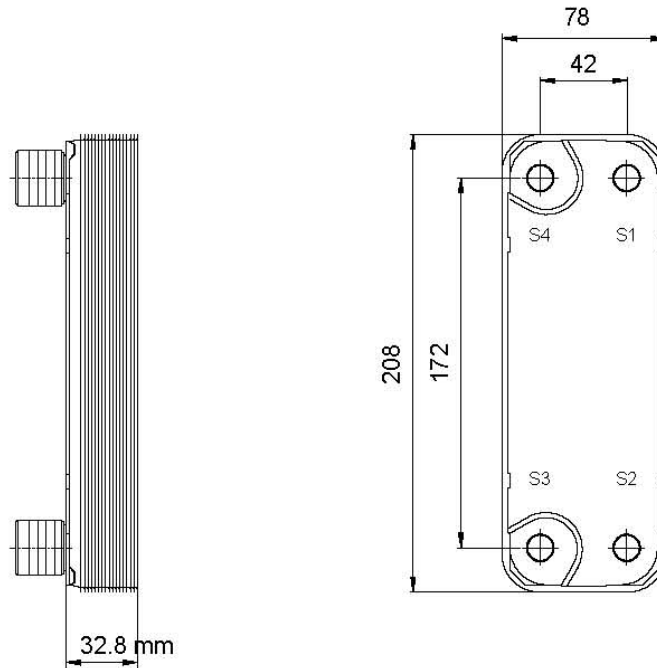
	Холодна сторона		Гаряча сторона	
			S4S3	S2S1
Рідина			Вода	23.0%
Prop.glycol				
Щільність		kg/m <sup>3</sup>	995.0	1026
Питома теплоємність		kJ/(kg*K)	4.18	3.99
Теплопровідність		W/(m*K)	0.614	0.480
В'язкість на вході		cP	0.801	4.66
в'язкість на виході		cP	0.875	3.90
Масова витрата		kg/h	645.4	676.1
Вхідна температура		°C	30.0	2.0
Вхідна температура		°C	26.0	6.0
Витрати тиску		kPa	17.0	13.2
Теплообмінник		kW	3.000	
L.M.T.D.		K	24.0	
O.H.T.C clean conditions		W/(m <sup>2</sup> *K)	4065	
O.H.T.C service		W/(m <sup>2</sup> *K)	1200	
Поверхня теплообміну		m <sup>2</sup>	0.10	
Fouling resistance*10000 m <sup>2</sup> *K/W0.000				
Запас		%	235	
Відносний напрям рідини			Протиток	
Кількість ходів			1	1
Матеріал пластини / З'єднання			Alloy 316 / SS	
З'єднання S1(Холодний- Вихід)			Різьблення (зовнішня) / 3/4" ISO 228/1	
- G(A21) Alloy 316				
З'єднання S2(Холодний-В)			Різьблення (зовнішня) / 3/4" ISO 228/1	
- G(A21) Alloy 316				
З'єднання S3 (Горячий-Выход)			Різьблення (зовнішня) / 3/4" ISO 228/1-	
G (A21) Alloy 316				
З'єднання (Горячий-В)			Різьблення (зовнішня) / 3/4" ISO 228/1-	
G (A21) Alloy 316				
Код тиску апарату			PED	
Розрахунковий тиск at 75.000000 Celsius	Bar		23.0	23.0
Розрахунковий тиск at 225.000000 Celsius	Bar		20.0	20.0
Розрахункова температура	C		- 196.0/225.0	
Загальні довжина x ширина x висота	mm		57 x 77 x 207	
Вага порожня/повна	kg		1.30 /	
Package length x width x height	mm		200 x 93 x 233	
Package weight	kg		0.1200	
Price RCPL incl Extras			581 EUR	
-Unit 32870 5066 1			581.00 EUR	

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Note that all unique customer requirements (i.e tolerance) need to be verified thru Alfa Laval.



A 21  
Alloy 316  
S1, S2, S3, S4



Frameplate is depressed 2 mm at connection S3/S4  
Pressureplate is depressed 2 mm / even number of channel plates  
at connections T3/T4 / uneven number of channel plates at  
connections T1/T2.

T1 T2 T3 T4 locations on back side  
correspond to S1 S2 S3 S4 on front side

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS

HEATING SURFACE	0.1040 m <sup>2</sup>	PLATE MATERIAL	Alloy 316	TOTAL LENGTH	56.8
NETWEIGHT	1.300 kg			TOTAL WIDTH	77.0
OPERATING WEIGHT	1.482 kg	PLATE GROUPING	1*4H / 1*5H	TOTAL HEIGHT	207.0

MEDIA	INLET	TEMP.	OUTLET	TEMP.	FLOW RATE	PRESSURE DROP	LIQUID VOL.
Water 23.0% Prop.glycol	S4	30.0 °C	S3	26.0 °C	645.4 kg/h	17.03 kPa	0.08000 dm <sup>3</sup>
	S2	2.0 °C	S1	6.0 °C	676.1 kg/h	13.17 kPa	0.1000 dm <sup>3</sup>

SUPPLIER	REF.	MP NO.	PLATE HEAT EXCHANGER	
AGENT/REF.			<b>AlfaNova 14-10H(A21,A21)</b> PED	
CUSTOMER NAME / REF. NO.				
SIGN.			ITEM ID: 32870 5066 1 DATE: 2018-02-16 REV No.: 0	

					Арк.
KPM.XYKII.1.784-03.3.4					62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	





Згідно розрахованого навантаження підбираємо теплообмінник фірми

Alfa-Laval:

Рідина		<b>Аміак</b>	<b>Вода</b>
Масова витрата	kg/h	1495	9487
Вхідна температура	°C	100.0	58.0
Вихідна температура (пар/liquid)	°C	60.0	62.0
Робочий тиск (В/Выход)	bara	13.4/11.7	
Витрати тиск (Perm/Расч.)	kPa	268/174	100/91.2
Швидкість в патрубках (В/Вихід)	m/s	6.80/6.81	0.341/0.342
Теплообмінник	kW	44.00	
Температурна поправка	K	12.0	
Відносний напрям рідини		Протиток	
Матеріал пластини/ Товщина		ALLOY 304 / 0.50 mm	
Матеріал сальника		Зварний	NBRP Clip-on
Кільцеве ущільнення		CR	
Матеріал приєднання			
Діаметр приєднання		See drawing	See drawing
Nozzle orientation			
Код тиску апарату		PED	
Flange rating			
Розрахунковий тиск	bar	25.0	16.0
Тестовий тиск	bar	35.7	22.9
Розрахункова температура	C	100.0	70.0
Загальні довжина x ширина x висота	mm	x x	
Flooded weight	kg	0.00	
Price RCPL incl Extras		7250 EUR	

Згідно характеристик теплообмінника підбираємо насос фірми

Grundfos, який буде перекачувати гарячу воду:

Спецификации	Текст с предложением	Видео (0)	Документы (3)	Чертежи CAD	Части системы	Результат подбора
<b>Результат подбора</b>						
Тип	MTR 1-15/15					
Кол-во	1					
Двиг.	0.75 кВт					
Расх	24.9 л/мин				<b>Профиль нагр.</b>	1
Работа минимум до	35 %				Расх	95 %
Напр	50.01 м				Напр	100 %
Мощн. P1	0.503 кВт				P1	0.482 кВт
Мощн. P2	0.393 кВт				Общий КПД	40.1 %
КПД нас.	51.9 %				Врем	1113 ч/г
КПД двиг.	78.0 %				Потребл. энергии	537 кВт-ч/Год
КПД агрегата	40.5 % =КПД нас.*КПД эл.двиг				Кол-во	1
Общий КПД	40.5 % =КПД относит. рабочей точки					
Потребл. энергии	537 кВт-ч/Год					
Выброс CO2	306 кг/Год					
Стоим	По запросу					
Общие затраты	По запросу					
стоим.жизн.цикл	/5Лет					

Вартість насоса – 450 євро.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо, що альтернативою системи підігріву буде електронагрівач, якій був би розташований в резервуарі. Тоді термін окупності враховуємо тільки для устаткування, яке розташовано до бака. Також приймаємо, що вартість допоміжних трубопроводів, арматури та автоматики складає 15% від сумарної вартості теплообмінника та насосів.

Сумарна вартість системи нагріву води (згідно схеми два теплообмінника та чотири насоса):

$$C_1 = 1.3 \cdot (2 \cdot 7250 + 4 \cdot 450) \cdot 40 = 847600 \text{ грн}$$

Економія затрат на електроенергію за рік, при вартості для підприємств 6 грн/кВт·год:

$$E_1 = 44 \cdot 6 \cdot 24 \cdot 300 = 1900800 \text{ грн}$$

Термін окупності системи:

$$T_1 = C_1 / E_1 = 847600 / 1900800 = 0.45 \text{ року}$$

Зведемо головні параметри, які були розраховані, в таблицю.

	Система обігріву пола	Система отримання гарячої води
Вартість устаткування,	95236	847600
Економія затрат на електроенергію за рік, грн.	105120	1900800
Термін окупності, рік	0.9	0.45

Проведемо розрахунок пластинчатого теплообмінника, який використається для утилізації високо потенційної теплоти.

Дані для розрахунку.

Температура входу агента  $t_{вх} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура виходу агента  $t_{вих} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

Геометричні характеристики пластини (нерозбірна).

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Робоча поверхня,  $f_{пл}=0.8 \text{ м}^2$

Площа поперечного перетину одного каналу,  $f=3.1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

Приведена довжина каналу,  $L=1.16 \text{ м}$

Еквівалентний діаметр каналу,  $d_{\text{ЭКВ}}=0.009 \text{ м}$

Товщина пластини,  $\delta=0.001 \text{ м}$

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини,  $\lambda_m=16 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$

Тип холодильного агента – R717.

### Розрахунок

Початкова температура води на вході в апарат  $t_{w1}=58 \text{ }^\circ\text{C}$ .

З урахуванням підігріву води в апараті приймаємо температуру води на виході з апарату, т.о.  $t_{w2}=t_{w1}+\Delta t_w=58+4=62 \text{ }^\circ\text{C}$ .

При середній температурі води  $t_{\text{ср}w}=60 \text{ }^\circ\text{C}$  визначаємо її параметри:

- теплоємність води  $C_w=4.176 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;
- щільність води  $\rho_w=996 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- число Прандтля  $Pr_w=5.74$ ;
- теплопровідність води  $\lambda_w=0.62 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .
- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_w=0.84 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;

З циклу процесу конденсації агента приймаємо:

- ентальпія пари на вході в апарат,  $h_{\text{вх}}=1678 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ ;
- ентальпія пари на виході з апарату,  $h_{\text{вих}}=1234 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ .

Властивості агента при середній температурі пари:

- щільність агента  $\rho_a=112 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;
- число Прандтля  $Pr_a=1.12$ ;
- теплопровідність агента  $\lambda_a=0.013 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ .

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu_a=0.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;

За наслідками теплового розрахунку загальна витрата агента  $G_a=0.1$  кг/с. Тоді кількість тепла, яке можна відвести до води від агента у форконденсаторе рівно:  $Q_{фк}=G_a \cdot (h_{вх}-h_{ввых})=0.1 \cdot (1678-1234)=44 \text{ кВт}$

З рівнянь теплового балансу визначаємо масову витрату води, кг/с:

$$G_w=Q_{фк}/(C_w \cdot (t_{w2}-t_{w1})) \quad (7.1)$$

$$G_w=44/(4.176 \cdot 5)=2.1 \text{ кг/с}$$

Приймаємо протетичну схему руху середовищ в односекційному теплообміннику.

Температурний натиск між середовищами визначається по формулі:

$$\theta_{л}=[(t_{вх}-t_{w1})-(t_{ввых}-t_{w2})]/\ln[(t_{вх}-t_{w1})/(t_{ввых}-t_{w2})] \quad (7.2)$$

$$\text{Т.о. } \theta_{л}=[(98-62)-(60-58)]/\ln[(98-62)/(60-58)]=39 \text{ }^\circ\text{С.}$$

Задаємося середньою швидкістю руху потоку води  $W_w=0.3 \text{ м/с}$ .

По рівнянню потоку визначаємо число рівносторонніх каналів в пакеті пластин апарату в одному ході по воді:

$$z=G_w/(W_w \cdot \rho_w \cdot f) \quad (7.3)$$

$$\text{С округленням до цілого } z=2.1/(0.3 \cdot 996 \cdot 0.00031)=22.67$$

Визначаємо число Рейнольдса для води:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Re_w = W_w \cdot d_{\text{ЭКВ}} / \nu_w \quad (7.4)$$

$$Re_w = 0.3 \cdot 0.009 / (0.84 \cdot 10^{-6}) = 3214$$

Визначаємо число Нуссельта для води при турбулентному режимі:

$$Nu_w = 1.05 \cdot 0.07 \cdot Re_w^{0.72} \cdot Pr_w^{0.43} \quad (7.5)$$

$$Nu_w = 1.05 \cdot 0.07 \cdot 3214^{0.72} \cdot 5.74^{0.43} = 52.2$$

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі на стороні води, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_w = Nu_w \cdot \lambda_w / d_{\text{ЭКВ}} \quad (7.6)$$

$$\alpha_w = 52.2 \cdot 0.617 / 0.009 = 3579 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

При рівних значеннях площі поперечного перетину каналу по агентові і воді визначаємо швидкість пари агента [м/с] на вході в канал, за умови, що в крайніх пакетах проходить вода:

$$W_a = G_a / [\rho_a \cdot f \cdot (z-1)] \quad (7.7)$$

$$W_a = 0.1 / [112 \cdot 0.00031 \cdot (36-1)] = 0.08 \text{ м/с}.$$

Визначаємо число Рейнольдса для агента:

$$Re_a = W_a \cdot d_{\text{ЭКВ}} / \nu_a \quad (7.8)$$

$$Re_a = 0.08 \cdot 0.009 / (0.2 \cdot 10^{-6}) = 3600$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо число Нуссельта для пари агента при турбулентному режимі по формулі Міхєєва:

$$Nu_a = 0.018 \cdot Re_a^{0.8} \quad (7.9)$$

$$Nu_a = 0.018 \cdot (3600)^{0.8} = 52.2$$

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі на стороні пари, Вт/(м<sup>2</sup>·К):

$$\alpha_a = Nu_a \cdot \lambda_a / d_{\text{эКВ}}$$

$$\alpha_w = 52.2 \cdot 0.013 / 0.009 = 75.4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт(м<sup>2</sup>·К):

$$K = (1/\alpha_w + \Sigma(\delta/\lambda) + 1/\alpha_a)^{-1} \quad (7.10)$$

де  $\Sigma(\delta/\lambda)$ - прийнятий сумарний термічний опір стінки пластини і відкладень.

$$K = (1/3579 + 0.000057 + 0.000357 + (0.001/16) + 1/75.4)^{-1} = 73 \text{ Вт(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Визначаємо розрахункову площу поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>:

$$F = Q_{\text{фк}} \cdot 10^3 / (K \cdot \theta_{\text{л}}) \quad (7.11)$$

$$F = 44000 / (73 \cdot 39) = 15.4 \text{ м}^2.$$

Визначаємо необхідну кількість пластин по агентові для забезпечення розрахункової площі теплообміну:  $n = F/f_{\text{пл}}$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З округленням до більшого цілого парного  $n=15.4/0.8=20$  шт.

Визначаємо число каналів:

- по агенту  $z_1=n/2=20/2=10$  шт.

- по воді  $z_2=z_1+1=11$  шт.

Виходячи з великої витрати води, приймаємо трехзаходный режим руху.

Тоді розрахункова швидкість води в апараті з рівняння (8.3):

$$W_{w'}=2.1/(3 \cdot 0.00031 \cdot 996 \cdot 12)=0.301 \text{ м/с.}$$

Проводимо перевірку відповідності набутого і розрахункового значення швидкості води:

$$[(W_{w'}-W_w)/W_{w'}] \cdot 100\%=[(0.301-0.3)/0.3] \cdot 100\%=0.33 \% < 5 \%$$

Загальне число пластин в апараті  $Z=11+12=23$  шт.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8 Охорона праці

В даний час на крупних холодильних установках з помірно низькими температурами найбільш поширений аміак (R717).

Аміак R717, хімічна формула  $\text{NH}_3$ . Нормальна температура кипіння мінус 33,35 °С. При атмосферному тиску аміак — безбарвний газ, легше за повітря, з різким задушливим запахом.

Найбільш небезпечними властивостями аміаку є його токсичність і вибухонебезпека. Перебування людини протягом декількох хвилин в приміщенні з об'ємною часткою аміаку в повітрі — 0,5÷1% приводить до смертельного результату або сильного отруєння. Температура самозаймання аміаку 630 °С. При об'ємній частці в повітрі понад 11 % і наявності відкритого полум'я аміак починає горіти.

Суміш пари аміаку з повітрям при об'ємній частці 15÷28 % вибухонебезпечна. Максимальний тиск вибуху суміші біля 0,45 МПа. Аміак починає розкладатися при температурі вище 250 °С.

Категорія приміщення за вибухопожежною та пожежною безпекою

Приміщення аміачних машинних і апаратних відділень по вибухопожежною небезпеці відносяться до категорії "А" (клас вибухонебезпеки В-1б). Їх розміщують, як правило, в одноповерхових будівлях, прибудованих до корпусу холодильника або виробничої будівлі, в якій розміщені споживачі холоду.

У машинному відділенні передбачають не менше двох виходів, один з яких — безпосередньо назовні (через тамбур для середньої і північної смуги). Виходи розташовують на максимально можливій відстані один від одного.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню компресорного цеху

В компресорному цеху знаходиться холодильна машина, апарати якої знаходяться в тому ж приміщенні. Випарний конденсатор, розташований поза будівлею. Висота стелі складає 5,5 м що забезпечує нормативам планування. Компресорний цех має два виходи один з яких безпосередньо назовні. Апарати що вимагають постійного обслуговування обладнанні спеціальними майданчиками і сходами. Майданчики і сходи огороженні поручнем. Колектор приборів охолодження знаходиться в компресорному цеху, що дозволяє негайно відрегулювати подачу холодоагенту. Усе устаткування розміщене з необхідними проходами, без труднощів обслуговування.

## Забезпечення вибухобезпеки експлуатації устаткування

Аміачна холодильна установка – герметична технологічна система, в якій по замкнутому контуру, без виробничих витрат, циркулює холодильний агент. В елементах АХУ відбуваються тільки термодинамічні процеси та пов'язані з ними фазові перетворення аміаку (пара→рідина та рідина→пара).

У приміщеннях та на ділянках аміачної холодильної установки, у суміжних приміщеннях/ділянках, поза приміщеннями, а також у самій установці, за умов нормальної експлуатації технологічної системи витоків холодильного агента не відбувається, вибухопожежно небезпечна суміш пари аміаку з повітрям не утворюється. Небезпека виникнення вибуху та пожежі з'являється тільки внаслідок позаштатних аварійних ситуацій, аварій, НС техногенного чи природного походження. Захист технологічного устаткування, трубопроводів та арматури від зруйнування під дією надлишкового тиску в системі забезпечений конструктивним виконанням елементів установки, системою захисних клапанів, приладами автоматичного захисту АХУ.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбір запобіжного клапану

Пропускна здатність запобіжного клапану вибирається так, щоб у посудині або балоні не створився тиск, що перевищує робочий більш ніж на 0.05 МПа для посудин з робочим тиском до 0.3 МПа включно; на 15 % для посудин із  $P_{\text{раб}} = 6$  МПа; на 10 % для посудин із  $P_{\text{раб}} > 6$  МПа.

Не рідше одного разу в 12 місяців запобіжний клапан перевіряють на стендах з наступним опломбуванням.

Визначимо мінімальну площу перетину клапана

$$F = \frac{M}{\mu \cdot B \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)}} \text{ [м}^2\text{]}, \quad (8.1)$$

де  $M$  – масова витрата рідини чи газу,  $M = 1.168$  кг/с;

$\mu$  – коефіцієнт витрати газу (рідини) для даної конструкції клапану визначається експериментально і записується у його паспорті,  $\mu = 0.75$ ;

$B$  – коефіцієнт, що враховує фізико-хімічні властивості газу при робочих параметрах та залежить від показника адіабати  $k = 1.13$  й

відношення тисків  $\frac{P_2}{P_1} = 0.076$ ;

$$B = 1.59 \sqrt{\frac{k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}}$$

$P_1, P_2$  – відповідно тиск спрацювання клапану та абсолютний тиск за клапаном,  $P_2 = 0.1$  МПа,  $P_1 = 1.3$  МПа;

$\rho$  – щільність середовища при тиску  $P_1$  та температурі перед клапаном,

$$\rho = 13.5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$F = \frac{1.168}{0.75 \cdot 0.909 \sqrt{2 \cdot 13.5 \cdot (1.3 - 0.1) \cdot 10^6}} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр клапану

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} \text{ [м]}, \quad (8.3)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{3.14}} = 0.019 \text{ м}$$

Обираємо діаметр клапану з стандартного ряду  $d = 0,020 \text{ м}$ .

Організація безпечної експлуатації на холодильних установках.

Мета організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках — створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації і ремонту устаткування і систем установок, а також шляхом підтримки технічних знань обслуговуючого персоналу на необхідному рівні.

Адміністрація підприємства забезпечує холодильну установку необхідним штатом персоналу. Чисельність машиністів і слюсарів - ремонтників для обслуговування установки повинна відповідати «Нормативам чисельності робочих холодильних установок». Холодильна установка обслуговується, як правило, не менше чим двома машиністами в зміну. Обслуговування установки одним машиністом в зміну допускається тільки в тому випадку, якщо за умовами технологічного процесу можливе тимчасове припинення холодопостачання з виключенням холодильної установки.

Заземлювання.

Заземлювання потрібно підключати до корпусів електричних машин, трансформаторів, реостатів, металевим корпусам вимикачів, запобіжників та штепселів, каркасам щитів, металевим оболонкам кабелів, приводам електроустаткування, металевим частинам прожекторів та іншим не струмопровідним частинам.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розрахунок штучного заземлювання

Мета розрахунку полягає у визначенні основних параметрів штучного заземлювання – число, розміри та порядок розміщення окремих заземлювачів та заземлюючих провідників.

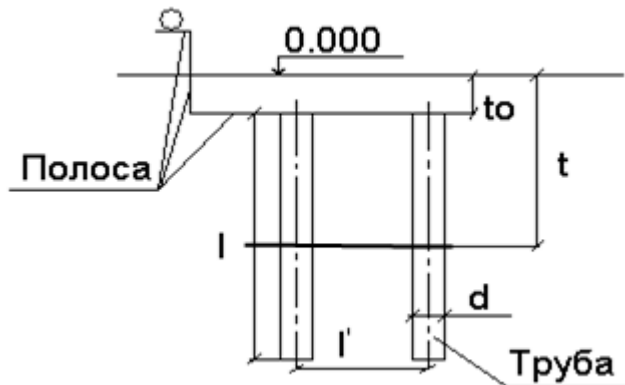


Рис.8.1 – Схема заземлювання

Потрібний опір заземлюючого пристрою в електроустановках з напругою до 1000 В складає  $R_{тр} = 4$  Ом [6].

Визначимо розрахункове значення питомого опору ґрунту

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot \psi, \quad (8.4)$$

де  $\rho_\phi$  – питомий опір ґрунту – опір  $1 \text{ м}^3$  ґрунту між протилежними гранями, до яких прикладені вимірювальні електроди. Питомий опір ґрунту залежить від структури ґрунту, її вологості, розчиненої солі, а також від пори року;

приймаємо  $\rho_\phi = 40$  Ом·м для глини [6]

$\psi$  – кліматичний коефіцієнт, враховуючий сезонні коливання вологості ґрунту,  $\psi = 1,1..2$  [6]

приймаємо  $\psi = 1,1$ .

$$\rho_p = 1,1 \cdot 40 = 44 \text{ Ом}\cdot\text{м}.$$

										КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
											76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

Для штучного заземлювання приймаємо електроди – вертикальні сталеві труби діаметром 40 мм, полосова сталь 9 × 3 мм. Спочатку обираємо систему розташування вертикальних заземлювачів – в ряд.

Задаємося довжиною вертикального заземлювача з умови

$$\frac{l'}{l} = 1; 2; 3, \quad (8.5)$$

де  $l'$  – відстань між заземлювачами,  $l' = 6$  м;

$l$  – довжина заземлювача.

$$l = \frac{l'}{2} = \frac{6}{2} = 3 \text{ м}$$

приймаємо, що  $t_0 \geq 0.5$  м – глибина, на яку заглиблюються заземлювачі

$$t = \frac{l}{2} + t_0 = \frac{3}{2} + 0.5 = 2 \text{ м}$$

Розрахуємо опір одного вертикального заземлювача

$$R_0 = \frac{\rho_p}{2\pi l} \cdot \left( \ln \frac{2l}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+1}{4t-1} \right) [\text{Ом}], \quad (8.6)$$

$$R_0 = \frac{44}{2\pi \cdot 3} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot 3}{0.035} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 2 + 3}{4 \cdot 2 - 3} \right) = 12.93 \text{ Ом}$$

Визначимо кількість вертикальних заземлювачів

$$n = \frac{R_0}{R_{\text{тр}}} = \frac{15.29}{4} = 3.23 \text{ шт}$$

обираємо стандартну кількість заземлювачів  $n' = 4$  шт.

Визначимо опір системи вертикальних заземлювачів

$$R_{\text{св}} = \frac{R_0}{n' \cdot \eta_B}, \quad (8.7)$$

де  $\eta_B$  – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів,  $\eta_B = 0,77$  [6].

$$R_{\text{св}} = \frac{12.93}{4 \cdot 0.89} = 3.63 \text{ Ом}$$

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо опір з'єднувальної смуги:

Довжина смуги:

$$L = (n' - 1) \cdot l' = (4 - 1) \cdot 6 = 18 \text{ м}$$

Довжина смуги не повинна перевищувати 150 м

Опір смуги:

$$R_n = \frac{P_p}{2\pi L \eta_r} \cdot \ln \frac{L^2}{d \cdot t_o}, \quad (8.8)$$

де  $\eta_r$  – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів,  
 $\eta_r = 0.92$  [6].

$d = 0.5$ ;  $b = 0.5 \cdot 0.012 = 0.006$  м – для смуги шириною  $b$

$$R_n = \frac{44}{2\pi \cdot 18 \cdot 0.92} \cdot \ln \frac{18^2}{0.006 \cdot 0.5} = 4.9 \text{ Ом}$$

Визначимо загальний опір системи

$$R_c = \frac{R_n \cdot R_{св}}{R_n + R_{св}} < R_{тр} \quad R_c = \frac{4.9 \cdot 3.63}{4.9 + 3.63} = 2.08 \text{ Ом} < 4 \text{ Ом}$$

Протипожежні заходи

Протипожежні заходи забезпечуються комплексом проектних рішень, спрямованих на попередження пожежі та вибуху, а також створення умов, які сприяють успішному гасінню пожежі, перешкоджають її поширенню та забезпечують можливість евакуації працівників та матеріальних цінностей.

Згідно діючих типових "Правил пожежної безпеки для промислових підприємств", "Правилам устрою и безпечною експлуатації аміачних холодильних установок", ВНТП-СНиП-46-25.96 у приміщенні компресорної передбачається установка щиту первісних засобів гасіння пожежі з комплектом засобів: вогнегасник пінний – 2 шт.; вогнегасник вуглекислотний – 1 шт.; ящик з піском ( $V=0.1 \text{ м}^3$ ) та лопата; лопата; багор; відро.

Визначення об'єму недоторканого запасу води для гасіння пожежі

Розрахуємо ємність пожежного резервуару для гасіння пожежі на промисловому підприємстві виходячи з наступних даних:

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

об'єм приміщення компресорного цеху  $V = 494 \text{ м}^3$

категорія приміщення – А

Ємність водоймища визначимо з умови забезпечення необхідної за нормами витрати води на зовнішнє пожежогасіння протягом розрахункового часу [6]

$$V_a = \frac{k \cdot g \cdot n \cdot \tau}{1000} \cdot 3600 \text{ [м}^3\text{]}, \quad (8.9)$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу,  $k = 1.1..1.2$ , приймаємо  $k = 1,2$ ;

$g$  – витрата води на зовнішнє пожежогасіння,  $g = 10 \frac{\text{л}}{\text{с}}$ ;

$n$  – кількість одночасних пожеж, згідно зі СНіП 2.04.02-84, приймаємо  $n = 1$ ;

$\tau$  – тривалість гасіння пожежі.

Згідно зі СНіП 2.04.02-84 при ступені вогнестійкості І і ІІ з виробництвами категорій Г та Д розрахункову тривалість гасіння пожежі слід приймати рівною двом годинам; в інших випадках – три години, приймаємо  $\tau = 3 \text{ г.}$

$$V_b = \frac{1.2 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 3}{1000} \cdot 3600 = 130 \text{ м}^3$$

### Виробнича санітарія

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо тільки за умов суворого дотримання санітарно-технічних вимог та норм, визначених санітарними нормами відповідних розділів будівельних норм та правил и Держстандарту.

Вимоги особистої гігієни та виробничої санітарії, засоби виявлення першої медичної допомоги при нещасних випадках розглядаються у вступному інструктажі.

### Вентиляція

Вид вентиляції залежить від вживаного хладогента. Машинні і апаратні відділення аміачних холодильних установок повинні бути обладнані

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системами витяжної вентиляції з кратністю повітрообміну в годину, визначуваною розрахунком, але не менше 2 для притоки і 3 для витяжки.

Тамбури-шлюзи і приміщення щитів автоматизації, суміжні з машинними відділеннями, обладнали окремими системами вентиляції приточування, що постійно діяли, забезпечують кратність повітрообміну не менше 5 об'ємів в годині Системи вентиляції мають резервні вентилятори, що автоматично включаються при виході з ладу основних.

Визначимо видатність вентиляції з кратності повітрообміну

$$L = k \cdot V_{\text{пом}} \left[ \frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}} \right], \quad (8.10)$$

де  $k$  – кратність повітрообміну, приймаємо для робочої вентиляції:

а) припливної  $k = 2 \text{ год}^{-1}$ ; б) витяжної  $k = 3 \text{ год}^{-1}$ ; в) аварійної  $k = 8 \text{ год}^{-1}$

$V_{\text{пом}}$  – об'єм приміщення,  $V_{\text{пом}} = 594 \text{ м}^3$ .

$$\text{Тоді } L_{\text{прит}} = 2 \cdot 938 = 1876 \frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}}$$

$$L_{\text{выт}} = 3 \cdot 938 = 2814 \frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}} \quad L_{\text{ав}} = 8 \cdot 938 = 7504 \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

Визначимо потужність вентилятора

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta P_n}{\eta_v \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot 3.6 \cdot 10^6} \text{ [кВт]}, \quad (8.11)$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу,  $k = 1,05..1,5$ ;

$L$  – видатність вентиляції,  $\frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}}$ ;

$\Delta P_n$  – втрати тиску в мережі повітроводів;

приймаємо для робочої вентиляції:

– високонапірні вентилятори ( $2900 < \Delta P_n < 4500$ ) Па;

$\eta_v$  – КПД вентилятора,  $\eta_v = 0,6..0,8$ ; приймаємо  $\eta_v = 0,7$ ;

$\eta_{\text{пр}}$  – КПД приводу при клиноремінній передачі  $\eta = 0,95$ .

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{припливна} - N = \frac{1.2 \cdot 1876 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 1.88 \text{ кВт}$$

$$\text{витяжна} - N = \frac{1.2 \cdot 2814 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 2.82 \text{ кВт}$$

$$\text{аварійна} - N = \frac{1.2 \cdot 7504 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 7.52 \text{ кВт}$$

Приймаю для аварійної вентиляції відцентровий вентилятор Ц4-70 № 8 при  $n = 720$  об/хв; для припливної вентиляції осьовий вентилятор МЦ № 6 при  $n = 960$  об/ хв; для витяжної вентиляції осьовий вентилятор МЦ № 5 при  $n = 1440$  об/ хв.

#### Освітлення

У приміщеннях машинних і апаратних відділень холодильних установок передбачають наступні види штучного освітлення: робоче, аварійне і місцеве (для ремонту, огляду і т. п.).

Освітленість робочих поверхонь в машинних і апаратних відділеннях, що створюється робочим освітленням, повинна складати не менше, 75 лк при використанні ламп розжарювання або не менше 150 лк при використанні люмінесцентних ламп .

Освітленість приладів контролю повинна складати не менше 300 лк при використанні будь-яких ламп.

Окрім робочого освітлення, в приміщеннях машинних і апаратних відділень передбачають аварійне освітлення від незалежного джерела, що автоматично включається при відключенні основного джерела освітлення. У машинних відділеннях автоматизованих хладонових установок аварійне освітлення може не передбачатися.

Для місцевого освітлення при огляді, ремонті і очищенні внутрішніх порожнин машин і апаратів аміачних холодильних установок застосовують переносні світильники у вибухозахищеного виконання напругою не вище 12В.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розрахунок освітлення

Розміри приміщення  $A \times B \times H = (12 \times 9 \times 5.5)$  м. Світильники прийняті у вибухозахищеному виконанні; лампи – люмінесцентні; система освітлення – загальна.

Визначимо відстань, між центрами світильників виходячи з умови

$$\frac{L}{H_p} = 1.5 \Rightarrow L = 1.5 \cdot H_p, \text{ м}$$

$$L = 2.8 \cdot 1.5 = 4.2 \text{ м}$$

Визначимо кількість світильників

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2} \text{ [шт]}, \quad (8.12)$$

$$N = \frac{12 \cdot 9}{4.2^2} = 6.12 = 7 \text{ шт}$$

Визначимо світловий потік одного світильника

$$\Phi = \frac{E_H \cdot k \cdot z \cdot S \cdot 100}{N \cdot \eta} \text{ [лм]}, \quad (8.13)$$

де  $E_H$  – нормована мінімальна освітленість,  $E_H = 150$  лк [7];

$k$  – коефіцієнт запасу,  $k = 1,5$ ;

$z$  – коефіцієнт нерівномірності освітлення,  $z = 1,1$ ;

$S$  – площа приміщення,  $S = 12 \cdot 9 = 108 \text{ м}^2$ ;

$\eta$  – коефіцієнт використання світлового потоку залежить від:

КПД та кривої розподілення сили світла світильника, коефіцієнту відбиття від стелі та стін ( $\rho_{ст}$ ,  $\rho_{п}$ ), висоти підвісу світильників над робочою поверхнею, показника приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)} = \frac{12 \cdot 9}{2.8 \cdot (12 + 9)} = 1.83 \quad \text{тоді приймаємо } \eta = 33 \text{ [7].}$$

$$\Phi = \frac{150 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 108 \cdot 100}{7 \cdot 33} = 11571 \text{ лм}$$

Компонуємо світильник:

Беремо 6 ламп марки ЛДЦ40 зі світловим потоком однієї лампи 2100 лм. Знаходимо сумарний світловий потік одного світильника  $\sum \Phi = 12600$  лм.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Припустимо відхилення у розрахунку (-10% ÷ +20%).

$$\Delta = \frac{|\Phi - \sum \Phi|}{\Phi} \cdot 100\% = \frac{|11571 - 12600|}{11571} \cdot 100\% = 8.9\%$$

Потужність освітлювальної установки

$$P = N \cdot n \cdot p \text{ [Вт]}, \quad (8.14)$$

де  $n$  – кількість ламп у світильнику,  $n = 6$  шт;

$p$  – потужність лампи,  $p = 40$  Вт;

$$P = 7 \cdot 6 \cdot 40 = 1680 \text{ Вт.}$$

Долікарська допомога у випадку отруєння аміаком та ураженні електричним струмом

Ураження електричним струмом

Перша долікарська допомога у нещасних випадках від електричного струму складається з двох етапів: звільнення потерпілого від дії струму та надання йому медичної допомоги.

Звільнення потерпілого від дії струму найбільш простий та правильний спосіб – це відключення відповідної частини електроустановки. Якщо відключення швидко зробити неможна через будь-які причини, при напрузі до 1000 В перерубати дроти сокирою з дерев'яною рукояткою або відтягнути потерпілого від струмопровідної частини, тримаючись за його одяг, якщо він сухий, відкинути від нього дріт за допомогою дерев'яної палиці та ін.

При напрузі більше 1000 В слід застосовувати діелектричні рукавиці, боти та в необхідних випадках ізолюючу штангу або ізолюючі кліщі, розраховані на відповідну напругу.

Заходи першої медичної допомоги потерпілому від електричного струму залежать від його стану. Якщо потерпілий у свідомості, але до цього був в непритомності або тривалий час знаходився під струмом, йому необхідно забезпечити повний спокій до прибуття лікаря або терміново доставити до лікувальної установи.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За відсутності свідомості, але диханні, що збереглося, і роботі серця потрібно рівно і зручно укласти постраждалого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечити притоку свіжого повітря. Слід давати нюхати нашатирний спирт, окропляти потерпілого холодною водою, розтирати і зігрівати тіло.

Якщо постраждалий погано дихає - рідко, судорожно або якщо дихання поступово погіршується, тоді як у всіх цих випадках продовжується нормальна робота серця, необхідно робити штучне дихання.

За відсутності ознак життя треба робити штучне дихання і зовнішній масаж серця.

#### Отруєння аміаком

Постраждалий від отруєння аміаком повинен бути винесений на свіже повітря або в чисте тепле приміщення. При необхідності слід застосувати штучне дихання. Постраждалий повинен бути звільнений від перешкоджаючого диханню одягу, на ньому треба змінити забруднений одяг і надати йому повний спокій. Зробити інгаляцію теплою парою (через паперову трубочку) з чайника, що містить 1-2% розчин лимонної кислоти в гарячій воді. Дати випити солодкий чай, каву, лимонад або 3% розчин молочної кислоти. Рекомендується у всіх випадках отруєння вдихати кисень в течію 30-45 хв., зігріти постраждалого (обкласти грілками).

У разі глибокого сну і можливого зниження больової чутливості слід дотримуватися обережності, щоб не викликати опіків грілками.

За наявності явищ роздратування носоглотки необхідне полоскання її 2% розчином соди або водою. Незалежно від стану постраждалий повинен бути направлений до лікаря.

У разі задухи, кашлю потерпілого слід транспортувати в лежачому положенні.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для надання долікарської допомоги в операторській аміачного компресорного цеху є аптечка, в якій повинні бути:

1–2 % розчин лимонної кислоти;

2–4% розчин борної кислоти;

1% розчин новокаїну, кодеїну (або діоніну);

етиловий спирт, сода;

бинти, вата, марлеві серветки;

мазь Вишневського (або пеніцилінова мазь), йод.

### Висновок

Виконуючи усі вимоги по захисту ми огороджуємо себе від небезпеки, вчасно визначитись зоною аварії, нам дає час на ліквідування очагів.

Необхідно пам'ятати, що безпека людини та навколишнього середовища в значній мірі знаходиться в руках самої людини. Тому суворе дотримання правил та вимог охорони праці на підприємстві надасть можливість уникнути нещасних випадків та аварій на виробництві.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						85
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 10 Цивільний захист

### Зберігання продуктів харчування в умовах надзвичайних ситуацій

Відповідно до характеру походження подій, що можуть зумовити виникнення надзвичайних ситуацій на території України, розрізняють:

— надзвичайні ситуації техногенного характеру: транспортні аварії (катастрофи), пожежі неспровоковані вибухи чи їх загроза, аварії з викидом (загрозою викиду) небезпечних хімічних, радіоактивних, біологічних речовин, раптове зруйнування споруд та будівель, аварії на інженерних мережах і спорудах життєзабезпечення, гідродинамічні аварії на греблях, дамбах тощо;

— надзвичайні ситуації природного характеру: небезпечні геологічні, метеорологічні, гідрологічні морські та прісноводні явища, деградація ґрунтів чи надр, природні пожежі, зміна стану повітряного басейну, інфекційна захворюваність людей, сільськогосподарських тварин, масове ураження сільськогосподарських рослин хворобами чи шкідниками, зміна стану водних ресурсів та біосфери тощо;

— надзвичайні ситуації соціально-політичного характеру, пов'язані з протиправними діями терористичного і антиконституційного спрямування: здійснення або реальна загроза терористичного акту (збройний напад, захоплення і затримання важливих об'єктів, ядерних установок і матеріалів, систем зв'язку та телекомунікацій, напад чи замах на екіпаж повітряного чи морського судна), викрадення (спроба викрадення) чи знищення суден, захоплення, встановлення вибухових пристроїв у громадських місцях, зникнення (крадіжка) зброї, виявлення застарілих боєприпасів тощо;

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

— надзвичайні ситуації воєнного характеру, пов'язані з наслідками застосування зброї масового ураження або звичайних засобів ураження, під час яких виникають вторинні фактори ураження населення внаслідок зруйнування атомних і гідроелектричних станцій, складів і сховищ радіоактивних і токсичних речовин та відходів, нафтопродуктів, вибухівки, сильнодіючих отруйних речовин, токсичних відходів, транспортних та інженерних комунікацій тощо.

Ступінь захисту продуктів харчування знаходиться в прямій залежності від захисних властивостей та застосовуваної в мирний час транспортної, споживчої тари і пакувальних матеріалів. При виникненні загрози нападу противника необхідно швидко перейти на використання спеціальної захисної тари. Тому слід розраховувати на ту тару, яка широко використовується у мирний час, вживаючи заходів щодо підвищення її санітарно-гігієнічних і захисних властивостей. Герметично закрита металева, скляна і деякі види полімерної тари (банки, фляги, бідони, бочки) надійно захищають від зараження продукти, які в них зберігаються. Якісними захисними властивостями володіють також дерев'яні бочки і ящики з пергаментними прокладками; мішки з чотиришарового паперу, дубльованого поліетиленом; ящики дерев'яні та картонні з поліетиленовими вкладишами; герметичні поліетиленові пакети. Одношарові паперові і тканинні мішки та пакети, негерметичні дерев'яні та картонні ящики та інші види тари і упаковки, проникні для радіоактивних і отруйних речовин, якщо їх не посилити спеціальними прокладками або вкладишами з пергаментного паперу і полімерних плівок.

Мішки тканинні, ящики дощаті та картонні, різні коробки, паперові пакети та ін., які знаходяться в обігу на підприємствах торгівлі, мають багато нещільних швів, більшу газо-, пило-, і вологопроникність, не витримують підвищених механічних навантажень і тим самим не повністю відповідають вимогам захисту продовольчих товарів від зараження. Для підвищення їх захисних властивостей необхідно, щоб тара і пакувальний

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

матеріал були більш щільними і пило-, газонепроникними. Це досягається заміною лляних мішків, призначених для зберігання сипучих продуктів (борошна, крупи, цукру та ін.), п'ятишаровими паперовими мішками, дубльованими поліетиленом.

Сушені овочі, харчові концентрати слід зберігати в картонних вологонепроникних ящиках з вкладишами з поліетилену. Рибні продукти повинні бути упаковані в тару з поліетиленовими вкладишами. Цукровий пісок, рис та інші продукти замість паперових пакетів можуть зберігатися в пакетах з поліетилену і целофану. Додаткова упаковка з поліетиленової плівки значно підвищує захисні властивості використовуваної тари. При цьому шви поліетиленового вкладиша повинні бути зварені з усіх боків. Для посилення захисних властивостей тари та упаковок можуть застосовуватися інші види полімерних плівок, прогумований матеріал, клейонка, щільні тканини і звичайний (в кілька шарів) обгортковий папір.

У домашніх умовах продукти харчування також повинні перебувати у герметичній тарі, зберігати їх рекомендується в буфетах, шафах, холодильниках. Особливо ретельно потрібно захищати хліб і сухарі. Для цього застосовують поліетиленові мішечки, пергамент і інші подібні матеріали. М'ясні і молочні продукти, засолені овочі та фрукти добре захищені в бідонах або бочках з щільно закритими кришками. Для зберігання продуктів можна використовувати скляні банки, різний домашній посуд, дерев'яні або фанерні ящики, викладені зсередини щільним папером або поліетиленовою плівкою. Зернові, борошняні та інші сипучі продукти слід зберігати в мішках, ящиках з щільно закритою кришкою. Картопля, капуста і інші свіжі овочі добре можуть зберегтися в підпіллі, погребі, коморі, якщо вони відповідним чином обладнані.

Зараженість продуктів харчування перевіряють на місці спеціальними приладами. Для виявлення зараження приладами хімічної розвідки беруть проби, які в лабораторних умовах ретельно обробляють і встановлюють тип і ступінь зараженості. Всі продукти харчування, що

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						88
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

знаходяться в районах радіоактивного зараження, піддають дозиметричному контролю за допомогою спеціальних дозиметричних приладів. Продукти харчування, заражені радіоактивними речовинами, ретельно досліджують. Обов'язково враховують, що продукти харчування заражаються в основному з поверхні, а радіоактивні речовини швидко втрачають свою активність. Це дозволяє знезаразити продукти харчування, особливо які зберігалися в упаковці, під навісом або в приміщенні.

Найбільш небезпечно зараження продовольства у сільській місцевості в період збирання, коли є великі запаси зерна і овочів. Ці запаси зазвичай зберігаються на токах під навісами, а іноді і під відкритому небом. При загрозі нападу противника, навколо навісів слід робити огорожу з дощок, фанери, снопів соломи, солом'яних матів. Зерно під навісами потрібно в цьому випадку закрити брезентом, поліетиленовою плівкою, рогожами або товстим шаром соломи. Зерно, що зберігається під відкритому небом, закривають тими ж матеріалами, що і під навісом.

Захист продуктів харчування в сільських умовах.

Захист продуктів харчування і фуражу в сільських умовах досягається зберіганням їх у герметичних приміщеннях, застосуванням захисної тари (упаковки) і спеціального транспорту для перевезення, а також укриттям спеціальними або підручними матеріалами. Для герметизації різних сховищ щілини в їх стелях і стінах замазують глиняним (цементним, вапняним) розчином. У дерев'яних приміщеннях щілини проконопачивають мохом, клоччям або ганчір'ям і штукатурять. Стіни цих приміщень зовні обваловують землею. Вікна наглухо закладають цеглою і замазують глиною або зашпаровують з обох сторін щитами, простір між якими засипають землею (піском). Частина вікон може залишатися незакритими. На ці вікна роблять знімні щити, обшиті толем або іншим щільним матеріалом. Краще таке робити з внутрішньої сторони надійніше, зручніше і добре зберігається. Щілини між деталями вікон слід неодмінно промазати замазкою або яким-небудь розчином.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двері ремонтують, оббивають толем, прогумованим або плівковим матеріалом. На дверну раму кріплять прокладку з пружного матеріалу: гуми губчастої, поролону, повсті. З внутрішньої сторони дверних прорізів роблять завіси з щільного матеріалу або солом'яних матів, які за допомогою планок щільно притискають до дверної рами. Повсякденно використовувані двері повинні мати тамбур такої величини, щоб, входячи в нього, можна було спочатку закрити за собою, а потім відкрити наступні двері. У тамбурі має бути місце для зберігання забрудненого одягу, комбінезонів, заміни взуття.

Система вентиляції повинна відповідати всім вимогам захисту: дверцята або заслінки вільно відкриватися і закриватися, але в той же час щільно підігнані. У вентиляційну трубу ставлять фільтри з підручного матеріалу: мішковини або рогожини в кілька шарів. Управління систем вентиляції повинно здійснюватися тільки з приміщення. Щоб у сховище не проникали гризуни, вентиляційні отвори, віддушини, вікна та дверні прорізи закривають дрібними металевими сітками, а нижню частину дверей оббивають смужкою листової сталі.

Найпростіша герметизація складських приміщенні не дає повної гарантії того, що радіоактивні, аварійно хімічно небезпечні та отруйні речовини, а також бактеріальні речовини не будуть потрапляти на продукти і фураж. Тому все те, що знаходиться на складах, в сараях, клунях, рекомендується зберігати в скринях, закритих ящиках, бочках, поліетиленових або паперових мішках. Затарені продукти (борошно, зерно, крупа) доцільно укладати на попередньо підготовлені помости, застелені брезентом. Тільки після цього ящики та мішки можна укладати штабелями, які в свою чергу теж треба вкрити брезентом, поліетиленовою плівкою.

Найбільш надійний захист продуктів забезпечується при зберіганні їх на складах в металевій і скляній тарі з герметично закритими кришками і пробками. Надійно захищені від усіх засобів ураження законсервовані продукти. Жири та соління слід зберігати в дерев'яних бочках з щільно

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						90
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

закритими кришками, а заморожену рибу, масло, сипучі продукти в багатошаровій тарі (картонних коробках, ящиках, що вистилають зсередини декількома шарами поліетиленової плівки або щільного паперу). Свіже м'ясо, молоко, фрукти протягом невеликого часу можна зберігати в бочках з щільно прилеглими кришками, а також у глиняному посуді. У неохолодженому приміщенні їх дозволяється зберігати тільки в консервованому виді. Прі відсутності необхідної тари продукти харчування та фураж можна зберігати розсипом, накривши брезентом, толем або іншим щільним матеріалом. Овочі повинні мати доступ повітря, тому їх краще всього накрити шаром соломи товщиною не менше 15 - 20 см.

Грубі корми зберігають у сараях, клунях, на сінниках, а також на горища тваринницьких приміщень. Силос, що зберігається в баштах, надійно захищений практично від усіх вражаючих факторів. Силос в ямах і траншеях доцільно прикрити шаром соломи в 510 см і потім засипати землею на 20 - 40 см. В період збирання врожаю велика кількість зернових продуктів, овочів і кормів знаходиться в полі на відкритих майданчиках, на токах, під навісами і може вільно заражатися. У зв'язку з цим треба виконати ряд робіт, щоб захистити продукцію. Наприклад, для тимчасового зберігання в полі на піднесеному сухому місці обирається майданчик, яка очищається від сміття, трави, втрамбується і обкопується канавою глибиною 20 см.

При зберіганні зернової продукції на майданчику з боків її встановлюються щити. Стики між ними ретельно закладаються. Зверху зерно вкривається соломною, а потім брезентом, прогумованої тканиною або плівковим матеріалом. Бурти картоплі та інші корені-і бульбоплоди, що знаходяться в полі вкривають матами з очерету або соломи товщиною 20-30 см, а потім засипають землею на 20-30 см. Копиці (скирти) сіна, соломи вкривають брезентом, плівкою, шаром некормової соломи або гілками. Товщина шару повинна бути не менше 15 см. При укритті

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						91
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

брезентом або плівкою край їх щільно притискають до землі камінням, колодами, землею. Якщо копиці укрити соломною або гілками, то на них укладають притискні жердини, пов'язані у верхній частині. Копиці по периметру обкопують (опахівають) на ширину 3 м. Взимку на стоги сіна можна наморозити шар льоду. В першу чергу вкривають корми, що знаходяться на території тваринницьких ферм або поблизу них. Для дійних корів запас укритих кормів повинен бути розрахований не менш ніж на 3 місяці. При першій же можливості продукти, які зберігаються в полі, повинні бути перевезені в овочесховища, зерносховища і фуражні склади.

### Висновок

Проведений аналіз розділу дозволяє зробити наступні висновки, що основними заходами в вирішенні задач по зберіганню продуктів харчування в умовах надзвичайних ситуацій є:

- зберігання продуктів харчування в укриттях, максимально захищених від наслідків надзвичайних ситуацій;
- якісна упаковка продуктів харчування, з метою збереження якості і зниження втрат;
- своєчасне вивезення продуктів харчування в райони не потерпілі при надзвичайних ситуаціях.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						92
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Висновки

1. Спроектовано сучасне підприємство харчової промисловості, яке орієнтовано на вироблення заморожених напівфабрикатів та їх зберігання.
2. Розраховано та підбрано устаткування, яке забезпечує роботу споживачів холоду на підприємстві.
3. Проаналізована можливість утилізації теплоти конденсації холодильної установки, розроблено повну схему з утилізаторами теплоти.
4. Розраховано та підбрано устаткування, яке забезпечує обігрів підлог низькотемпературних камер за рахунок теплоти конденсації.
5. Розраховано та підбрано устаткування, яке забезпечує потреби підприємства у гарячій воді, за рахунок теплоти гарячого пару аміаку.
6. Розраховано вартість устаткування системи утилізації та прибуток підприємства в наслідок економії енергетичних ресурсів. Термін окупності устаткування склав близько 0.9 та 0.45 року, що є дуже хорошим показником рентабельності.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						93
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Список використаної літератури

1. Лагутін Ю.А. Апарати холодильних установок, в двох томах, том 1. Одеса: видавництво ОДАХ, 2003.
2. Свердлов Г.З., Явнель Б. К. Курсове та дипломне проектування холодильних установок та систем кондиціонування повітря. - 2-е видання, перераб. і доп.- М.: Харчова промисловість, 1978.- У пров.: 90к.
3. Морозюк Т.В. Теорія холодильних машин та теплових насосів. – Одеса: Студія «Негоціант», 2006. – 712 с. (З додатком).
4. Морозюк Т.В. Проектування поршневого компресора холодильних машин та теплових насосів, 2012. - 712 с.
5. Холодильні установки. Проектування: Навч. посібник/І.Г. Чумак, А.Ю. Лагутін, В.П. Чепурненка, С.Ю. Лар'яновський та ін; за ред. докт. техн. н. проф. І.Г. Чумака.- 3-тє вид., перераб. та доп.- Одеса: Друк, 2007.- 480 с.
6. Мнацаканов Г.К. Основи проектування холодильників [Текст] : навч. посіб. – Одеса : ОГАХ, 2006. – 58 с.
7. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянов А.В. Холодильная техника. Свойства веществ [Текст] : справочник. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Агропромиздат, 1985. – 208 с.
8. Холодильна техніка. Кондиціонування повітря. Властивості речовин. Довідник, Під ред. Богданова С. Н. 4-те вид., перероб. та дод. - СПб: СПбДАХПТ, 1999. - 320 с.
9. Іонов А.Г., Ерліхман В.М. Вибір оптимального перепаду температур для повітроохолоджувачів суднових морозильних апаратів // Холодильна техніка, 1973. - №1. - С. 24–28.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Гоголін А.А. Про складання та оптимізацію теплообмінних апаратів холодильних машин // Холодильна техніка, 1981. - №4. - С. 18–21.
11. Желіба Ю.А., Штельмах О.М. Резерви скорочення споживання електроенергії при експлуатації аміачних холодильних установок. Огляд. - Одеса: НДВ "Холод", 1995. - 24 с.
12. Креймер Н.Г. Енергетична ефективність регулювання геометричного ступеня стиснення холодильних гвинтових компресорів // Холодильна техніка, 1992. - №5. - С. 12–16.
13. Абдульманов Х.А., Васильєв В.Я. Порівняння ефективності аміачних холодильних машин з повітряним та водяним охолодженням конденсаторів // Холодильна техніка, 1973. - №8. - С. 4–6.
14. Ерліхман В.М., Іонов А.Г. Зниження енергоспоживання холодильної установки з конденсатор повітряного охолодження // Холодильна техніка, 1983. - №8. - С. 18–22.
15. Іванов. Конденсатори та водоохолоджувальні пристрої. - Л.: Машинобудування, 1980. - 165 с.
16. Гоголін А.А., Данилова Г.М., Азарєков В.М., Меднікова Н.М. Інтенсифікація теплообміну у випарниках холодильних машин. - М.: Легка та харчова промисловість, 1982. - 244 с.
17. Досвіт Рой Дж. Основи холодильної техніки. Пров. з англ. - М.: Легка та харчова промисловість, 1984. - 520 с.
18. Україна: Енергозбереження у будинках. Київ: Енергетичний центр ЄС, 1995. - 274 с.
19. Курильов Є.С., Герасимов Н.А. Холодильні установки. Л.: Машинобудування, Ленінградське відділення, 1980. - 622 с.
20. Креймер Н.Г. Енергетична ефективність регулювання геометричного ступеня стиснення холодильних гвинтових компресорів // Холодильна техніка, 1992. - № 5. - с. 12–16.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						95
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

21. Положення про порядок організації енергетичних обстежень. ЦК України з енергозбереження. 09.04.99 р. № 37.

22. Желіба Ю.А. Нормування втрат від усушки при холодильній обробці та зберіганні на підприємствах м'ясної промисловості. – Одеса: Астропринт, 1997. – 214 с.

23. М.М. Голянд та ін. Експлуатація та відновлення теплоізоляційних конструкцій холодильників. -М: Агропромиздат, 1991. -240 с.

24. Нормативи чисельності робочих холодильних установок. М.- Економіка, 1989. -26 с.

25. Желіба Ю.О. Енергозбереження при виробництві та споживанні холоду // Холод.–2004 р.№ 2.– С. 39-43

26. Желіба Ю.О. Енергозбереження при виробництві та споживанні холоду // Холод.–2004 р. № 3. - С. 44-46.

27. Желіба Ю.О. Аху. Про проблеми газів, що не конденсуються // Холод.–2004 р. № 4.-С. 40-45.

28. Желіба Ю.О. Про конденсаторні відділення АХУ та енергозбереження // Холод.–2004 р. № 5. - С. 32-38.

29. Оніщенко. В.П., Желіба Ю.О., Войтко Д.О. Про проблеми та перспективи енергозбереження під час виробництва та споживання штучного холоду // Збірник наукових праць Міжнародної науково-технологічної конференції "Енергоефективність '2004". Додаток до журналу "Холодильна техніка та технологія". - Одеса, 2004. - С. 160-164.

					КРМ.ХУКП.1.784-03.3.4	Арк.
						96
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		