

Міністерство освіти і науки України  
Одеський національний технологічний університет  
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему Проект холодильного складського комплексу для торгівельної мережі  
"Таврія", м. Одеса

(назва кваліфікаційної роботи згідно наказу ОНТУ)

Здобувача

Гостева С.О.

(прізвище, ініціали)

4

курсу ЕН-141 групи

Керівник

доц. Подмазко О.С.

(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: доц. каф. ХУ і КП Подмазко О.С.

доц. каф. ХУ і КП Піщанська Н.О.

(посада, прізвище та ініціали)

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від 01.06.2023 р., протокол № 10

Завідувач кафедри ХУіКП

(назва кафедри)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Михайло ХМЕЛЬНЮК

(Ім'я ПРІЗВИЩЕ)

Одеса – 2023 рік

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	<u>Низькотемпературної техніки та інженерної механіки</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступінь вищої освіти	<u>Бакалавр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітня програма	<u>Енергомашинобудування</u>

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Зав. кафедри М.Г. Хмельнюк

«17» березня 2023 р.

## **ЗАВДАННЯ**

### **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Гостева Станіслава Олександровича

1. Тема роботи Проект холодильного складського комплексу для торгівельної мережі "Таврія", м. Одеса

Затверджена наказом університету від 26.08.2022 р. наказ № 490-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 30.05.2023 р.

3. Вихідні дані роботи: м. Одеса; складський комплекс 648 м<sup>2</sup>; Висота холодильних камер – 4,8 м, вантажна висота – 2,5 м; розрахункова літня температура 32 °С;  $t_{\text{кам}} = 2$  та  $-20$  °С,  $t_{\text{к}} = 45$  °С; використати холодильні мульти системи відповідно до температур  $t_{\text{кам}} = 2$  та  $-20$  °С; холодильний агент - R-404A

4. Перелік питань, які потрібно розробити: вступ; розрахунок теплоізоляції; тепловий розрахунок і підбір компресорів; тепловий розрахунок і підбір камерного обладнання; дослідження змін теплового навантаження та коефіцієнтів теплопередачі приборів охолодження; розрахунок і підбір конденсатора; розрахунок трубопроводів; підбір допоміжного устаткування; цивільний захист; охорона праці; техніко-економічний розрахунок; специфікації; список використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): план та розрізи складського комплексу; мультисистема; результати дослідження у вигляді графіків; розводка трубопроводів по камерам складського комплексу.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Піщанська Н.О., доц. ХУ і КП	17.03.2023р.	15.05.2023 р.
Цивільний захист	Подмазко О.С., доц. ХУ і КП	17.03.2023р.	15.05.2023 р.
Економічна частина	Піщанська Н.О., доц. ХУ і КП	17.03.2023р.	15.05.2023 р.

7. Дата видачі завдання 17.03.2023р.  
 Керівник Подмазко Олександр Степанович  
 Завдання прийняв до виконання Гостев Станіслав Олександрович

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ, план складського комплексу	25.03.2023	
2	Розрахунок теплоізоляції, розрізи складського комплексу	01.04.2023	
3	Тепловий розрахунок і підбір компресорів, розводка трубопроводів по камерам	15.04.2023	
4	Тепловий розрахунок і підбір камерного обладнання, план та розріз мультисистеми	01.05.2023	
5	Розрахунок і підбір конденсатора, розрахунок трубопроводів. Дослідження роботи мультисистеми в залежності від зміни теплового навантаження.	10.05.2023	
6	Цивільний захист. Охорона праці. Техніко-економічний розрахунок	25.05.2023	

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Гостев Станіслав Олександрович

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Подмазко Олександр Степанович

*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

Гостев Станіслав Олександрович

## РЕФЕРАТ

Бакалавр 141 групи Гостев Станіслав Олександрович

Керівник: доцент, кандидат технічних наук Подмазко О.С.

Тема роботи: Проект холодильного складського комплексу для торгівельної мережі "Таврія", м. Одеса

У даній дипломній роботі виконані наступні розрахунки: тепло припливів, що надходять в холодильні камери складського комплексу для торгівельної мережі "Таврія" в м. Одесі; теплові навантаження на мультисистему з температурами кипіння  $t_0 = -10$  та  $-30$  °С; конденсатор та повітроохолоджувач. Були проведені дослідження роботи мультисистеми в залежності від зміни теплового навантаження, що надходять в холодильні камери складського комплексу та визначено самовстановлення температури в холодильній камері. При проведенні досліджень був задіяний графоаналітичний метод Кантаровича. В роботі також розглянуті питання стосовно економічної частини, цивільної оборони та охорони праці.

Кількість ілюстрацій – 26, таблиць – 31, література - 12

Ключові слова: МУЛЬТИСИСТЕМА, СКЛАДСЬКИЙ КОМПЛЕКС, ТЕПЛОВЕ НАВАНТАЖЕННЯ, КОМПРЕСОР, КОНДЕНСАТОР, ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧ, ТЕМПЕРАТУРА КИПІННЯ, ТЕМПЕРАТУРА КОНДЕНСАЦІЇ, ХОЛОДИЛЬНА УСТАНОВКА.

## ABSTRACT

Bachelor of 141 group Guestev Stanislav Oleksandrovykh

Supervisor: associate professor, candidate of technical sciences Podmazko O.S.

Work topic: Project of a refrigerated warehouse complex for the "Tavria" retail chain, Odessa

In this diploma work, the following calculations were performed: the heat of the tides entering the refrigerating chambers of the warehouse complex for the trade chain "Tavria" in Odessa; thermal loads on a multisystem with boiling temperatures  $t_0 = -10$  and  $-30$  °C; condenser and air cooler. Studies of the operation of the multisystem depending on the change in the heat load entering the refrigerating chambers of the warehouse complex were carried out, and self-setting of the temperature in the refrigerating chamber was determined. Kantarovych's graphoanalytic method was used in the research. The work also considers issues related to the economic part, civil defense and labor protection.

Number of illustrations – 26, tables – 31, literature – 12

Keywords: MULTISYSTEM, STORAGE COMPLEX, HEAT LOAD, COMPRESSOR, CONDENSER, AIR COOLER, BOILING TEMPERATURE, CONDENSATION TEMPERATURE, REFRIGERATION PLANT.

## ЗМІСТ

	Стор.
ВСТУП.....	7
1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОІЗОЛЯЙЦІ І МІСТКОСТІ КАМЕР.....	11
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ .....	19
3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КАМЕРНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	25
4 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КОНДЕНСАТОРА.....	36
5 РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ .....	43
6 ПІДБІР ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ.....	44
7 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МУЛЬТИСИСТЕМИ.....	47
8 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ .....	50
9 ОХОРОНА ПРАЦІ .....	66
10 ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА .....	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	85

					Проект холодильного складського комплексу для торгівельної мережі "Таврія", м. Одеса			
		№ докум.	Підпис					
Розробив		Гостєв С.О.			Розрахунково-пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевірив		Подмазко О.С.					6	86
Н. Контр.		.				ОНТУ гр. ЕН-141		

## ВСТУП

У наш час широко використовується штучний холод, практично немає не однієї сфери діяльності людини, де не вживається холод. У даному проекті розглядається застосування штучного холоду на холодильному складі. Даний склад призначений для зберігання продукції, що йде на подальшу реалізацію до супермаркету. Одночасно в суспільстві зросло усвідомлення того, що мають бути знайдені засоби, які допомогли б задовольняти наші потреби екологічно безпечною дорогою. У минулому оцінка стану довкілля часто зв'язувалася з окремими етапами виробництва, характеристиками матеріалів, які використовувалися у ньому, і окремими видами викидів в атмосферу і відходів. На підставі такої концепції був досягнутий значний прогрес в справі захисту довкілля. Проте, сьогодні ми знаємо, що такі обмежені заходи наводять до неоптимального співвідношення «користь – вартість – користь» або можуть навіть погіршити результати захисту довкілля, досягнуті виробничим комплексом. При такому вузькому підході, наприклад, може здаватися доцільним відмовитися від вживання матеріалу, виробництво якого вимагає великої кількості енергії. На це можна заперечити, що вживання такого матеріалу є необхідним для виробництва особливо ефективною з точки зору енергоспоживання виробу. В цілому енергія може бути заощаджена, якщо на початку «життєвого циклу» продукту її споживання було декілька вище.

Фактично питання, яке має бути розглянуте, є набагато складнішим: з підприємницької точки зору дуже важливо, щоб вироби лише тоді мають можливість досягти постійного успіху на ринку, якщо вони мають конкурентно-здатні характеристики і пропонують привабливе співвідношення «користь– вартість – користь» будь-якому суб'єктові підприємницької діяльності, який бере участь у виробничому ланцюжку, у тому числі і кінцевому споживачі, а також сприймаються суспільством, з суспільно-політичної точки зору баланс

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

соціальних, економічних і екологічних аспектів створює умови для постійного розвитку, існує необхідність інтегрувати, оптимізувати і вирівнювати обидві позиції, тобто враховувати всі інтереси всіх учасників виробничого ланцюжка, аж до етапу задоволення потреб споживачів.

*«Життєвий цикл» – оптимізація.*

Розробка холодильної техніки завжди орієнтується на ефективність енергоспоживання як на ключовий критерій скорочення витрат впродовж всього «життєвого циклу». Навіть якщо у минулому вони залишалися без уваги, ці тенденції роблять позитивний внесок в збереження обмежених ресурсів (наприклад, палива, яке добувається з-під землі) і таким чином обумовлюють скорочення шкідливих викидів в атмосферу, що виникають під час процесів перетворення енергії. Обидва аспекта мають вирішальне значення для постійного розвитку.

Окрім позитивного внеску в справу безпеки технічного персоналу і кінцевих споживачів холодоагенти зіграють ключову роль при створенні оптимальних з точки зору енергоспоживання холодильних систем. Частково галогеновані фторо-вуглецеві речовини (HFC) не впливають на стан озонового шару і належать до групи найбільш потужних холодоагентів, які допомагають скоротити енергоспоживання. Якщо відбувається викид речовин групи HFC, це не впливає на стан клімату. Розгляд проблеми з врахуванням всього «життєвого циклу» є можливістю дослідити, за яких умов використання речовин групи HFC як холодоагентів є нейтральним з точки зору екології.

У таких випадках ефект впливу на клімат викидів речовин групи HFC, яких не можна уникнути, компенсується зниженням рівня викидів CO<sub>2</sub> у зв'язку із скороченням енергоспоживання. У дослідженнях «життєвого циклу» можуть бути додатково проаналізовані загальний потенціал збереження енергії і об'єм загальних витрат впродовж всього циклу. Надалі будуть досліджені можливості

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодильного оснащення з точки зору витрат і впливу на довкілля впродовж всього «життєвого циклу».

*Системи холодильного оснащення в супермаркетах.*

Немало робіт, присвячених дослідженням і розробці нових виробів, направлених на удосконалення концепції холодильного устаткування для супермаркетів, було припинено, враховуючи їх недостатню економічність і екологічність. З одного боку, витрати, пов'язані з вжитком електроенергії при експлуатації холодильної установки, встановленої в супермаркеті, як правило, дорівнюють розміру отриманого прибутку. З іншого боку, суспільство пред'являє вимоги враховувати необхідність вирішення екологічних проблем під час розробки і експлуатації продуктивних систем. Конструкція холодильних систем з точки зору економічності і екологічності має вирішальне значення. Різні товари, які пропонуються в супермаркетах, вимагають різних температурних режимів зберігання. Нижче приведений перелік демонструє широту діапазону температурних режимів, які необхідно підтримувати в типовому супермаркеті:

- Товари глибокого заморожування: від  $-29$  до  $-18$  °C
- Морозиво: від  $-26$  до  $-22$  °C
- Риба і морепродукти: від  $-5$  до  $-1$  °C
- М'ясо і птиця: від  $-1$  до  $3$  °C
- Свіжі продукти: від  $-3$  до  $8$  °C
- Фрукти і овочі: від  $7$  до  $10$  °C

Типова холодильна установка в супермаркеті підтримує температурний режим в низькому і середньому діапазонах при температурі кипіння від  $-35$  до  $-10$  °C.

У даному проекті використовуються наступні температурні режими:

У камерах зберігання:

- Овочі  $4$  °C

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

- Гастрономія 2 °С
- Молоко 2 °С і –20 °С
- Риба 2 °С і –20 °С
- М'ясо 2 °С і –20 °С
- Кури 2 °С

Дані температурні режими сповна відповідають перерахованим вище режимам, які використовуються за кордоном і у вітчизняних супермаркетах.

*Системи прямого охолодження (DX).*

У системах прямого охолодження випарник знаходиться усередині холодильного оснащення. Конденсатори можуть встановлюватися в технічних приміщеннях з охолодженим повітрям або на вулиці. Регеноване тепло з конденсатора може використовуватися для опалювання приміщень або нагрівання води.

Системи прямого охолодження як технологія, яка призначається для використання в супермаркетах, домінують у всьому світі. Холодоагенти, які використовуються в таких системах, належать до групи HCFC (R22), HFC, наприклад, R507 і R404A, а також менш поширений R134a, який використовується для забезпечення температури середнього діапазону. Холодоагенти групи CFC, наприклад, R502, в країнах, які розвиваються, все ще використовуються в незначній кількості. Частина систем прямого охолодження, по яких проходить холодоагент, завжди будуть знаходитися в торговельних приміщеннях, доступ до яких залишається вільним. У зв'язку з цим, як правило, ці хладагенти вимагають високого класу безпеки.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# 1 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ І МІСТКОСТІ КАМЕР

Розрахункові дані:

Розрахункова літня температура – 32 °С, зимова – -10 °С.

Відносна вологість повітря літня – 45 %, зимова – 76 %.

Висота холодильних камер – 4,8 м, вантажна висота – 2,5 м.

У проекті використовуються збірні камери, що складаються з «сандвич» – панелей. Під камерою зберігання мороженого масла передбачено встановлення електрообігрівача, холодильні камери мають вентильовані підвали.

1.1 Розрахунок площ камер зберігання.

Місткість камер зберігання визначається по формулі:

$$G = \beta \cdot F_{\text{буд}} \cdot h_{\text{ван}} \cdot q_v \quad (1.1)$$

де  $F_{\text{буд}}$  – будівельна площа камери, м<sup>2</sup>;

$q_v$  – норма завантаження на 1 м<sup>3</sup> вантажного простору камери;

$h_{\text{ван}}$  – вантажна висота, м;

$\beta$  – коефіцієнт використання площі камери.

Таблиця 1.1 Розрахунок місткості камер

Назва камери	$q_v$ , т/м <sup>3</sup>	$h_{\text{ван}}$ , м	$\beta$	$F_{\text{буд}}$ , м <sup>2</sup>	$G$ , т
Конфети +2 °С	0,35	2,5	0,8	216	151,2
Тістечка +2 °С	0,35	2,5	0,8	108	75,6
Торти +2 °С	0,35	2,5	0,8	108	75,6
Масло -20 °С	0,7	2,5	0,8	216	302,4

1.2 Розрахунок тепло приливів і визначення режимів роботи системи.

Товщина теплоізоляції визначається по формулі:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{норм}} = \lambda_{\text{із}} \left[ \frac{1}{k} - \left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right) \right] \quad (1.2)$$

						КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			11

де  $\lambda_{із}$  і  $\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляційного шару і будівельних матеріалів, які складають конструкцію огорожування, Вт/(м·К);

$k$  – оптимальний коефіцієнт теплопередачі огорожування, прийнятий залежно від характеру огорожування і температур зі сторін огорожування, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_з$  – коефіцієнт тепловіддачі з зовнішньої сторони стіни або теплової сторони, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_{вн}$  – коефіцієнт тепловіддачі з внутрішньої сторони стіни або з більш холодної сторони, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі знаходиться по формулі:

$$k_o = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_з} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{вн}}\right) + \frac{\delta_{із,д}}{\lambda_{із}}} \quad (1.3)$$

де  $\delta_{із,д}$  – прийнята товщина ізоляційного шару, м.

Розрахунок заноситься в таблицю.

Таблиця 1.2 Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

Огородження	$t_b$ , °С	$\alpha_з$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\alpha_{вн}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ , м <sup>2</sup> ·К/Вт	Товщина теплоізоляційного шару (пінополіуритану), мм	Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
<b>Камера конфет</b>						
Північ	+2	8	9	3,557	0,1	0,264
Схід	+2	23,3	9	4,529	0,15	0,214
Південь	+2	23,3	9	4,529	0,15	0,214
Захід	+2	8	9	3,557	0,1	0,264
Покрівля	+2	23,3	9	4,655	0,175	0,208
<b>Камера тістечок</b>						
Північ	+2	23,3	9	4,529	0,15	0,214
Схід	+2	23,3	9	4,529	0,15	0,214
Південь	+2	8	9	3,557	0,1	0,264
Захід	+2	8	9	3,557	0,1	0,264
Покрівля	+2	23,3	9	4,655	0,175	0,208
<b>Камера тортів</b>						
Північ	+2	23,3	9	4,529	0,15	0,214
Схід	+2	8	9	3,557	0,1	0,264

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Південь	+2	8	9	3,557	0,1	0,264
Захід	+2	8	9	3,557	0,1	0,264
Покрівля	+2	23,3	9	4,655	0,175	0,208
<b>Камера вершкового масла</b>						
Північ	-20	8	9	3,557	0,1	0,264
Схід	-20	8	9	3,557	0,1	0,264
Південь	-20	23,3	9	4,529	0,15	0,214
Захід	-20	8	9	3,557	0,1	0,264
Покрівля	-20	23,3	9	4,655	0,175	0,208
Підлога	-20	–	9	3,88	0,15	0,251

Розрахунок теплоприпливів.

Тепловий розрахунок тепло приливів через огорожування:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1c} \quad (1.4)$$

де 
$$Q_{1T} = k_d \cdot F \cdot (t_z - t_{вн}) \cdot 10^{-3} \quad \text{кВт}$$

$k_d$  – дійсний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F$  – площа поверхні теплопередачі, м;

$t_z, t_{вн}$  – відповідно, температура з наружньої сторони стіни і температура камери, °С

$$Q_{1T} = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c \cdot 10^{-3} \quad \text{кВт} \quad (1.5)$$

де  $\Delta t_c$  – надлишкова температура, яка характеризує сонячну радіацію, °С.

Усі розрахунки зводимо у таблицю.

Таблиця 1.3 Розрахунок  $Q_1$  для камери конфет

Огорожування	$k_d$	$F$	$t_z$	$\theta$	$Q_T$	$t_c$	$Q_c$	$Q_{заг}$
Північ	0,264	60,6	25	23	368	–	–	368
Схід	0,214	90,9	32	30	584	–	–	584
Південь	0,214	60,6	32	30	389	6,5	84	473
Захід	0,264	90,9	25	23	552	–	–	552
Покрівля	0,208	216	32	30	1348	31,9	1433	2781
Підлога	3 зони	216	32	30	2160	–	–	2160
							$Q_{заг}$	6918

Таблиця 1.4 Розрахунок  $Q_1$  для камери тістечок

Огороджування	$k_d$	F	$t_3$	$\theta$	$Q_T$	$t_c$	$Q_c$	$Q_{заг}$	
Північ	0,214	60,6	32	30	389	–	–	389	
Схід	0,214	45,45	32	30	292	6,5	63	355	
Південь	0,264	60,6	25	23	368	–	–	368	
Захід	0,264	45,45	25	23	276	–	–	276	
Покрівля	0,208	108	32	30	674	31,9	717	1391	
Підлога	3 зони	108	32	30	1253	–	–	1253	
								$Q_{заг}$	4032

Таблиця 1.5 Розрахунок  $Q_1$  для камери тортів

Огороджування	$k_d$	F	$t_3$	$\theta$	$Q_T$	$t_c$	$Q_c$	$Q_{заг}$	
Північ	0,214	60,6	32	30	389	–	–	389	
Схід	0,264	45,45	25	23	276	–	–	276	
Південь	0,264	60,6	25	23	368	–	–	368	
Захід	0,264	45,45	25	23	276	–	–	276	
Покрівля	0,208	108	32	30	674	31,9	717	1391	
Підлога	3 зони	108	32	30	1253	–	–	1253	
								$Q_{заг}$	3953

Таблиця 1.6 Розрахунок  $Q_1$  для камери вершкового масла

Огороджування	$k_d$	F	$t_3$	$\theta$	$Q_T$	$t_c$	$Q_c$	$Q_{заг}$	
Північ	0,264	60,6	25	45	720	–	–	720	
Схід	0,264	90,9	25	45	1080	–	–	1080	
Південь	0,214	60,6	32	52	674	6,5	84	758	
Захід	0,264	90,9	16	36	864	–	–	864	
Покрівля	0,208	216	32	52	2336	31,9	1433	3769	
Підлога	0,251	216	1	21	1139	–	–	1139	
								$Q_{заг}$	8330

Теплопривири при холодильній обробці розраховуємо по формулі:

$$Q_2 = Q_{2пр} + Q_{2тар} \quad (1.6)$$

Теплоприливи від продукту:

$$Q_{2пр} = G_{пр} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{\tau \cdot 3600} = G_{пр} \cdot C_{пр} \cdot (t_n - t_k) \cdot \frac{10^3}{\tau \cdot 3600} \quad (1.7)$$

де  $G_{пр}$  – добове надходження продуктів, т/добу;

$\Delta h$  – різниця питомих ентальпій продукту, що відповідає початковій та кінцевій температурам продукту, Дж/кг;

$\tau = 16$  – час термічної обробки, год.;

$C_{пр}$  – питома теплоємність продукту, Дж/(кг·К);

$t_n, t_k$  – температура продукту до і після обробки, °С.

Теплоприливи від тари:

$$Q_{2тар} = G_{тар} \cdot C_{тар} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \frac{10^3}{16 \cdot 3600} \quad (1.8)$$

де  $G_{тар}$  – добове надходження тари, т/добу;

$C_{тар}$  – питома теплоємність тари, Дж/(кг·К);

$t_1, t_2$  – температура тари до і після обробки, °С.

Усі розрахунки зводимо у таблицю.

Таблиця 1.7 Розрахунок тепло приливів при термообробці

Камери	$G_{пр}$	$C_{пр}$	$t_n$	$t_k$	$\Delta h$	$G_{тар}$	$C_{тар}$	$t_1$	$t_2$	$Q_{пр}$	$Q_{т}$	$Q_2$
Камера для конфет	12,1	2510	15	2	–	1,21	1460	15	2	6855	399	7254
Камера для тістечок	6,05	2345	15	2	–	0,6	1460	15	2	3202	198	3400
Камера для тортів	6,05	2093	15	2	–	0,6	1460	15	2	2858	198	3056
Камера для масла	18,14	–	–	–	36,8	1,8	1460	-6	-20	11589	639	12228

Експлуатаційні теплоприливи:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7							Арк.
												15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 \quad (2.9)$$

Теплоприпливи від освітлення:

$$q_1 = q_1' \cdot j_{\text{СВ}} \cdot F_{\text{буд}} \quad (2.10)$$

де  $q_1'$  – питома норма потужності світильників загального освітлення, Вт/м<sup>2</sup>,  $q_1' = 3$  Вт/м<sup>2</sup>;

$j_{\text{СВ}}$  – коефіцієнт одночасності роботи світильників,  $j_{\text{СВ}} = 0,5$ ;

$F_{\text{буд}}$  – будівельна площа охолоджувального приміщення, м<sup>2</sup>.

Теплоприпливи від знаходження людей:

$$q_2 = 0,35 \cdot n \quad (1.11)$$

де 0,35 – теплоприпливи від однієї людини при важкій фізичній роботі, кВт;

$n$  – кількість людей, працюючих у одному приміщенні.

Теплоприпливи від працюючих двигунів:

$$q_3 = 1000 \cdot j_{\text{ДВ}} \cdot N_e \quad (1.12)$$

де  $j_{\text{ДВ}}$  – коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами,  $j_{\text{ДВ}} = 1$ ;

$N_e$  – потужність електродвигунів, кВт.

Теплоприпливи від відкривання дверей:

$$q_4 = K \cdot F_{\text{буд}} \quad (1.13)$$

де  $K$  – питомі теплоприпливи від відкривання дверей, Вт/м<sup>2</sup>.

Усі розрахунки заносимо у таблицю.

Таблиця 1.8 Розрахунок експлуатаційних тепло приливів

Камери	$F_{\text{буд}}$	$q_1$	$n$	$q_2$	$N_e$	$q_3$	$K$	$q_4$	$Q_4$
Конфети	216	324	3	1050	1,190	1190	7	1512	4076
Тістечка	108	162	2	700	0,595	595	9	972	2429
Торти	108	162	2	700	0,589	589	9	972	2423
								Сума	8928

Масло	216	324	3	1050	1,727	1727	5	1080	2626
								Сума	2626

Визначення навантаження на компресори і прилади камерного охолодження.

Таблиця 1.9 Навантаження на компресор і прилади камерного охолодження

Споживачі холоду	Q <sub>1</sub>		Q <sub>2</sub>		Q <sub>4</sub>		Q <sub>заг</sub>	
	Км 100%	КПО 100%	Км 100%	КПО 130%	Км 75%	КПО 100%	Км	КПО
Конфети	6,918	6,918	7,254	9,430	3,057	4076	17,229	20,424
Тістечка	4,032	4,032	3,400	4,420	1,822	2429	9,254	10,881
Торти	3,953	3,953	3,056	3,973	1,817	2423	8,826	10,349
Сума							35,309	41,654
Масло	8,330	8,330	12,228	15,896	3,414	2626	23,972	26,852
Сума							23,972	26,852

Холодовидатність компресорів:

$$Q_0 = \frac{k \cdot Q_{KM}}{b} \quad (1.14)$$

де  $k$  – коефіцієнт, враховуючий втрати у трубопроводах і апаратах;

$Q_{KM}$  – сумарне навантаження для компресорів для даної температури кипіння, кВт;

$b$  – коефіцієнт часу роботи,  $b = 0,8$ .

$$Q_{-8} = \frac{1,05 \cdot 35,309}{0,8} = 46,34 \text{ кВт}$$

$$Q_{-30} = \frac{1,07 \cdot 23,972}{0,8} = 32,06 \text{ кВт}$$

1.10. Вибір температурного режиму холодильної установки

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура кипіння:

$$t_0 = t_{\text{кам}} - 10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.15)$$

$$t_0 = 2 - 10 = -8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_0 = -20 - 10 = -30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура конденсації:

$$t_K = t_3 + (10 \div 15) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.16)$$

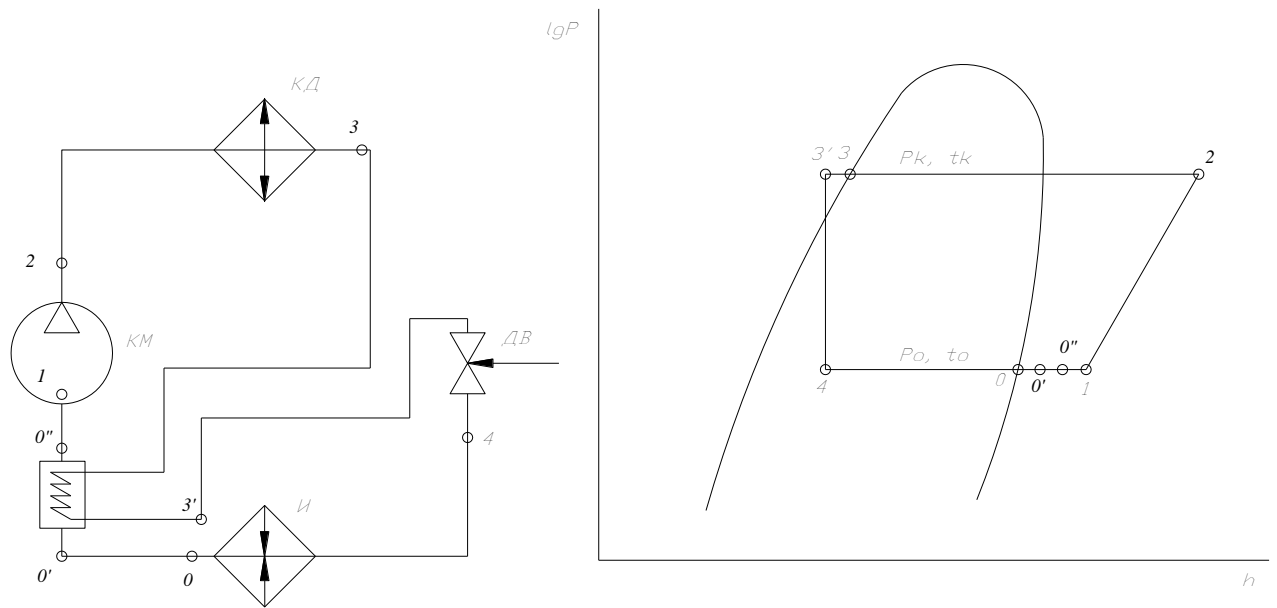
$$t_K = 32 + 13 = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура всмоктування (без урахування РТО):

$$t_{\text{вс}} = t_0 + (15 \div 20) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.17)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

## 2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ



Малюнок 2.1 Схема і цикл холодильної машини

По діаграмі стану  $\lg P-h$  для R-404A знаходимо усі параметри у вузлових точках. Усі дані заносимо до таблиці.

Таблиця 2.1 Параметри вузлових точок для  $t_0 = -30\text{ }^\circ\text{C}$

Параметри	t,	P,	v,	h,
№ точки	$^\circ\text{C}$	бар	$\text{м}^3/\text{кг}$	$\text{кДж}/\text{кг}$
0'	-25	2,05	—	355
0''	-15	2,05	—	363
1	0	2,05	0,109	375
2	102	20,5	—	433
3	41	20,5	—	266
3'	36	20,5	—	258
4	-30	2,05	—	258

Таблиця 2.2 Параметри вузлових точок для  $t_0 = -8\text{ }^\circ\text{C}$

Параметри	t,	P,	v,	h,
№ точки	°C	бар	м <sup>3</sup> /кг	кДж/кг
0'	-3	4,64	–	369
0''	7	4,64	–	378
1	22	4,64	0,05	391
2	91	20,5	–	441
3	41	20,5	–	266
3'	36	20,5	–	257
4	-8	4,64	–	257

*Розрахунок компресора на  $t_o = -30$  °C.*

Питома масова холодовидатність:

$$q_0 = i_{0'} - i_4 \quad (2.1)$$

$$q_0 = 355 - 258 = 97 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_1 = Q_0 / q_0 \quad (2.2)$$

$$M_1 = 32,06 / 97 = 0,33 \text{ кг/с}$$

де  $Q_0$  – навантаження на компресор, кВт.

Дійсна об'ємна витрата:

$$V_d = M_1 \cdot v_1 \quad (2.3)$$

$$V_d = 0,33 \cdot 0,109 = 0,036 \text{ м}^3/\text{с}$$

де  $v_1$  – питомий об'єм пару, м<sup>3</sup>/кг.

Теоретична об'ємна подача:

$$V_T = V_d / \lambda \quad (2.4)$$

$$V_T = 0,036 / 0,69 = 0,052 \text{ м}^3/\text{с}$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт подачі, при  $P_k / P_0 = 20,5 / 2,05 = 10$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w \quad (2.5)$$

$$\lambda = 0,91 \cdot 0,76 = 0,69$$

									Арк.
									20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7				

де  $\lambda_c$  – коефіцієнт, враховуючий мертвий простір;

$\lambda'_w$  – коефіцієнт, враховуючий об'ємні витрати.

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[ \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{1/m} - 1 \right] \quad (2.6)$$

$$\lambda_c = 1 - 0,01 \cdot \left[ \left( \frac{20,5}{2,05} \right)^{1/1} - 1 \right] = 0,91$$

де  $c$  – відносна величина мертвого простору, приймається у межах 0,01...0,04;

$P_k, P_0$  – тиск конденсації і кипіння відповідно, мПа;

$m$  – показник політропи (для фреона  $m = 1$ ).

$$\lambda'_w = T_0 / T_k \quad (2.7)$$

$$\lambda'_w = 243 / 318 = 0,76$$

Згідно каталогу фірми Frascold вибираю полугерметичний компресор з параметрами при  $t_k = 45^\circ\text{C}$  і  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ :  $Q_0 = 19,93$  кВт і  $N_e = 15,26$  кВт марки Z25 106Y 2 шт. з  $V_h = 106,16$  м<sup>3</sup>/год.

$$M_{KM} = \frac{\lambda \cdot V_T}{\nu_1} \quad (2.8)$$

$$M_{KM} = \frac{0,69 \cdot 0,059}{0,109} = 0,373 \text{ кг/с}$$

Дійсна холодовидатність компресору:

$$Q_{0Д} = M_{KM} \cdot q_0 \quad (2.9)$$

$$Q_{0Д} = 0,373 \cdot 97 = 36,18 \text{ кВт}$$

Потужність приводу компресора:

$$N_T = M_{KM} \cdot (i_2 - i_1) \quad (2.10)$$

$$N_T = 0,373 \cdot 58 = 21,63 \text{ кВт}$$

Дійсна потужність компресора:

$$N_i = N_T / \eta_i \quad (2.11)$$

$$N_i = 21,63 / 0,8 = 27,04 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $\eta_i$  – індикаторний К.К.Д.

Ефективна потужність на валу компресора:

$$N_E = N_i / \eta_M \quad (2.12)$$

$$N_e = 27,04 / 0,85 = 31,81 \text{ кВт}$$

де  $\eta_M$  – механічний К.К.Д., враховуючий втрати на тертя.

Електрична потужність двигуна:

$$N_{el} = N_E / \eta_{дв} \quad (2.13)$$

$$N_{ел} = 31,81 / 0,85 = 37,42 \text{ кВт}$$

де  $\eta_{дв}$  – електричний К.К.Д. двигуна.

Навантаження на конденсатор:

$$Q_k = Q_0 + N_i \quad (2.14)$$

$$Q_k = 36,18 + 27,04 = 63,22 \text{ кВт}$$

*Розрахунок компресора на  $t_o = -8 \text{ }^\circ\text{C}$ .*

Питома масова холодовидатність:

$$q_0 = 369 - 257 = 112 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_1 = 46,34 / 112 = 0,41 \text{ кг/с}$$

Дійсна об'ємна витрата:

$$V_d = 0,41 \cdot 0,05 = 0,021 \text{ м}^3/\text{с}$$

Теоретична об'ємна подача:

$$V_T = 0,021 / 0,805 = 0,0261 \text{ м}^3/\text{с}$$

$\lambda$  при  $P_k / P_0 = 20,5 / 4,64 = 4,42$

$$\lambda = 0,9658 \cdot 0,833 = 0,805$$

$$\lambda_c = 1 - 0,01 \cdot \left[ \left( \frac{20,5}{4,64} \right)^{1/1} - 1 \right] = 0,9658$$

$$\lambda'_w = 265 / 318 = 0,833$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно каталогу фірми Frascold вибираю полугерметичний компресор з параметрами при  $t_k = 45^\circ\text{C}$  і  $t_0 = -8^\circ\text{C}$ :  $Q_0 = 13,04$  кВт і  $N_e = 5,649$  кВт марки Q4-24.1Y 4 шт. с  $V_h = 23,6$  м<sup>3</sup>/год.

$$M_{KM} = \frac{0,805 \cdot 0,0262}{0,05} = 0,419 \text{ кг/с}$$

Дійсна холодовидатність компресору:

$$Q_{0,d} = 0,419 \cdot 112 = 46,93 \text{ кВт}$$

Потужність приводу компресора:

$$N_T = 0,419 \cdot 50 = 20,95 \text{ кВт}$$

Дійсна потужність компресора:

$$N_i = 20,95 / 0,8 = 26,19 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність на валу компресора:

$$N_E = 26,19 / 0,85 = 30,814 \text{ кВт}$$

Електрична потужність двигуна:

$$N_e = 30,81 / 0,85 = 36,25 \text{ кВт}$$

Навантаження на конденсатор:

$$Q_k = 46,93 + 26,19 = 73,12 \text{ кВт}$$

Таблиця 2.3 Технічна характеристика компресорів

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Показники	Z25 106Y	Q4-24.1Y
Холодовидатність, кВт		
• при $t_0 = -30\text{ °C}$ , $t_k = 45\text{ °C}$	19,93	
• при $t_0 = -8\text{ °C}$ , $t_k = 45\text{ °C}$		13,04
Кількість заправленого мастила	7,7	7,7
Теоретична подача компресора $V_{\text{км}}$ , м <sup>3</sup> /год.	106,16	23,6
Маса, кг	220	79
Умовний діаметр трубопроводів, мм		
• на вході ХА	54	28,6
• на виході ХА	35	19,0

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КАМЕРНОГО ОБЛАДНАННЯ

Вихідні дані до розрахунку:

- теплове навантаження  $Q_0 = 26852$  Вт;
- кількість повітроохолоджувачів  $N = 2$ ;
- температура повітря у камері  $t_K = -20^\circ\text{C}$ ;
- відносна вологість повітря у камері  $\varphi_K = 85\%$ ;
- холодильний агент R-404A.

Геометричні розміри ребристої труби повітроохолоджувача, виготовленої шляхом лиття під тиском.

труба:

- зовнішній діаметр  $d_{\text{ТР}} = 0,015$  м;
- внутрішній діаметр  $d_{\text{ВН}} = 0,013$  м;
- товщина стінки  $\delta_{\text{Т}} = 0,001$  м;
- матеріал  $\lambda_{\text{Т}} = 380$  Вт/(м·К);

ребро:

- товщина у вершини  $\delta_{\text{ВЕР}} = 0,0004$  м;
- товщина біля основи  $\delta_{\text{ОР}} = 0,002$  м;
- крок  $u = 0,010$  м;
- матеріал  $\lambda_{\text{р.}} = 180$  Вт/(м·К);
- компонування пучка труб – коридорний
- крок труб  $S_{\text{П}} \times S_{\text{ПЗ}} = 50 \times 50$  мм

В основу розрахунку закладені наступні передумови:

- параметри повітря на вході у повітроохолоджувач дорівнюють параметрам повітря в охолоджуємому приміщенні  $t_K$  і  $\varphi_K$ ;
- температура кипіння холодильного агента  $t_0$  і температура поверхні  $t_{\text{П}}$  теплообмінної секції повітроохолоджувача постійні;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

• кількість труб у поздовжньому ( $z_{ПЗ}$ ) і поперечному ( $z_{П}$ ) перетині теплообмінної секції повітроохолоджувача знаходиться у межах рекомендованих значень  $z = 4 \dots 16$  шт.

*Тепловий розрахунок.* Кінцевою метою розрахунку є визначення площі поверхні повітроохолоджувача, яка повинна відводити задане теплове навантаження і підтримувати необхідну температуру у камері.

Задаємося величиною під охолодження повітря у повітроохолоджувачі  $\Delta t_{П} = 6$  °С.

Визначимо температуру повітря на виході з апарату:

$$t_2 = t_{\text{вих.П}} = t_{\text{к}} - \Delta t_{\text{в}} = -20 - 6 = -26 \text{ °С} \quad (3.1)$$

Визначимо середню температуру повітря:

$$t_{\text{сєр.П}} = 0,5 \cdot (t_2 + t_{\text{к}}) = 0,5 \cdot (-26 - 20) = -23 \text{ °С} \quad (3.2)$$

Приймаємо температуру кипіння  $t_0 = -30$  °С.

Визначимо температурний напір:

$$\Theta = (t_{\text{сєр.П}} - t_0) = -23 + 30 = 7 \text{ °С} \quad (3.3)$$

Вибираємо з таблиць теплофізичні властивості вологого повітря при визначальній температурі  $t_{\text{сєр.П}}$ :

- $\nu_{П} = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості;
- $\lambda_{П} = 2,256 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – коефіцієнт теплопровідності;
- $\text{Pr}_{П} = 0,7181$  – число Прандтля;
- $\rho_{П} = 1,41 \text{ кг}/\text{м}^3$  – щільність;
- $c_{П} = 1,009 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – питома теплоємність.

У діаграмі  $i - d$  будуємо процес зміни стану повітря у повітроохолоджувачі у наступній послідовності  $1 \rightarrow \text{П} \rightarrow 2$  (див. рис. 3.1).

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

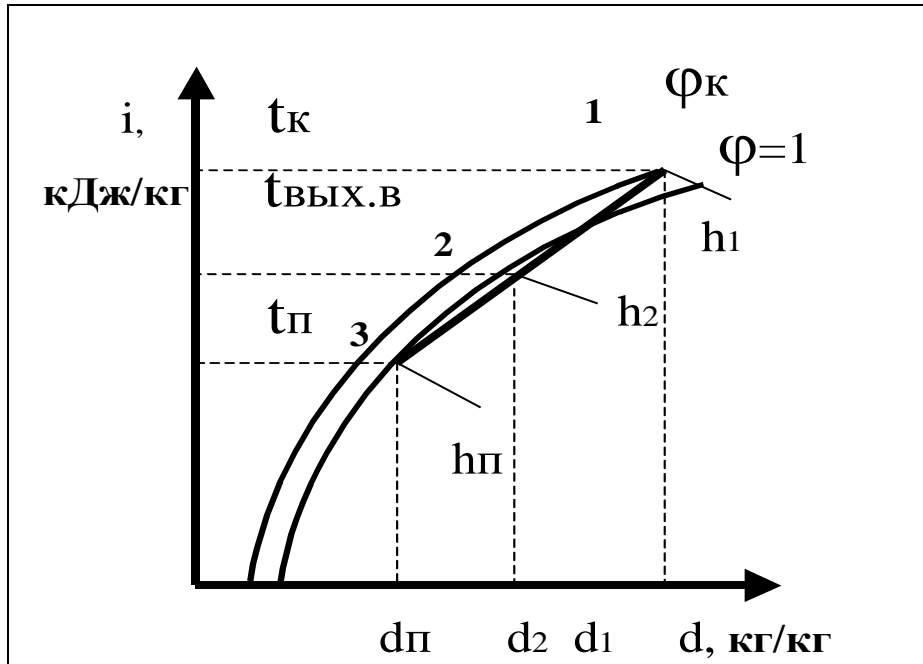


Рисунок 3.1 Процес зміни стану повітря у повітроохолоджувачі

- 1 – стан повітря на вході у повітроохолоджувач при  $t_k$  і  $\phi_k$ ;
- 2 – стан повітря на виході з повітроохолоджувача;
- 3 – стан насиченого повітря у прикордонному шарі у поверхні інею повітроохолоджувача при  $t_{\pi}$  і  $\phi = 1,0$ .

$$t_2 = t_{\text{вих.п}} = t_k - \Delta t_{\pi}$$

Для цього задаємося середньою температурой поверхні повітроохолоджувача (інею)  $t_{\pi}$  з умови, що  $t_0 < t_{\pi} < t_k$ , використовуючи приблизне співвідношення  $t_{\pi} = t_k - (0,7 \dots 0,9) \cdot \theta$ .

Приймаємо у першому наближенні значення температури поверхні інею  $t_{\pi} = -26 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

По діаграмі  $i - d$  за допомогою таблиць і розрахункових залежностей наведених нижче визначаємо параметри повітря:  $(t, d, i)_j$ , і знайдені значення у точках процесу зміни стану повітря у повітроохолоджувачі заносимо у таблицю.

									Арк.
									27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7				

Таблиця 3.1 Параметри повітря в точках

№ точки	t, °C	d·10 <sup>3</sup> , кг/кг	h,кДж/кг	φ, %
1	-20	0,6408	-18,4	90
2	-24	0,3957	-25	113
3(п)	-26	0,2323	-29,6	100

Грунтуючись на принципі подібності трикутників (див. рис. 3.1) можна записати:

$$(d_1 - d_{п''}) / (t_1 - t_{п}) = (d_1 - d_2) / (t_1 - t_2) \quad (3.4)$$

Звідси невідоме значення вологовмісту:

$$d_2 = d_1 - [(t_1 - t_2) \cdot (d_1 - d_{п''}) / (t_1 - t_{п})] \quad (3.5)$$

$$d_2 = 0,6408 \cdot 10^{-3} - [(-20 + 24) \cdot (0,6408 - 0,2323) \cdot 10^{-3} / (-20 + 26)] = 0,3957 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг.}$$

Відносна вологість повітря на виході з апарату:

$$\phi_2 = d_2 / d_2'' = (0,3957 \cdot 10^{-3} / 0,351 \cdot 10^{-3}) = 1,13 \quad (3.6)$$

де  $d_{п''}$  і  $d_2''$  – відповідно, вологовміст насиченого повітря при  $t_{п}$  і  $t_2$ .

Отримане значення відносної вологості повітря  $\phi_2 = 113$  % заносимо у таблицю 3.1.

Ентальпію повітря (кДж/кг) в точках процесу 1, 2 і 3 при від'ємних значеннях температури поверхні апарату (інея) знаходимо по залежностям:

$$i_2 = 1,0078 \cdot t_2 + (2835 + 2,09 \cdot t_2) \cdot d_2 \quad (4.7)$$

$$i_2 = 1,0078 \cdot (-24) + [(2835 + 2,09 \cdot (-24))] \cdot 0,3957 \cdot 10^{-3} = -25 \text{ кДж/кг}$$

$$i_3 = 1,0078 \cdot t_3 + (2835 + 2,09 \cdot t_3) \cdot d_3 \quad (4.8)$$

$$i_3 = 1,0078 \cdot (-26) + [(2835 + 2,09 \cdot (-26))] \cdot 0,2323 \cdot 10^{-3} = -29,6 \text{ кДж/кг}$$

$$i_1 = 1,0078 \cdot t_1 + (2835 + 2,09 \cdot t_1) \cdot d_1 \quad (4.9)$$

$$i_1 = 1,0078 \cdot (-20) + [(2835 + 2,09 \cdot (-20))] \cdot 0,6408 \cdot 10^{-3} = -18,4 \text{ кДж/кг}$$

Переходимо до розрахунку геометричних характеристик тепло передавального елемента.

*Геометричні характеристики поверхні ребристого елемента, вільного від інею.*

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зовнішня поверхня ребра:

$$F_P = 2 \cdot (A \cdot B - 0,785 \cdot d_3^2) \quad (3.10)$$

$$F_P = 2 \cdot (0,05 \cdot 0,05 - 0,785 \cdot 0,015^2) = 23,23 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$F_T = \pi \cdot d_3 \cdot (u - \delta_{OP}) \quad (3.11)$$

$$F_T = 3,14 \cdot 0,015 \cdot (0,010 - 0,002) = 3,77 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня труби ребристого елемента для усіх типів поверхонь:

$$F_B = \pi \cdot d_3 \cdot u \quad (3.12)$$

$$F_B = 3,14 \cdot 0,013 \cdot 0,010 = 4,08 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$F_3 = F_P + F_T \quad (3.13)$$

$$F_3 = (23,23 + 3,77) \cdot 10^{-4} = 27 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт  $\beta$  і степе́нь  $\varphi$  оребрення теплообмінної поверхні:

$$\beta = F_3 / F_B = 27 \cdot 10^{-4} / 4,08 \cdot 10^{-4} = 6,62 \quad (3.14)$$

$$\varphi = F_3 / (\pi \cdot d_3 \cdot u) = 27 \cdot 10^{-4} / (3,14 \cdot 0,015 \cdot 0,010) = 5,73 \quad (3.15)$$

Умовний коефіцієнт оребрення теплообмінної поверхні:

$$\beta_y = F_3 / F_T = 27 \cdot 10^{-4} / 3,77 \cdot 10^{-4} = 7,16 \quad (3.16)$$

*Геометричні характеристики поверхні інею, що осів на ребристому елементі при прийнятій товщині шару  $\delta_I = 0,003$  м.*

Зовнішня поверхня інею на ребрі:

$$F_{PI} = 2 \cdot [A \cdot B - 0,785 \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_i)^2] \quad (3.17)$$

$$F_{PI} = 2 \cdot [0,05 \cdot 0,05 - 0,785 \cdot (0,015 + 2 \cdot 0,003)^2] = 21,54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами:

$$F_{TI} = \pi \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_i) \cdot [u - (\delta_{OP} + 2 \cdot \delta_i)] \quad (3.18)$$

$$F_{TI} = 3,14 \cdot (0,015 + 0,006) \cdot [0,01 - (0,002 + 0,006)] = 1,32 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня інею на ребристому елементі:

$$F_{3I} = F_{PI} + F_{TI} = 21,54 \cdot 10^{-4} + 1,32 \cdot 10^{-4} = 22,86 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (3.19)$$

Коефіцієнт  $\beta^I$  оребрення поверхні, покритої інеєм:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\beta^I = F_{\text{HI}} / F_B = 22,86 \cdot 10^{-4} / 4,08 \cdot 10^{-4} = 5,6 \text{ м}^2 \quad (3.20)$$

Мінімальний «живий» перетин одного ребристого елементі, покритого шаром інею, прийнятої товщини:

$$f_{\text{Ж}} = (s_1 - d_3 - 2 \cdot \delta_I) \cdot (u - \delta_P - 2 \cdot \delta_I) \quad (3.21)$$

$$f_{\text{Ж}} = (0,05 - 0,015 - 2 \cdot 0,003) \cdot (0,01 - 0,0004 - 2 \cdot 0,003) = 1,044 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Задаємося швидкістю повітря у «живому» перетині повітроохолоджувача:  
 $\omega_{\text{П}} = 4 \text{ м/с}.$

Визначаємо режим руху повітря:

$$\text{Re} = (\omega_{\text{П}} \cdot d_E) / \nu_{\text{П}} = (4 \cdot 0,0151) / 11,5 \cdot 10^{-6} = 5252 \quad (3.22)$$

Число Нуссельта для труб з коридорним розміщенням труб:

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^n \cdot (L / d_E)^m \quad (3.23)$$

$$\text{Nu} = 0,041 \cdot 5252^{0,78} \cdot (50)^{0,14} = 57$$

де  $d_E$  – еквівалентний діаметр, який визначає розміри в критеріях Nu і Re;

L – сумарна довжина пластин по ходу повітря,  $L / d_E = 4 \dots 50$

$$d_E = 2 \cdot (S_1 - d_3) \cdot (u - \delta_P) / [(S_1 - d_3) + (u - \delta_P)] \quad (3.24)$$

$$d_E = 2 \cdot (0,05 - 0,015) \cdot (0,01 - 0,0004) / [(0,05 - 0,015) + (0,01 - 0,0004)] = 0,0151 \text{ м}.$$

$$C = [0,518 - 0,02315 \cdot L / d_E + 0,425 \cdot 10^{-3} \cdot (L / d_E)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot (L / d_E)^2] \cdot (1,36 - 0,24 \cdot 10^{-3} \cdot \text{Re}) \quad (3.25)$$

$$C = [0,518 - 0,02315 \cdot 50 + 0,425 \cdot 10^{-3} \cdot (50)^2 - 3 \cdot 10^{-6} \cdot (50)^2] \cdot (1,36 - 0,24 \cdot 10^{-3} \cdot 5252) = 0,041$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot L / d_E = 0,45 + 0,0066 \cdot 50 = 0,78 \quad (3.26)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot (\text{Re} / 1000) = -0,28 + 0,08 \cdot (5252 / 1000) = -0,08 \quad (3.27)$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря:

$$\alpha_k = \text{Nu} \cdot \lambda_B / d_E \quad (3.28)$$

$$\alpha_k = 57 \cdot 2,256 \cdot 10^{-2} / 0,0151 = 85 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

де  $d_E$  – визначальний розмір, м.

Коефіцієнт вологовипадіння:

$$\xi = 1 + (d_K'' \cdot \varphi_K - d_{\text{П}}'') \cdot (r - h_{\text{П}}) / [c_{\text{П}}' \cdot (t_K - t_{\text{П}})] \quad (3.29)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\xi = 1 + (0,6408 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 - 0,2323 \cdot 10^{-3}) \cdot (2835 + 62,7) / [1,007 \cdot (-20 + 26)] = 1,1$$

де  $r = 2835$  кДж/кг – питома теплота фазового переходу при  $t_{\text{п}} < 0^{\circ}\text{C}$ ;

$d_{\text{п}}'' = 0,2323 \cdot 10^{-3}$  кг/кг – вологовміст повітря у прикордонному шарі у поверхні інею при  $t_{\text{п}} = -26^{\circ}\text{C}$  і  $\varphi = 1,0$ ;

$$h_{\text{п}} = 2,09 \cdot t_{\text{п}} = 2,09 \cdot (-26) = -62,7 \text{ кДж/кг} \text{ – ентальпія інею};$$

$c_{\text{п}}' = 1,006 + 1,9 \cdot d_{\text{м}} = 1,006 + 1,9 \cdot 0,6004 \cdot 10^{-3} = 1,007$  кДж/(кг·К) – питома теплоємність вологого повітря;

$d_{\text{м}} = 0,5 \cdot (d_{\text{к}} + d_2) = 0,5 \cdot (0,6408 + 0,56) \cdot 10^{-3} = 0,6004 \cdot 10^{-3}$  кг/кг – вологовміст повітря при середній температурі.

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні тепло передавального елемента з урахуванням термічного опору шару інею:

$$\alpha_{\text{ПР}} = [1 / (\alpha_{\text{к}} \cdot \xi) + \delta_{\text{І}} / \lambda_{\text{І}}]^{-1} = [1 / (85 \cdot 1,1) + 0,003 / 0,2]^{-1} = 39 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.30)$$

де  $\lambda_{\text{І}} = 0,2$  Вт/(м·К) – коефіцієнт теплопровідності інею.

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = \text{th } mh' / mh' = \text{th } 1,06 / 1,06 = 0,74 \quad (3.31)$$

де  $mh'$  – безрозмірний комплекс;  $mh' = h' \cdot [2 \cdot \alpha_{\text{ПР}} / (\delta_{\text{ВЕР.}} \cdot \lambda_{\text{Р}})]^{0,5} = 0,0312 \cdot [2 \cdot 39 / (0,0004 \cdot 180)]^{0,5} = 1,06$ .

Умовна висота для суцільних ребер:

$$h' = 0,5 \cdot d_3 \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \rho) \quad (3.32)$$

де  $\rho = 1,15 \cdot S / d_3 = 1,15 \cdot 50 / 15 = 3,8333$

$$h' = 0,5 \cdot 0,015 \cdot (3,8333 - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln 3,8333) = 0,0312 \text{ м}$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$\alpha_{\text{ПР.З}} = \alpha_{\text{ПР}} \cdot (F_{\text{Р}} \cdot E \cdot \Psi \cdot c_{\text{к}} + F_{\text{ТР}}) / F_3 \quad (3.33)$$

$$\alpha_{\text{ПР.Н}} = 39 \cdot (23,23 \cdot 10^{-4} \cdot 0,82 \cdot 0,95 \cdot 0,8 + 3,77 \cdot 10^{-4}) / 27 \cdot 10^{-4} = 26,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

де  $\Psi = 1 - 0,058 \cdot mh' = 0,95$  – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$c_K$  – коефіцієнт, враховуючий контактний термічний опір між трубою та ребром, для мідних труб і алюмінієвих ребер  $c_K = 0,8$ .

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні R404a в трубах апарата:

$$\alpha_0 = 32 \cdot q_B^{0,15} \cdot (\omega \cdot \rho)^{0,47} \quad (3.34)$$

$$\alpha_0 = 32 \cdot 3665^{0,15} \cdot 100^{0,47} = 955 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де  $q_B$  – щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби;

$\omega \cdot \rho$  – масова швидкість холодильного агента,  $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ . Приймаю  $\omega \cdot \rho = 100 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$

$$q_B = \alpha_K \cdot \xi \cdot (t_{\text{СЕР.П}} - t_{\text{П}}) \cdot \beta^I = 85 \cdot 1,1 \cdot (-23 + 30) \cdot 5,6 = 3665 \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (3.35)$$

Коефіцієнт теплопередачі:

- віднесений до зовнішньої поверхні інею:

$$k_3^I = (1 / \alpha_{\text{ПР.З}} + \varphi \cdot \delta_T / \lambda_T + \beta^I / \alpha_0)^{-1} \quad (3.36)$$

$$k_3^I = (1 / 26,4 + 5,73 \cdot 0,001 / 380 + 5,6 / 955)^{-1} = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні апарату без інею:

$$k_3 = k_3^I \cdot \beta / \beta^I = 23 \cdot 6,62 / 5,6 = 27 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.37)$$

Перевіряємо значення раніш прийнятої температури поверхні інею і визначаємо площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача.

Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею:

$$\Delta t_p = q_3 / (\alpha_K \cdot \xi) = 161 / (85 \cdot 1,1) = 2 \text{ }^\circ\text{С} \quad (3.38)$$

де  $q_3$  – щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інею.

$$q_3 = k_3^I \cdot (t_{\text{СЕР.П}} - t_0) = 23 \cdot (-23 + 30) = 161 \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (3.39)$$

Відносна похибка прийнятої і розрахункової різниці температур:

$$\delta = |(\Delta t_p - \Delta t) / \Delta t_p| \cdot 100 = |(2 - 2) / 2| \cdot 100 = 0 \% \quad (3.40)$$

де  $\Delta t = -24 + 26 = 2 \text{ }^\circ\text{С}$  – прийнята різниця температур повітря і поверхні інею.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Так як значення відносної похибки  $\delta \leq 7\%$ , визначаємо площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача.

Площа (сухої) поверхні повітроохолоджувача:

$$F_3 = Q_0 / [N \cdot k_3 \cdot (t_{\text{сер.п}} - t_0)] = 13426 / [2 \cdot 27 \cdot (-23 + 30)] = 71,6 \text{ м}^2 \quad (3.41)$$

*Компонувальний розрахунок апарату.*

Метою компонувального розрахунку повітроохолоджувача є:

- визначення загальної кількості оребрених труб у теплообмінній секції, що забезпечують розрахункову величину теплообмінної поверхні;
- визначення кількості труб у поперечному ( $Z_{\text{п}}$ ) і поздовжньому ( $Z_{\text{пз}}$ ) перетинах повітроохолоджувача, і на їх основі габаритних розмірів теплообмінної секції апарату.

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач:

$$V_{\text{п}} = Q_0 / [N \cdot \rho_{\text{п}} \cdot (h_1 - h_2) \cdot 10^3] \quad (3.42)$$

$$V_{\text{п}} = 13426 / [2 \cdot 1,41 \cdot (-18,4 + 25) \cdot 10^3] = 1,45 \text{ м}^3/\text{с}$$

де  $h_2$  і  $h_1$  – відповідно ентальпії повітря на виході та на вході апарату, кДж/кг.

Мінімальний «живий» перетин повітроохолоджувача з інеєм на теплообмінній поверхні приймаю:

$$F_{\text{ж}} = V_{\text{п}} / \omega_{\text{п}} \quad (3.43)$$

$$F_{\text{ж}} = 1,45 / 4 = 0,363 \text{ м}^2$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача визначають з співвідношення:

$$f_{\text{ж}} / (S_1 \cdot u) = F_{\text{ж}} / F_{\text{ф}} \quad (3.44)$$

$$F_{\text{ф}} = (F_{\text{ж}} \cdot S_1 \cdot u) / f_{\text{ж}} = (0,363 \cdot 0,05 \cdot 0,01) / 1,044 \cdot 10^{-4} = 1,73 \text{ м}^2$$

де  $(S_1 \cdot u) = 0,0005 \text{ м}^2$  і  $f_{\text{ж}} = 1,044 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$  – відповідно фронтальний і «живий» перетин одного ребристого елемента.

Орієнтовні дані теплообмінної секції повітроохолоджувача у фронтальному перетині:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ширина  $H' = (F_{\Phi} / n)^{0,5} = (1,73 / 3)^{0,5} = 0,86$  м;
- довжина  $L' = H' \cdot n = 0,86 \cdot 3 = 1,96$  м.

Орієнтовна кількість труб у фронтальному перетині пучка:

$$Z_{\Pi}' = H' / S_1 = 0,86 / 0,05 = 15,6 \text{ шт.} \quad (3.45)$$

Кількість труб впоперек потоку повітря визнають округленням  $Z_{\Pi}'$  до цілого парного числа –  $z_{\Pi} = 16$ , тоді дійсні ширина і довжина секції складуть:

$$H = z_{\Pi} \cdot S_1 = 16 \cdot 0,05 = 0,9 \text{ м} \quad (3.46)$$

$$L = F_{\Phi} / H = 1,73 / 0,9 = 1,92 \text{ м.}$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині повітроохолоджувача:

$$n_{\text{ж}} = F_{\text{ж}} / f_{\text{ж}} = 0,363 / 1,044 \cdot 10^{-4} = 3477 \text{ шт} \quad (3.47)$$

де  $n_{\text{ж}}$  – це цілочислова величина, тому її округляють до найближчого цілого значення.

Площа «сухої» зовнішньої поверхні одного ряду труб во фронтальному перетині повітроохолоджувача:

$$F_{31} = f_3 \cdot n_{\text{ж}} = 27 \cdot 10^{-4} \cdot 3477 = 18,7 \text{ м}^2 \quad (3.48)$$

де  $f_3$  – площа «сухої» зовнішньої поверхні одного ребристого елемента,  $\text{м}^2$ .

Орієнтовна кількість труб по ходу повітря у повітроохолоджувачі:

$$Z_{\Pi\Pi}' = F_3 / F_{31} = 71,6 / 18,7 = 3,83 \text{ шт} \quad (3.49)$$

де  $F_3$  – розрахункова площа «сухої» зовнішньої поверхні повітроохолоджувача,  $\text{м}^2$ .

Число труб вздовж потоку повітря визначаємо округленням  $Z_{\Pi\Pi}'$  до цілого значення у більшу сторону –  $z_{\Pi\Pi} = 4$ , тоді розрахункові параметри теплообмінної секції повітроохолоджувача складуть:

- сумарна довжина труб апарату:

$$\sum L = L \cdot z_{\Pi} \cdot z_{\Pi\Pi} = 1,96 \cdot 16 \cdot 4 = 125,44 \text{ м;}$$

- площа зовнішньої поверхні:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_d = \sum L \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \beta = 125,44 \cdot 3,14 \cdot 0,015 \cdot 6,62 = 40 \text{ м}^2;$$

- глибина секції:

$$B = S_2 \cdot z_{\text{ПР}} = 0,05 \cdot 4 = 0,2 \text{ м.}$$

Кількість труб по ходу руху повітря знаходиться у межах рекомендуємії значень  $4 \leq z_{\text{ПР}} \leq 16$ .

Підбір повітроохолоджувачів.

Площа теплопередавальної поверхні:

$$F = Q / (N \cdot k \cdot \theta_m) \quad (3.50)$$

Для  $t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Для камери із маслом:

$$F = 26852 / (27 \cdot 7) = 142 \text{ м}^2$$

Приймаю по каталогам фірми Güntner два повітроохолоджувача марки 066D/210/8P з  $F = 75,4 \text{ м}^2$ .

Для камери з конфетами по каталогам фірми Güntner два повітроохолоджувача марки S-AGHN 045.2H/2 10-ANW/12P.E з  $F = 65 \text{ м}^2$ .

Для камери з тортами по каталогам фірми Güntner два повітроохолоджувача марки S-AGHN 050.2H/1 12-ANS/14P.E з  $F = 35 \text{ м}^2$ .

Для камери з тістечками по каталогам фірми Güntner два повітроохолоджувача марки S-AGHN 050.2H/1 12-ANS/14P.E з  $F = 35 \text{ м}^2$ .

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 4 РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КОНДЕНСАТОРА

Вихідні дані для розрахунку: для  $t_0 = -30\text{ }^\circ\text{C}$

- теплове навантаження  $Q_k = 63220\text{ Вт}$ ;
- температура конденсації  $t_k = 45\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- початкова температура повітря  $t_{n1} = 32\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- кінцева температура повітря  $t_{n2} = 38\text{ }^\circ\text{C}$ ;
- холодильний агент R404A;
- труби мідні;
- діаметр внутрішній  $d_{\text{вн}} = 10,6\text{ мм}$ ;
- діаметр зовнішній  $d_0 = 12\text{ мм}$ ;
- товщина стінки  $0,7\text{ мм}$ ;
- крок труб – шаховий:

$$S_1 = 50\text{ мм};$$

$$S_2 = 25\text{ мм};$$

- ребра алюмінієві пластинчаті:

$$S_p = 2,1\text{ мм};$$

$$\delta = 0,3\text{ мм}.$$

Середній температурний напір між R404A і повітрям:

$$\theta_m = \frac{t_{n2} - t_{n1}}{\ln \frac{t_k - t_{n1}}{t_k - t_{n2}}} = \frac{38 - 32}{\ln \frac{45 - 32}{45 - 38}} = 6,5\text{ }^\circ\text{C} \quad (4.1)$$

Розрахуємо геометричні характеристики оребреної труби.

Площа тепло передавальної поверхні труби довжиною 1 м:

- внутрішня:

$$F_{\text{вн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,0106 = 0,0333\text{ м}^2 / \text{м} \quad (4.2)$$

- зовнішня носійна стіна труби:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{01} = \pi \cdot d_0 = 3,14 \cdot 0,012 = 0,0377 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (4.3)$$

повна зовнішня поверхня ребер  $F_{p1}$  і межреберних діляниць ( $F_{mp1}$ ):

$$F_{з1} = F_{p1} + F_{mp1} = \frac{1}{S_p} \cdot [2 \cdot (S_1 \cdot S_2 - \pi \cdot d_0^2 / 4) + (S_p - \delta) \cdot \pi \cdot d_0] \quad (4.4)$$

$$F_{з1} = \frac{1000}{2,1} [2(0,05 \cdot 0,025 - 3,14 \cdot 0,012^2 / 4) + (0,0021 - 0,0003)3,14 \cdot 0,012] = 1,083 + 0,04 = 1,12 \text{ м}^2 / \text{м}$$

коефіцієнт оребрення:

$$\beta = F_{з1} / F_{ен} = 1,12 / 0,0333 = 33,6 \quad (4.5)$$

зовнішня степеь оребрення:

$$\varphi_3 = F_3 / F_0 = 1,12 / 0,0377 = 29,7 \quad (4.6)$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_k$  від повітря до зовнішньої поверхні визначаємо згідно рівняння Д. М. Іоффе для пластинчатих ребер з шаховим розташуванням труб:

$$Nu_{II} = 0,178 \cdot Re_{II}^{0,6} \cdot (L / d_{ек})^{-0,14} \quad (4.7)$$

У якості характерного розміру прийнятий еквівалентний діаметр звуженого перетину для проходу повітря:

$$d_{ек} = \frac{2 \cdot (S_1 - d_0) \cdot (S_p - \delta)}{(S_1 - d_0) + (S_p - \delta)} = \frac{2 \cdot (50 - 12) \cdot (2,1 - 0,3)}{(50 - 12) + (2,1 - 0,3)} = 3,44 \text{ мм} \quad (4.8)$$

де  $L$  – ширина ребра, яка дорівнює у нашому випадку кроку труб  $S_1$ .

При середній температурі повітря в апараті  $t_{II} = t_3 - \theta_m = 45 - 6,5 = 38,5 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$\lambda_{II} = 0,0272 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

$$\mu_{II} = 18,9 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

Приймаємо масову швидкість руху повітря  $w_{pII} = 5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$Re_{II} = \frac{w \cdot \rho_{II} \cdot d_{ек}}{\mu} = \frac{5 \cdot 0,00344 \cdot 10^6}{18,9} = 910 \quad (4.9)$$

$$\alpha_{II} = 0,178 \cdot \frac{\lambda_{II}}{d_{ек}} \cdot Re_{II}^{0,6} \cdot (L / d_{ек})^{-0,14} = 0,178 \cdot \frac{0,0272}{0,00344} \cdot 910^{0,6} \cdot \left( \frac{50}{3,44} \right)^{-0,14} = 57,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (4.10)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо приведений коефіцієнт тепловіддачі.

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = \frac{thmh^1}{mh^1} = \frac{th(1,34)}{1,34} = 0,65 \quad (4.11)$$

$$\text{де } h^1 = \frac{d_0}{2} \cdot (p-1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg p) = \frac{12}{2} \cdot (4,2-1) \cdot (1 + 0,805 \cdot \lg 4,2) / 1000 = 0,029 \text{ м} \quad (4.12)$$

$$p = 1,15 \cdot \frac{S_1}{d_0} = 1,15 \cdot \frac{50}{12} = 4,2 \quad (4.13)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_B}{\lambda_p \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 57,7}{0,0003 \cdot 180}} = 46,23 \frac{1}{\text{м}} \quad (4.14)$$

$$m \cdot h^1 = 46,23 \cdot 0,029 = 1,34 \quad (4.15)$$

Тут  $\lambda_p$  – теплопровідність алюмінієвого ребра,  $\lambda_p = 180$  Вт/(м·К).

Коефіцієнт тепловіддачі, приведений до внутрішньої поверхні (при відсутності теплового опору у місці контакту труб і ребер):

$$\alpha_{\text{пр.вн}} = \alpha_{\text{п}} \cdot \left( \frac{F_{\text{р1}}}{F_{\text{вн1}}} \cdot E + \frac{F_{\text{мп1}}}{F_{\text{вн1}}} \right) = 57,7 \cdot \left( \frac{1,083}{0,0333} \cdot 0,65 + \frac{0,04}{0,0333} \right) = 1289 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (4.16)$$

Рівняння для щільності теплового потоку від внутрішньої поверхні стінки труби до повітря:

$$q_{\text{п}} = \alpha_{\text{пр.вн}} \cdot \theta_{\text{п}} = 1289 \cdot \theta_{\text{п}} \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (4.17)$$

де  $\theta_{\text{п}} = t_{\text{см}} - t_{\text{п}}$  – частковий температурний напір між стінкою труби і повітрям.

Рівняння для щільності теплового потоку від R404A до внутрішньої поверхні труби:

$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a \quad (4.18)$$

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі конденсовуваного у горизонтальній трубі R404A застосовуємо теоретичну формулу:

$$\alpha_a = 0,555 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot r \cdot \rho \cdot \lambda^3}{v \cdot \theta_a \cdot d_{\text{вн}}}} = 0,555 \cdot \sqrt[4]{r} \cdot \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho \cdot \lambda^3}{v}} \cdot d_{\text{вн}}^{-\frac{1}{4}} \cdot \theta_a^{-\frac{1}{4}} \quad (4.19)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $\theta_a = t_3 - t_{cm}$  – температурний напір між конденсованим R404a і внутрішньою стінкою труби.

З додатку по  $t_k = 45$  °C знаходимо:

$$\sqrt[4]{r} = 20,02; \quad \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho \cdot \lambda^3}{v}} = 72,3;$$

$$\alpha_a = 0,555 \cdot 20,02 \cdot 72,3 \cdot 0,0106^{-0,25} \cdot \theta_a^{-0,25} = 2504 \cdot \theta_a^{-0,25} \quad (4.20)$$

Щільність теплового потоку від агента до стінки труби:

$$q_a = 2504 \cdot \theta_a^{0,75} \quad (4.21)$$

Визначаємо щільність теплового потоку від агента до повітря. Будуємо у координатах  $q - \theta$  графіки рівнянь для  $q_B$  і  $q_a$  по даним таблиці 4.1

Таблиця 4.1

$\theta_a$	1	2	3	4	5	6	7
$q_a$	2504	4211,21	5707,89	7082,38	8372,63	9599,48	10776
$\theta_B$	1	2	3	4	5	6	7
$q_B$	1289	2578	3867	5156	6445	7734	9023

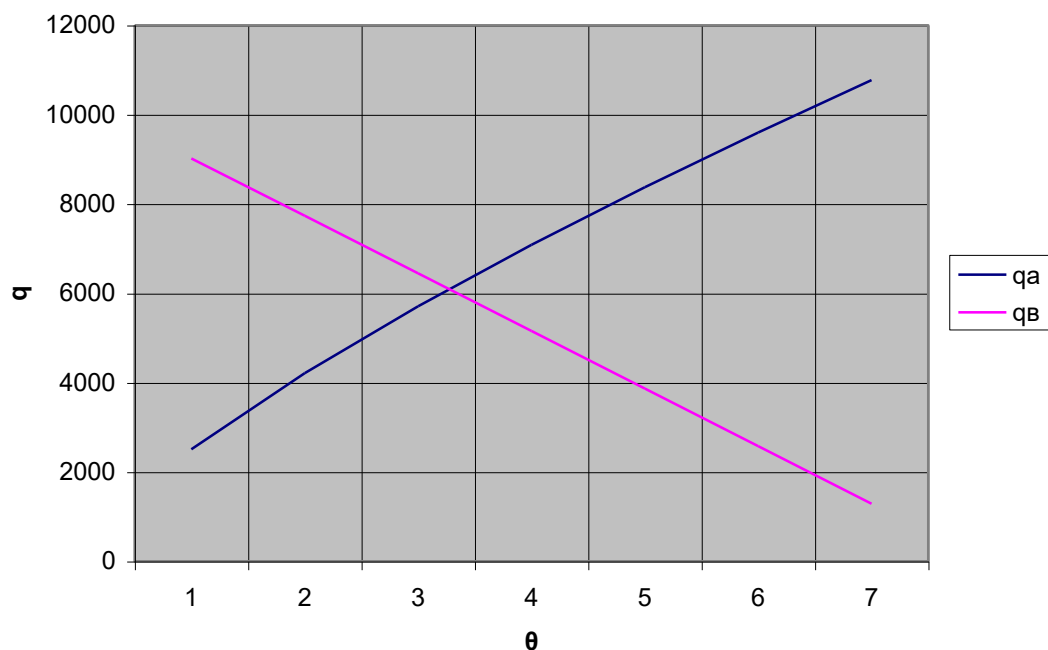


Рисунок 4.1 Визначення щільності теплового потоку

У точці їх перетину знаходимо значення:  $q_{BH} = 6010 \text{ Вт/м}^2$ ;  $\theta_a = 3,3^\circ\text{C}$ ;

$$\theta_{II} = \theta_m - 3,32 = 6,5 - 3,3 = 3,2^\circ\text{C} \quad (4.22)$$

Визначаємо коефіцієнти тепловіддачі агента і теплопередачі.

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_a = q_{BH} / \theta_a = 6010 / 3,3 = 1821 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \quad (4.23)$$

Коефіцієнт теплопередачі:

- віднесений до внутрішньої поверхні:

$$k_{BH} = q_{BH} / \theta_m = 6010 / 6,5 = 925 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (4.24)$$

- віднесений до зовнішньої поверхні:

$$k_3 = k_{BH} / \beta = 925 / 33,6 = 27,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (4.25)$$

Перевіряємо вірність виконаного графоаналітичного розрахунку:

$$\alpha_a = 2504 \cdot \theta_a^{-0,25} = 2504 \cdot 3,3^{-0,25} = 1858 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (4.26)$$

$$k_{BH} = \frac{1}{\frac{1}{1289} + \frac{0,0007}{380} + \frac{1}{1821}} = 854 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (4.27)$$

Визначаємо основні конструвальні характеристики конденсатора.

Площа зовнішньої поверхні конденсатора:

$$F_3 = \frac{Q_0}{q_{BH}} \cdot \beta = \frac{63220}{6010} \cdot 33,6 = 353 \text{ м}^2 \quad (4.28)$$

Загальна довжина труб в конденсаторі:

$$L = F_3 / F_{31} = 353 / 1,12 = 315 \text{ м} \quad (4.29)$$

Витрата повітря:

$$G_{II} = \frac{Q_k}{c_p^1 \cdot (t_{II2} - t_{II1})} = \frac{63220}{1036 \cdot (38 - 32)} = 10,2 \text{ кг/с} \quad (4.30)$$

Теплоємність вологого повітря:

$$c_p^1 = 1005 + 1,89 \cdot d = 1005 + 1,89 \cdot 16,2 = 1036 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

При  $t_{II} = 35,5^\circ\text{C}$  і  $\varphi = 0,63$ .

Площа «живого» перетину 1м довжини оребреної труби:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$f_{ж1} = \frac{(S_1 - d_0) \cdot (S_p - \delta)}{S_p} = \frac{(50 - 12) \cdot (2,1 - 0,3)}{2,1 \cdot 1000} = 0,033 \text{ м}^2 / \text{м} \quad (4.31)$$

Довжина труб в одному ряду:

$$l = L_x \cdot n_1 = 1,6 \cdot 32 = 51,2 \text{ м} \quad (4.32)$$

Приймаємо число рядів по ходу повітря  $z = 4$ .

Приймаємо число труб в одному ряду (по ходу повітря)  $n_1 = 32$ .

Приймаємо довжину однієї труби  $L_x = 1,6 \text{ м}$ .

Загальна кількість труб в конденсаторі:

$$N = 4 \cdot 32 = 128 \quad (4.33)$$

Їх компоновальна довжина:

$$L_K = 128 \cdot 1,6 = 204,8 \text{ м} \quad (4.34)$$

Розрахуємо втрати напору і витрату енергії на вентилятор.

Аеродинамічний опір повітряного конденсатора з пластинчатими ребрами:

$$\Delta p = 0,233 \cdot z \cdot (w \cdot p)^{1,8} \cdot \left( \frac{S}{S_p \cdot \delta} \right)^{0,42} = 0,223 \cdot 8 \cdot (5)^{1,8} \cdot \left( \frac{50}{2,1 \cdot 0,3} \right)^{0,42} = 203 \text{ Па} \quad (4.35)$$

Згідно проведеному розрахунку, спроектований конденсатор є аналогічним згідно своїх конструктивних і тепло передавальних характеристик конденсатору фірми Güntner марки 018/3 з площею теплопередавальної поверхні  $360 \text{ м}^2$ .

Підбираємо конденсатор для  $t_0 = -8 \text{ }^\circ\text{C}$

$$F_3 = \frac{Q_k}{q_{ВН}} \cdot \beta = \frac{73120}{6010} \cdot 33,6 = 409 \text{ м}^2 \quad (4.36)$$

По каталогам фірми Güntner підбираємо один конденсатор марки 018В/2х2 з площею тепло передавальної поверхні  $420 \text{ м}^2$ .

Таблиця 4.2 Технічні характеристики конденсаторів

Марка	018/3	018В/2х2
Площа тепло передавальної поверхні, $\text{м}^2$	360	420

Габаритні розміри, мм		
• довжина	1800	2400
• ширина	836	836
• висота	995	995
Умовний діаметр трубопроводу		
• вхід ХА	64,0	76,1
• вихід ХА	34,0	54,0
Об'єм трубного простору, л	58	115
Маса, кг	960	1485

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

## 5 РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ

Розрахунок трубопроводів виконується наступним чином: конструктивно задаємося діаметрами трубопроводів, перевіряємо швидкості у них і порівнюємо з рекомендованими значеннями.

Таблиця 5.1 Розрахунок для  $t_0 = -30\text{ }^\circ\text{C}$

Назва трубопроводу	$v_{\text{пару}},$ м <sup>3</sup> /кг	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$G_a,$ кг/с	$V,$ м <sup>3</sup> /с	$\omega,$ м/с	$d,$ м	$D_y,$ м
Всмоктувальний	0,109	–	0,187	0,0204	8,423	0,060	0,060
Нагнітальний	0,013	–	0,187		7,010	0,024	0,024
Рідинний на ресивер	–	1015	0,187	0,00018	0,736	0,018	0,018
Рідинний на ТРВ	–	1015	0,187	0,00018	0,736	0,018	0,018
Всмоктувальний колектор	0,109	–	0,373	0,041	11,979	0,068	0,068
Нагнітальний колектор	0,013	–	0,373	0,005	9,045	0,028	0,028

Таблиця 5.2 Розрахунок для  $t_0 = -8\text{ }^\circ\text{C}$

Назва трубопроводу	$v_{\text{пару}},$ м <sup>3</sup> /кг	$\rho,$ кг/м <sup>3</sup>	$G_a,$ кг/с	$V,$ м <sup>3</sup> /с	$\omega,$ м/с	$d,$ м	$D_y,$ м
Всмоктувальний	0,049	–	0,105	0,005	7,707	0,030	0,030
Нагнітальний	0,012	–	0,105		0,0013	9,136	0,014
Рідинний на ресивер	–	1030	0,105	0,0001	1,131	0,012	0,012
Рідинний на ТРВ	–	1030	0,105	0,0001	1,131	0,012	0,012
Всмоктувальний колектор	0,049	–	0,419	0,021	6,573	0,064	0,064
Нагнітальний колектор	0,012	–	0,419	0,005	13,366	0,022	0,022

										КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							43

## 6 ПІДБІР ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ

### 6.1 Вибір лінійного ресивера.

Лінійний ресивер призначений для схову рідкого холодильного агента і для безперервної подачі агента на терморегулюючий вентиль. Він являє собою сталюю посудину з одним входом і одним виходом, оснащеним запірним вентиляем. Підбір ресивера виконується по кількості рідкого холодильного агента у системі. При зливанні рідкого агента в ресивер з усієї системи він повинен бути заповненим на 80 %.

Визначаємо кількість рідкого агента у системі з  $t_0 = -30\text{ }^\circ\text{C}$

Кількість рідкого агента у конденсаторі.

При нормальних умовах експлуатації конденсатор заповнений на 10 %.

Об'єм агента в конденсаторі:

$$V_{az}^{конд} = L_{заг} \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot 10\% = 0,028 \cdot 0,1 = 0,0028 \text{ м}^3 \quad (6.1)$$

де  $L_{заг}$  – загальна довжина труб конденсатора;

$d_{вн}$  – внутрішній діаметр труби.

Кількість рідкого агента у повітроохолоджувачі.

При нормальних умовах експлуатації повітроохолоджувач заповнений на 30%.

Об'єм агента у повітроохолоджувачі:

$$V_{az}^{но} = L_{заг} \cdot \frac{\pi \cdot d_{вн}^2}{4} \cdot 30\% = 0,0166 \cdot 0,3 = 0,005 \text{ м}^3 \quad (6.2)$$

Об'єм агента у рідинних магістралях дорівнює  $V_{az}^{р.м.} = 0,001 \text{ м}^3$ .

Кількість рідкого агента у системі:

$$V_{az} = V_{az}^{конд} + V_{az}^{но} + V_{az}^{р.м.} = 0,0028 + 2 \cdot 0,005 + 0,001 = 0,0138 \text{ м}^3 \quad (6.3)$$

Об'єм ресивера:

$$V_{рес} = \frac{V_{az}}{0,8} = \frac{0,0138}{0,8} = 0,017 \text{ м}^3 \quad (6.4)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбираємо ресивер з ємністю  $V_{pec} = 0,018 \text{ м}^3 = 18$  літрів.

Вибираємо з каталогу фірми ALFA LAVAL горизонтальний ресивер.

Діаметр – 173 мм, довжина – 470 мм.

Визначаємо кількість рідкого агента у системі з  $t_0 = -8 \text{ }^\circ\text{C}$

Кількість рідкого агента у конденсаторі.

Об'єм агента в конденсаторі:

$$V_{ag}^{конд} = L_{заг} \cdot \frac{\pi \cdot d_{en}^2}{4} \cdot 10\% = 0,032 \cdot 0,1 = 0,0032 \text{ м}^3$$

Кількість рідкого агента у повітроохолоджувачі.

Об'єм агента у повітроохолоджувачі:

$$V_{ag}^{но} = V_{заг} \cdot 30\% = 0,025 \cdot 0,3 = 0,0075 \text{ м}^3$$

Об'єм агента у рідинних магістралях дорівнює  $V_{ag}^{p.m.} = 0,001 \text{ м}^3$ .

Кількість рідкого агента у системі:

$$V_{ag} = V_{ag}^{конд} + V_{ag}^{но} + V_{ag}^{p.m.} = 0,0032 + 0,0075 + 0,001 = 0,0117 \text{ м}^3$$

Об'єм ресивера:

$$V_{pec} = \frac{V_{ag}}{0,8} = \frac{0,0117}{0,8} = 0,0146 \text{ м}^3$$

Підбираємо ресивер з ємністю  $V_{pec} = 0,065 \text{ м}^3 = 65$  літрів.

Вибираємо з каталогу фірми ALFA LAVAL горизонтальний ресивер.

Діаметр – 273 мм, довжина – 1070 мм.

6.2 Вибір віддільника рідини.

Віддільники рідини призначені для уловлювання крапель рідини, які виносяться паром з випарника, і встановлюються на всмоктувальній лінії компресора. Відділення рідини від пари відбувається внаслідок різкої зміни величини і напрямку швидкості агента.

Підбір віддільника рідини виконаємо згідно зовнішнього діаметра апарату, виходячи з умови: швидкість пари у апараті не повинна перевищувати 0,5 м/с.

Вибираємо з каталогу фірми Gokceler по діаметру пацівків:

- для  $t_0 = -30 \text{ }^\circ\text{C}$  один віддільник рідини LTG70/80;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для  $t_0 = -8\text{ }^\circ\text{C}$  три віддільника рідини LTG70/80.

### 6.3 Вибір масловіддільника.

Масловіддільник призначений для уловлювання масла, яке виноситься агентом з компресору у вигляді крапель чи пари.

Підбір масловіддільника виконаємо по діаметру нагнітального колектора:

- для  $t_0 = -30\text{ }^\circ\text{C}$  масловіддільник YAG2-54;
- для  $t_0 = -8\text{ }^\circ\text{C}$  масловіддільник YAG2-54.

### 6.4 Вибір терморегулюючого вентиля (ТРВ).

ТРВ призначений для автоматичної подачі холодильного агента у випарник у залежності від перегріву вихідної пари з випарника і тиску у випарнику. Вибір ТРВ виконується по каталогу виготовлювача з урахуванням температури кипіння і навантаження.

Вибираємо з каталогу фірми Danfos ТРВ:

- для  $t_0 = -30\text{ }^\circ\text{C}$  TEX 5-7.5 1 шт.;
- для  $t_0 = -8\text{ }^\circ\text{C}$  TEX 5-4.5 1 шт. и TX2/TEX 2-3.0 2 шт.

### 6.5 Вибір фільтра-осушувача.

Фільтр-осушувач забезпечує чистоту та відсутність вологи в середині установки, що є необхідною умовою її функціонування. Фільтр-осушувач встановлюється на рідинній магістралі, де його головною функцією є захист ТРВ. Вибір фільтра-осушувача визначається продуктивністю холодильного агрегату і приєднувальними розмірами. Вибираємо фільтр-осушувач з каталогу фірми DANFOSS:

- для  $t_0 = -35\text{ }^\circ\text{C}$  фільтр-осушувач FKBG 967;
- для  $t_0 = -12\text{ }^\circ\text{C}$  фільтр-осушувач FKBG 969.

### 7.6. Вибір соленоїдного вентиля.

Вибираємо з каталогу фірми Danfos соленоїдні вентиля:

- для  $t_0 = -30\text{ }^\circ\text{C}$  ERV20 2шт.
- для  $t_0 = -8\text{ }^\circ\text{C}$  ERV26 7шт.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7 Дослідження роботи мультисистеми при змінах теплового навантаження

Мультисистема, або компресорна станція використовується в випадку, коли змінюються теплові навантаження, що надходять в холодильні камери. Це, як правило в основному зовнішні тепло припливи та тепло припливи від продуктів, що надходять в холодильні камери. Як правило мультисистема включає декілька компресорів, розміщених на одній рамі.

У випадку збільшення теплового навантаження кількість працюючих компресорів збільшується і навпаки при зменшенні теплового навантаження кількість працюючих компресорів зменшується.

Вхідні параметри:

1. Зовнішня температура  $t_3$  °С, теплопритік в холодильну камеру  $Q_{\text{кам}}$ , який в основному складається з теплопритоків через огороження  $Q_1$  та поступаючих продуктів  $Q_2$

2. Теплопроходимість огорожувальних конструкцій ( $k_{\text{ог}} F_{\text{ог}}$ )

3. Теплопроходимість випарника ( $k_{\text{и}} F_{\text{и}}$ )

4. Характеристика компресора – залежність холодовидатності компресора  $Q_{\text{км}}$  від температури кипіння  $t_0$

$$Q_{\text{км}} = f(t_0)$$

Потрібно визначити температуру в холодильній камері  $t_{\text{в}}$

Аналітично цю температуру можливо знайти з теплового балансу камери:

а)  $Q_{\text{кам}} = Q_{\text{и}}; k_{\text{ог}} F_{\text{ог}}(t_3 - t_{\text{в}}) + M_{\text{гр}} c_{\text{гр}}(t_{\text{гр}} - t_{\text{в}}) = k_{\text{и}} F_{\text{и}}(t_{\text{в}} - t_0)$

б)  $Q_{\text{и}} = Q_{\text{км}}; k_{\text{и}} F_{\text{и}}(t_{\text{в}} - t_0) = f(t_0)$

де  $M_{\text{гр}}$  - кількість поступання грузу, кг/с;

$c_{\text{гр}}$  - середня питома теплоємність грузу, кДж/(кг К)

$t_{\text{гр}}$  - температура поступаючого грузу, °С

Мультисистема влючає чотири компресори: Один резервний, працюють інші три при максимальному тепловому навантаженні; два компресори при

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

середньому тепловому навантаженні; один при мінімальному тепловому навантаженні.

Для проведення досліджень скористуємося графоаналітичним методом Кантаровича. Використовуючі вище приведені формули, ми отримали наступні графіки.

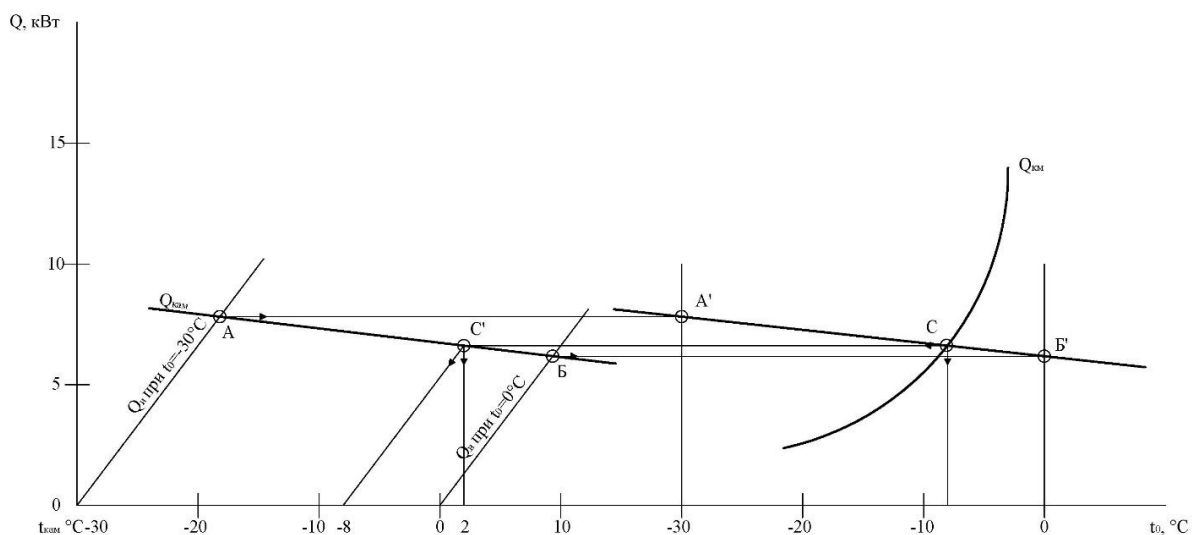


Рис 7.1. Середнє теплове навантаження

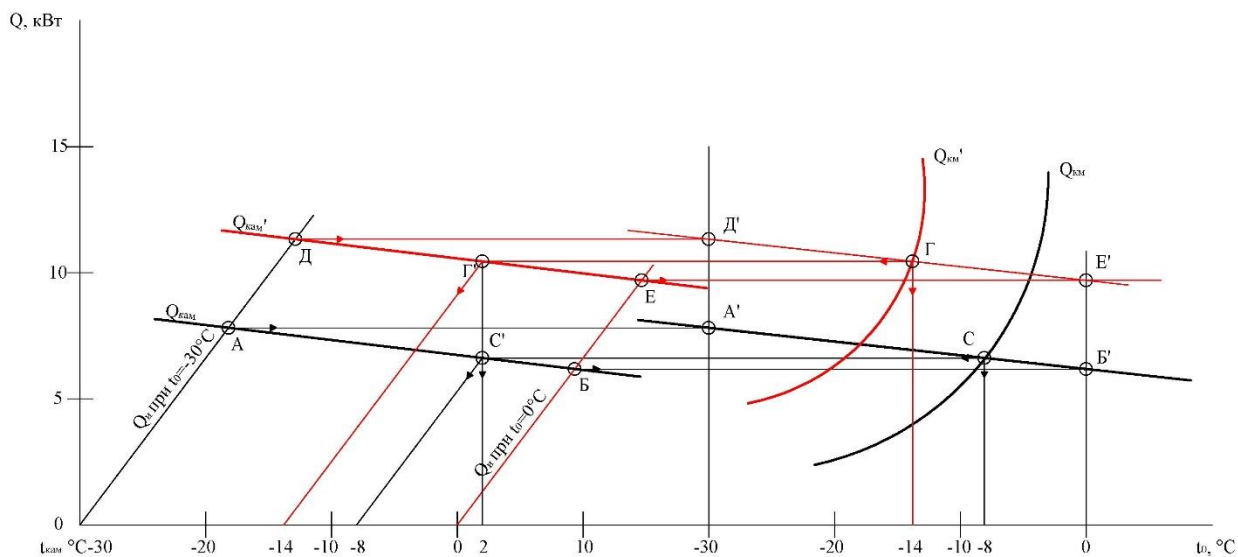


Рис 7.2. Максимальне теплове навантаження

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7

Арк.

60

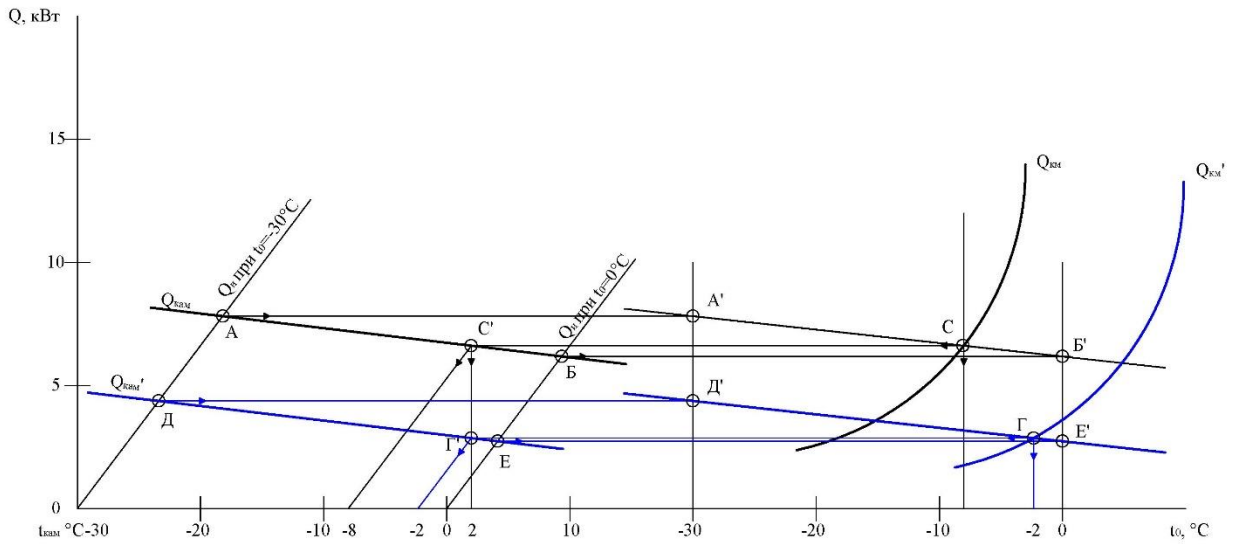


Рис 7.3. Мінімальне теплове навантаження

Основну увагу було зроблено на те, щоб підтримувати задану технологіями температуру в холодильній камері. Як видно з графіків при максимальному тепловому навантаженні  $Q_{\text{кам}}$  працюють три компресори (рис 7.2) при мінімальному тепловому навантаженні  $Q_{\text{кам}}$  працює один компресор (рис 7.3).

Таким чином, мультисистема дозволяє реагувати на зміну теплового навантаження, та забезпечити задану технологіями температуру в холодильній камері.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 8 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

Сучасний ринок харчових виробів, що характеризується високим рівнем конкуренції, змушує підприємства оперативно реагувати на зміну попиту, підкорятися його потребам. Необхідність реалізації пов'язаних з цим проблем зобов'язала вирішувати комплекс завдань, найважливішим з яких є забезпечення конкурентоспроможності.

Конкурентоспроможність підприємства, як правило, показує його пристосованість на ринку протягом тривалого періоду, а конкурентоспроможність продукції – його можливість змагатися на ринку в певний проміжок часу. Конкурентоздатне підприємство в змозі не лише випускати вироби, які по характеристиках якості і ціні перевершують продукцію суперників, але і протистояти аналогічним товаровиробникам з позиції фінансово-економічних показників, іміджу і т.д.

Основні переваги харчових продуктів в порівнянні з конкурентами:

- висока якість пропонованої продукції, а також її різноманіття і оригінальність;
- передбачена швидка реалізація по Одеській області;
- пропозиція харчових продуктів за цінами нижчих за конкурентів, а також гнучку систему знижок для крупнооптових покупців.

*Визначення мети і результатів проекту.*

Мета проекту:

Розробити автоматизовану і надійну систему холодопостачання, метою якої є збереження смаку і якості харчових продуктів.

Результати проекту:

Створення системи холодопостачання, яка забезпечить дешевше і надійніше збереження харчових продуктів складу.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

*Розрахунок собівартості одиниці холоду.*

Таблиця 8.1 Вихідні дані

№	Показники	Найменування, кількість
1	Найменування об'єкту	Холодильний логістично-складський комплекс
2	Площа холодильних камер, м <sup>2</sup>	648
3	Система охолодження	Безпосередня
4	Холодоагент	R404A
5	Місткість холодильника, т	600
6	Марка масла	Синтетичне
7	Степень автоматизації	Повна
8	Кількість змін роботи	2
9	Заправлення маслом одного компресора, кг	7,7

Таблиця 8.2 Технічна характеристика устаткування

№	Перелік устаткування	Тип, марка	Кількість	Розрахункова холодовидатність (загальна), кВт	t <sub>0</sub> , С	Номінальна потужність е/д (загальна), кВт
1	Компресор	Z25 106Y	2	36,18	-30	37,42
2	–	Q4-24.1Y	4	46,93	-8	36,25
3	Конденсатор	018/3	1	–	–	9
4	–	018B/2x2	1	–	–	12
5	Повітроохолоджувач	066D/210/8 P	2	–	–	11,8
6	–	S-AGHN 045.2H/2 10- ANW/12P. E	2	–	–	10,2

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7	–	S-AGHN 050.2H/1 12- ANS/14P.E	4	–	–	5,1
8	Ресивер	18л	1	–	–	–
9	–	65л	1	–	–	–
10	Масловіддільник	YAG2–54	2	–	–	–
11	Віддільник рідини	LTG70/80	2	–	–	–

*Розрахунок капітальних вкладень.*

Вартість придбаної будівлі під супермаркет складає 1000000 грн.

Загальна вартість капіталовкладень на будівлю і оснащення компресорного цеху:

$$K_B = C_{\text{буд}} + C^{\text{заг}} \quad (8.1)$$

$$K_B = 1000000 + 607363,9 = 1607363,9 \text{ грн.}$$

де  $C^{\text{заг}}$  – загальна вартість оснащення, грн.

Таблиця 8.3 Розрахунки по собівартості устаткування

№	Найменування устаткування	Тип, марка	Кількість	Ціна за одиницю, грн	Сумарна вартість
1	Компресор	Z25 106Y	2	53530	107060
2	–	Q4-24.1Y	4	50000	200000
3	Конденсатор	018/3	1	8500	8500
4	–	018B/2x2	1	11500	11500
5	Повітроохолоджувач	066D/210/8 P	2	12710	25420
6	–	S-AGHN 045.2H/2	2	14100	28200

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

		10- ANW/12P.E			
7	–	S-AGHN 050.2H/1 12- ANS/14P.E	4	9050	36200
8	Ресивер	18л	1	1500	1500
9	–	65л	1	2350	2350
10	Масловіддільник	YAG2–54	2	1250	2500
11	Віддільник рідини	LTG70/80	2	750	1500
14	Сумарна вартість устаткування	–	–	–	424730
15	Вартість іншого устаткування 10%	–	–	–	42473
16	Розрахункова вартість устаткування	–	–	–	467203
17	Витрати на пакування, транспортування(15–20%)	–	–	–	70080,45
18	Витрати на монтаж (12– 20%)	–	–	–	70080,45
19	Загальна вартість устаткування С <sup>заг</sup>	–	–	–	607363,9

*Розрахунок цехових витрат.*

Розрахунок кількості виробленого холоду:

$$Q_{ст} = Q_0 \cdot K_{шт} \cdot K_{п} \cdot 19440 \quad (8.2)$$

$$Q_{ст-30} = 36,18 \cdot 2,3 \cdot 19440 = 1617680,1$$

$$Q_{ст-8} = 46,93 \cdot 0,85 \cdot 19440 = 775471,32$$

$$Q_{ст.заг} = 2393151,4 \text{ тис. кДж}$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

де  $Q_0$  – розрахункова погодинна холодовидатність одного компресора, кВт;

$K_{шт}$  – кількість компресорів однієї холодовидатності, шт.;

$K_{п}$  – коефіцієнт з робочих умов в стандарті.

*Розрахунок витрат на допоміжні матеріали.*

У витрати на допоміжні матеріали включаються витрати на холодоагент, змащувальне масло і сіль.

Розрахунок потреби в холодоагенті:

$$G_x = A \cdot \Sigma Q_0 \cdot k_p / 1000 \quad (8.3)$$

$$G_x = 2,8 \cdot 83,11 \cdot 1,2 / 1000$$

$$G_x = 0,279 \text{ т}$$

де  $A$  – витрата фреона на 1 кВт холодовидатності, кг;

$\Sigma Q_0$  – сумарна погодинна холодовидатність компресорів, кВт;

$k_p$  – коефіцієнт витрати холодоагента при ремонтних роботах ( $k_p = 1,2$ ).

Розрахунок витрати на холодоагент:

$$C_x = G_x \cdot Z_x \cdot K_T \quad (8.4)$$

$$C_x = 0,279 \cdot 180000 \cdot 1,04 = 52228,8 \text{ грн.}$$

де  $Z_x$  – ціна 1 т. холодоагента, грн;

$K_T$  – коефіцієнт транспортних витрат ( $K_T = 1,04$ ).

Розрахунок потреб в змащувальному маслі:

$$G_M = \Sigma (m_i \cdot K_{шти} \cdot n_i) \cdot k_p / 1000 \quad (8.5)$$

$$G_M = (7,7 \cdot 2 + 7,7 \cdot 4) \cdot 1,3 / 1000 = 0,06 \text{ т}$$

де  $m_i$  – витрата масла на поповнення системи на один компресор;

$K_{шти}$  – кількість компресорів однієї з відповідною витратою масла, шт.;

$n_i$  – кількість разів заміни масла в рік;

$k_p$  – коефіцієнт витрат масла на ремонтних роботах ( $k_p = 1,3$ ).

Розрахунок витрат на змащувальне масло:

$$C_M = G_M \cdot Z_M \cdot K_T \quad (8.6)$$

$$C_M = 0,06 \cdot 149000 \cdot 1,04 = 9297,6 \text{ грн.}$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $Z_M$  – ціна 1 т. масла, грн.

Таблиця 8.4 Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Статті витрат	Умовні позначення	Сума, грн.
Заправлення холодоагентом	$C_x$	52228,8
Змащувальні масла	$C_m$	9297,6
Разом:	–	61526,4
Інші витрати (5%)	–	3076,32
Загалом:	–	64602,72

*Розрахунок витрат на силову електроенергію.*

Річне вживання електроенергії:

$$W = W_h \cdot K_{уст} \cdot K_{i.уст} \cdot \tau_{річ} \text{ кВт/Г (8.7)}$$

де  $W_h$  – номінальна потужність, кВт;

$K_{уст}$  – кількість устаткування цього виду оснащення, шт.;

$\tau_{річ}$  – річний час роботи оснащення, годин.

Розрахунок заносимо у таблицю 8.7.

Таблиця 8.5 Розрахунок вживання силової електроенергії

№	Споживачі електроенергії	Тип, марка	Номін. потужн-ь (загальна), кВт	Коефіцієнт використання устаткування	Кількість	Фонд робочого часу	Загальна потреба в електроенергії
1	Компресор	Z25 106Y	37,42	0,85	2	5400	171758
2	–	Q4-24.1Y	36,25	0,85	4	5400	166388
3	Конденсатор	018/3	9	0,8	1	3000	21600
4	–	018B/2x2	12	0,8	1	3000	28800
5	Повітроохолоджувач	066D/210 /8P	11,8	0,8	2	3000	56640

6	–	S-AGHN 045.2H/2 10- ANW/12 P.E	10,2	0,8	2	3000	48960
7	–	S- AGHN 050.2H/1 12- ANS/14P. E	5,1	0,8	4	3000	48960
Загалом:							543106

Витрати на силову електроенергію:

$$C_w = W_3 \cdot Z_w \quad (8.8)$$

$$C_w = 543106 \cdot 1,8 = 977590,8 \text{ грн.}$$

де  $Z_w$  – середня ціна за 1 кВт/год. електроенергії, грн.

*Розрахунок річного фонду заробітної платні виробничого персоналу.*

Чисельність машиністів і слюсарів в цілому для холодильної установки:

$$Ч_{заг} = Ч_{бр} \cdot \Sigma Ч_i \quad (8.9)$$

$$Ч_{заг} = 1 \cdot 2 = 2 \text{ чол.}$$

де  $Ч_i$  – нормативна чисельність по кожній групі холодильних компресорів, які диференційовані по холодовидатності;

$Ч_{бр}$  – число бригад при однозмінній роботі.

Нормативи чисельності по кожній групі розраховуються за формулою:

$$Ч_i = Ч_n \cdot K_i \cdot K_{бі}, \text{ чол.} \quad (8.10)$$

де  $Ч_n$  – норматив чисельності на один компресор;

$K_i$  – кількість компресорів цієї групи, шт;

								Арк.
								56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7			

$K_{6i}$  – поправковий коефіцієнт зниження нормативів чисельності компресорів в групі.

Розрахунки заносимо в таблицю 8.6.

Таблиця 8.6 Розрахунок нормативної чисельності машиністів

Холодовидатність компресора, кВт	Виконання	Холодильний агент	Степінь автоматизації	Нормативна чисельність на один компресор		Кількість компресорів, шт	Поправковий коефіцієнт	Розрахункова чисельність	
				М	С			М	С
36,18	Беззацільниковий	R404A	Повна	0,78	0,217	1	1	0,78	0,78
46,93	Беззацільниковий	R404A	Повна	0,78	0,217	1	1	0,217	0,217
							Разом:	2	

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу:

$$T_{\phi} = T_c \cdot E_{\phi} \cdot K \text{ грн. (8.11)}$$

де  $T_c$  – годинна тарифна ставка, грн.;

$E_{\phi}$  – ефективний фонд робочого часу, годин;

$K$  – кількість людей даного розряду.

Основні фонди заробітної платні:

$$O_{\phi} = T_{\phi} + \Sigma D \text{ грн. (8.12)}$$

де  $T_{\phi}$  – тарифний фонд зарплатні, грн.;

$\Sigma D$  – сума усіх доплат, грн.;

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

$$D_{\phi} = (T_{\phi} \cdot d) / 100 \text{ грн. (8.13)}$$

де  $d$  – відсоток додаткового фонду.

Річний фонд розраховується за формулою:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\phi} = O_{\phi} + D_{\phi} \text{ грн. (8.14)}$$

Відрахування до річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$B_c = (P_{\phi} \cdot p) / 100 \text{ грн. (8.15)}$$

де  $p$  – відсоток відрахувань від річного фонду.

Таблиця 8.6 Розрахунок річного фонду заробітної платні виробничого персоналу

Професія	Розряд	Чисельність	Ефективний фонд робочого часу	Погодинна тарифна ставка, грн	Тарифний фонд зарплатні, грн	Доплати, грн.					
						%	грн.	За відпустку 7%	За державні обов'язки 1%	За інше 0,5%	За нічний час 25%
Машиніст	6	1	1808	3,45	6237,6	27	1684	–	–	–	–
Слюсар	5	1	1808	3,07	5550,6	24	1332	–	–	–	–
Разом:					11788,2		3016	825,2	117,88	59	2947

Продовження таблиці 8.7

Основний фонд зарплатні, грн	Додатковий фонд 8,5%, грн	Річний фонд, грн	Відрахування, грн.			Усього відраховано, грн.
			У фонд соц. страхув. 32%	У фонд соц. відрах. 4%	У фонд зайнятості 1,5%	
–	–	–	–	–	–	–
–	–	–	–	88	–	–
18753,28	1594	20347	6511	813,19	305,2	7629,4

*Розрахунок річного фонду заробітної плати персоналу.*

Тарифний фонд заробітної плати цехового персоналу розраховується по

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

формулі:

$$T_{\phi} = T \cdot t \cdot n \text{ грн. (8.16)}$$

де  $T$  – встановлений місячний оклад, грн.;

$n$  – кількість робітників, які мають цей оклад;

$t$  – період роботи, місяців.

Таблиця 8.8 Розрахунок річного фонду заробітної плати персоналу

Професія	Чисельність	Ефективний фонд робочого часу, місяців	Місячний оклад, грн.	Тарифний фонд зарплатні, грн	Доплати, грн.			Основний фонд зарплатні, грн
					За відпустку 7%	За державні обов'язки 1%	За інше 0,5%	
Керівник проекту	1	11	810	8910	–	–	–	–
Проектувальник	1	11	650	7150	–	–	–	–
Електрик	2	11	500	11000	–	–	–	–
Разом:	–	–	–	27060	1894	270,6	135,3	29359,9

Продовження таблиці 8.8

Додатковий фонд 8,5%, грн	Річний фонд, грн	Відрахування, грн.			Усього відраховано, грн.
		У фонд соц. страх. 32%	У фонд соц. відрах. 4%	У фонд зайнятості 1,5%	
–	–	–	–	–	–
–	–	–	–	–	–
–	–	–	–	–	–
2495,6	31855,5	10193,7	1274,2	477,8	11945,7

*Розрахунок суми амортизації оснащення і будівлі компресорного цеху.*

Сума амортизації:

									Арк.
									59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7				

$$A_{\text{заг}} = A_{\text{уст}} + A_{\text{буд}} \quad (8.17)$$

$$A_{\text{заг}} = 127546,4 + 35000 = 162546,4 \text{ грн.}$$

де  $A_{\text{заг}}$  – сума амортизації устаткування, грн.;

$A_{\text{буд}}$  – сума амортизації будівлі компресорного цеху, грн.

Сума амортизації устаткування:

$$A_{\text{уст}} = C_{\text{заг}} \cdot N_{\text{уст}} / 100 \quad (8.18)$$

$$A_{\text{уст}} = 607363,9 \cdot 0,21 = 127546,4 \text{ грн.}$$

де  $C_{\text{заг}}$  – загальна вартість оснащення, грн.;

$N_{\text{уст}}$  – норма амортизаційних відрахувань оснащення.

Сума амортизації будівлі:

$$A_{\text{буд}} = C_{\text{буд}} \cdot N_{\text{буд}} / 100 \quad (8.19)$$

$$A_{\text{буд}} = 1000000 \cdot 0,035 = 35000 \text{ грн.}$$

де  $C_{\text{буд}}$  – загальна вартість будівлі, грн.;

$N_{\text{буд}}$  – норма амортизаційних відрахувань будівлі.

Витрати на поточний ремонт:

$$T_{\text{оф}} = A_{\text{заг}} \cdot 0,5 \quad (8.20)$$

$$T_{\text{оф}} = 162546,4 \cdot 0,5 = 81273,2 \text{ грн}$$

*Розрахунок витрат по охороні праці.*

Витрати по охороні праці:

$$C_{\text{ох.пр}} = V_{\text{ох.пр}} \cdot Ч_{\text{пвп}} \quad (8.21)$$

$$C_{\text{ох.пр}} = 350 \cdot 6 = 2100 \text{ грн.}$$

де  $V_{\text{ох.пр}}$  – витрати на охорону праці на одного робітника промислово-виробничого персоналу, грн.;

$Ч_{\text{пвп}}$  – чисельність промислово-виробничого персоналу, чол.

*Витрати на утримання устаткування.*

$$C_{\text{у.уст}} = (C_{\text{уст}}^{\text{заг}} \cdot 1,5) / 100 \quad (8.22)$$

$$C_{\text{у.уст}} = (607363,9 \cdot 1,5) / 100 = 9110,5 \text{ грн.}$$

*Розрахунок витрат на утримання будівлі компресорного цеху.*

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрати на утримання будівлі компресорного цеху включають витрати на паливо, енергію і воду і на господарчо-побутові цілі.

Річна потреба палива на опалювання будинку:

$$G_t = (T \cdot V \cdot t) / (k_t \cdot 1000 \cdot j_k) \quad (8.23)$$

$$G_t = (17 \cdot 164,8 \cdot 4000) / (29400 \cdot 1000 \cdot 0,75) = 0,51 \text{ т.}$$

де  $T$  – нормативні витрати тепла на 1 г будівлі компресорного цеху, ккал/год;

$V$  – об'єм будівлі компресорного цеху, м<sup>3</sup>;

$t$  – час опалювального сезону, годин;

$k_t$  – теплоутворювальна можливість умовного палива, ккал;

$j_k$  – К.К.Д. котельної.

Річна потреба умовного палива на підігрівання води на господарсько-побутові потреби.

$$G_g = (g \cdot N \cdot Ч_{\text{ппп}}) / 1000 \quad (8.24)$$

$$G_g = (0,5 \cdot 251 \cdot 6) / 1000 = 0,753 \text{ т.}$$

де  $g$  – нормативні витрати умовного палива на одне миття, кг,

$N$  – кількість миття у рік;

$Ч_{\text{ппп}}$  – чисельність промислово-виробничого персоналу, чол.

Загальні витрати палива:

$$G_{\text{заг}} = G_t + G_g \quad (8.25)$$

$$G_{\text{заг}} = 0,51 + 0,753 = 1,263 \text{ т}$$

Витрати на паливо:

$$C_T = G_{\text{заг}} \cdot Z_T \cdot 1,04 \quad (8.26)$$

$$C_T = 1,263 \cdot 400 \cdot 1,04 = 525,41 \text{ грн.}$$

де  $Z_T$  – ціна 1 т умовного палива, грн.;

1,04 – коефіцієнт, враховуючий транспортні витрати.

Річна потреба в електроенергії для освітлення будівлі компресорного цеху:

$$Q_w = (q_w \cdot S \cdot T_{\text{осв}}) / 1000 \quad (8.27)$$

$$Q_w = (11 \cdot 47,09 \cdot 800) / 1000 = 414,4 \text{ кВт/год}$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $q_w$  – нормативні витрати електроенергії на 1 м<sup>2</sup> площі компресорного цеху, кВт/г;

$S$  – площа компресорного цеху, м<sup>2</sup>;

$T_{осв}$  – час освітлення, годин.

Витрати на освітлення компресорного цеху:

$$C_{осв} = Q_w \cdot Z_w \quad (8.28)$$

$$C_{осв} = 414,4 \cdot 1,8 = 745,92 \text{ грн.}$$

де  $Q_w$  – розрахункова потреба в електроенергії на освітлення, кВт;

$Z_w$  – ціна за 1 кВт/год. електроенергії, грн.

Таблиця 8.9

№	Найменування	Відповідний дійсності фонд робочого часу, днів	Норма витрати води 1 г за добу, м <sup>3</sup>	Чисельність персоналу, чоловік	Загальна річна витрата води, м <sup>3</sup>
1	Господарсько- побутові цілі	251	0,25	6	376,5
2	Душова	251	0,04	6	60,24
Загалом:					436,74

*Витрати на воду для господарсько-побутових цілей:*

$$C_{вв} = Q_{вв} \cdot Z_{вв} \quad (8.29)$$

$$C_{вв} = 436,74 \cdot 10,8 = 4716,79 \text{ грн.}$$

де  $Q_{вв}$  – річні витрати води на господарсько-побутові цілі, м<sup>3</sup>;

$Z_{вв}$  – ціна на 1 м<sup>3</sup> водопровідної води, грн.

Таблиця 8.10 Зведений розрахунок витрат на утримання будівлі цеху

№	Найменування витрат	Умовне позначення	Кошти, грн
1	Витрати на паливо	$C_{п}$	525,41
2	Витрати на освітлення	$C_{осв}$	745,92

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

3	Витрати на воду для господарсько-побутових цілей	$C_{\text{вв}}$	4716,79
		Загалом( $C_{\text{утр.буд.}}$ ):	5988,12

Розраховуються витрати на утримання будівлі і оснащення цеху за формулою:

$$C_{\text{буд}} = C_{\text{с.уст}} + C_{\text{утр.буд}} \quad (8.30)$$

$$C_{\text{буд}} = 9110,5 + 2732,08 = 11842,58 \text{ грн.}$$

*Розрахунок витрат на знос малоцінного і швидкозносного інвентаря по реалізації і винахідництву.*

Витрати на знос:

$$C_{\text{зн.}} = A_{\text{уст}} \cdot 0,1 \quad (8.31)$$

$$C_{\text{зн.}} = 127546,4 \cdot 0,1 = 12754,64 \text{ грн.}$$

Загальний розмір витрат по реалізації і винахідництву приймаємо в розмірі від 1000 до 5000 грн.

*Розрахунок цехових витрат компресорного цеху.*

Для розрахунку цехових витрат компресорного цеху складаємо кошторис, який заносимо в таблицю.

Таблиця 8.11

№	Статті витрат	Сумма, грн.
1	Заробітна плата цехового персоналу	31855,5
2	Відрахування від зарплати цехового персоналу	11945,7
3	Амортизація будівлі і оснащення	162546,4
4	Поточний ремонт будівлі і оснащення	81273,2
5	Охорона праці	2100
6	Знос малоцінного і швидкозносного інвентаря	12754,64
7	Утримання будівлі і устаткування	11842,58
8	Раціоналізація і винахідництво	3000
9	Інші витрати (0,5 %)	1590
	Разом витрат:	318908

*Розрахунок собівартості одиниці (1000 кдж) холоду.*

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Для розрахунку собівартості одиниці холоду необхідно розрахувати калькуляції цехової собівартості 1000 кДж холоду.

Собівартість одиниці холоду розраховується за формулою:

$$C_{\text{св.заг.}} = C_{\text{св}} / Q_{\text{св}} \quad (8.32)$$

де  $C_{\text{св}}$  – цехова собівартість, грн.

Розділивши витрати по кожній статті витрат на річну виробку холоду в стандартних умовах, отримаємо собівартість одиниці холоду по кожному виду витрат.

Таблиця 8.12 Розрахунок собівартості одиниці холоду

№	Статті витрат	Сума витрат, грн.	
		На річне вироблення	На одиницю холоду, грн.
1	Допоміжні матеріали	64602,72	0,027
2	Зарплата виробничих працівників	20347	0,0085
3	Відрахування від зарплати	7629,4	0,0032
4	Електроенергія силова	977590,8	0,4085
5	Цехові витрати	318908	0,1333
	Разом цехова собівартість ( $C_{\text{св}}$ )	1389077,92	≈ 0,58

*Розрахунок економічної ефективності проекту.*

Розрахунок економічної ефективності дозволяє надати техніко-економічну ефективність наданого варіанту. За базу для порівняння приймаємо типовий проект. Основним показником є коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень:

$$E = 1 / T \quad (8.33)$$

$$E = 1 / 1,66 = 0,60$$

де  $T$  – термін окупності капітальних вкладень, років.

$$T = (K_2 - K_1) / (C_1 - C_2) \quad (8.34)$$

$$T = 1,66 \text{ років}$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $K_1$  – капітальні вкладення по порівнюваному варіанту, які скоректований на річну холодовидатність варіанту, який пропонується, грн.

$$K_1 = Q_{\text{св.заг.}} \cdot K_{\text{пит}}, (K_{\text{пит}} = 0,011 \text{ грн.} / 1000 \text{ кДж}).$$

$$K_1 = 2393151,4 \cdot 0,011 = 26325 \text{ грн.}$$

$K_2$  – капітальні вкладення по варіанту, який пропонується, грн.

$C_1$  – річні витрати на виробництво холоду по компресорному цеху по порівнюваному (базовому) варіанту, які скоректовані на річну холодовидатність варіанту, який пропонується, грн.

$$C_1 = Q_{\text{св.заг.}} \cdot C_{\text{пит}}, (C_{\text{пит}} = 0,09 \text{ грн.} - \text{виробнича}, C_{\text{пит}} = 0,2 \text{ грн.} - \text{розподільна})$$

$$C_1 = 2393151,4 \cdot 0,2 = 478630,28 \text{ грн.}$$

$C_2$  – річні витрати на виробництво холоду по компресорному цеху по варіанту, який пропонується, грн.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 9 ОХОРОНА ПРАЦІ

У моєму проекті застосовується зеотропна суміш R125/R143a/R134a із співвідношенням масових часток компонентів 44/52/4. Температурний глайд менше 0,5 К. R404A спочатку використовували в новому устаткуванні, розрахованому на низькі і середні температури кипіння. В даний час R404A застосовують як заміник R502 при ретрофіті систем. При цьому необхідна заміна мінерального масла на полієфірне і фільтри-осушувачі. Компонентом R404A служить R143a, який в чистому вигляді стає горючим при тиску  $1 \cdot 10^5$  Па і температурі 177 °С і в суміші з повітрям – при об'ємній долі 60 %. При низьких температурах для виникнення горючості потрібні високі тиски. Тому R404A також не слід змішувати з повітрям або користуватися і допускати присутність високих концентрацій повітря з тиском вище атмосферного або при високих температурах. Кількість продуктів розкладання різко зростає з підвищенням температури. Продукти розкладання не мають запаху і кольору, що збільшує небезпеку отруєння. Симптоми отруєння при вдиханні повітря з високою концентрацією хладонових продуктів і їх розкладання виявляються через 30-60 хвилин. З'являються головний біль, слабкість, почастішання пульсу і дихання, можуть спостерігатися нудота і блювота. При роботі з холодоагентом рекомендується застосовувати захисні рукавички і окуляри. Необхідна примусова вентиляція приміщення.

Апарати хладонових холодильних установок розміщені в приміщеннях заввишки 4,8 м.

У одному приміщенні з хладоновими установками забороняється розміщувати апарати і прилади з відкритим полум'ям або з нагрітими зовнішніми поверхнями, температура яких перевищує 350 °С. Двері приміщення повинні виходити назовні будівлі або в коридор (вестибюль), відокремлений дверима від інших приміщень і відкриватися у бік виходу.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розміщенні холодильного устаткування забезпечують:

- зручність монтажу, обслуговування і ремонт його елементів;
- компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для її установки і протяжність трубопроводів;
- можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування;
- дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

Для хладонових холодильних установок передбачають:

- ширину основного проходу не менше 1,2 м;
- ширину проходу між виступними частинами машин не менше 1 м.

Допускається установка апаратів біля перегородок без наявності проходів у випадку, якщо немає необхідності обслуговування апаратів з боку перегородки. Між ізольованими апаратами і перегородкою слід залишати відстань, необхідну для установки теплової ізоляції.

Всі посудини, що працюють під тиском, до їх пуску в роботу мають бути зареєстровані в органах Держтехнагляду і відповідати розробленим Правилам пристрою і безпечної експлуатації посудин, працюючих – технічному огляду (внутрішній огляд і гідравлічне випробування) до пуску в роботу, періодично і достроково.

Посудини, на які поширюються дії Правил, повинні піддаватися технічним оглядам: внутрішньому огляду і гідравлічним випробуванням (дня знов встановлених судин перед пуском в роботу), внутрішньому огляду в процесі експлуатації – не рідше за один раз в 2 роки, гідравлічним випробуванням один раз в 8 років.

На посудини, що знаходяться в експлуатації, наносять фарбою (або прикріплюють табличку) наступні дані: реєстраційний номер, дозволений тиск, дата (місяць і рік) наступного внутрішнього огляду і гідравлічного випробування.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Роботи по проведенню огляду відносять до особливо небезпечних, оскільки при розтині апарату перед внутрішнім оглядом може статися витік холодоагента, а при пневматичному випробуванні – розрив апарату. Перед проведенням огляду начальник цеху оформляє наряд-допуск, в якому вказує заходи безпеки, особу, відповідальну за виконання роботи, час і місце проведення робіт, особливі умови і термін дії наряду-допуску.

При пневматичних випробуваннях приймають наступні заходи безпеки:

- припиняють роботу холодильної установки;
- місце випробування захищають і вивішують попереджувальні написи;
- персонал віддаляється в безпечні місця;
- не допускають знаходження сторонніх осіб при випробуванні;
- двері і вікна в приміщенні, де випробовують апарат, відчиняють, приміщення перед випробуванням вентилують;
- не допускають різкого підвищення або зниження тиску в апараті;
- КПП, клапани і замкову арматуру виводять за межі приміщення і розміщують за захисним екраном.

*Розрахунок і підбір запобіжного клапану.*

Запобіжні клапани установок, що містять фреони, повинні мати відповідні труби для випуску холодоагента назовні. Установка замкових органів на відповідних трубах не допускається.

Пропускна спроможність запобіжного клапана вибирається так, щоб в посудині не міг створитися тиск, що перевищує робочий тиск на 15% (максимальний тиск в системі — тиск конденсації,  $p_k = 2,05$  МПа).

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Справність клапанів перевіряють не рідше за 1 раз в 6 міс. Після перевірки і регулювання клапани пломбують із складанням акту. Несправні запобіжні клапани негайно замінюють справними.

Мінімальна площа перетину запобіжного клапана:

$$F = \frac{G_p}{\mu \cdot B \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{сер}} \cdot (P_1 - P_2)}} \text{ м}^2$$

де  $G_p$  – масова витрата пари холодильного агента, кг/с;  $G_p = 0,792$  кг/с;

$\mu = 0,75$  – коефіцієнт витрати пари для даної конструкції клапана (визначений виготівником клапана експериментально і записаний в паспорт клапана);

$\rho_{\text{сер}}$  – щільність середовища при тиску  $P_1$ ;  $\rho_{\text{сер}} = 105$  кг/м<sup>3</sup>;

$P_1, P_2$  – відповідно максимальний абсолютний тиск перед клапаном і за клапаном,  $P_1 = 2,05$  МПа;  $P_2 = 0,1013$  МПа;

$B$  – коефіцієнт, що враховує фізико-хімічні властивості речовини при робочих параметрах:

$$B = 1,59 \cdot \sqrt{\frac{k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}} = 1,59 \cdot \sqrt{\frac{1,15}{1,15+1} \cdot \left(\frac{2}{1,15+1}\right)^{\frac{1}{1,15-1}}} = 9,09$$

$k$  – показник адиабати,  $k = 1,15$ ;

$$F = \frac{0,792}{0,75 \cdot 0,909 \cdot \sqrt{2 \cdot 105 \cdot (19,5 - 1,013) \cdot 10^5}} = 16,01 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Визначимо мінімальний діаметр прохідного перетину сідла клапана:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 16,01 \cdot 10^{-5}}{3,14}} = 1,43 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

#### *Електробезпека в приміщенні компресорного цеху.*

Приміщення машинного відділення по мірі небезпеки поразки електричним струмом відноситься до групи приміщень без підвищеної небезпеки (сухі, з підлогами з струмонепровідних матеріалів, без струмопровідного пилу).

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно Правил пристрою електроустановок, електричне устаткування холодильної установки даного дипломного проекту відноситься до I групи (робоча напруга до 1000 В).

Найважливішим аспектом електробезпеки є хороше заземлення.

Заземлення в даному проекті штучні. Уземлюваний пристрій в установках розраховую так, щоб система заземлення мала опір менше 4 Ом. У цехових установках перевірка заземлення проводиться не рідше, ніж 1 раз на рік. Для розрахунку приймаємо контурне заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту:

$$p_{ep} = p_p \cdot \psi \text{ Ом/м}$$

де  $p_p$  – питомий опір, Ом/м;  $p_p = 30$  Ом/м;

$\psi$  – кліматичний коефіцієнт,  $\psi = 1,3$  Ом/м;

$$p_{ep} = 30 \cdot 1,3 = 39.$$

Приймаємо у якості електродів сталеві вертикальні труби: діаметр стрижня  $d = 0,04$  м, довжина стрижня  $l = 3$  м, відстань між стрижнями  $l' = 9$  м.

Відстань від середини стрижня до рівня землі:

$$t = \frac{l}{2} + t_0 \text{ м}$$

де  $t_0$  – відстань від вершини стрижня до рівня землі, м; приймаємо  $t_0 = 0,6$  м;

$$t = \frac{3}{2} + 0,6 = 2,1 \text{ м.}$$

Розраховуємо опір одного вертикального уземлювача:

$$R_0 = \frac{p_{ep}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left[ \ln\left(\frac{2 \cdot l}{d}\right) + \frac{l}{2} \cdot \ln\left(\frac{4 \cdot t + l}{4 \cdot t - l}\right) \right] \text{ Ом.}$$

$$R_0 = \frac{39}{2 \cdot 3,14 \cdot 3} \left[ \ln\left(\frac{2 \cdot 3}{0,04}\right) + \frac{3}{2} \cdot \ln\left(\frac{4 \cdot 2,1 + 3}{4 \cdot 2,1 - 3}\right) \right] = 12,69 \text{ Ом.}$$

Мінімальна кількість уземлювачів:

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n = \frac{R_0}{R_{\text{необ}}}$$

де  $R_{\text{необ}}$  – необхідний опір, Ом;  $R_{\text{необ}} = 4,0$  Ом;

$$n = \frac{12,69}{4} = 3,17$$

Приймаємо  $n = 4$ .

Відношення відстані між стрижнями до довжини стрижня:

$$\frac{l'}{l} = \frac{9}{3} = 3$$

Опір системи вертикальних стрижневих уземлювачів:

$$R_{\text{cy}} = \frac{R_0}{n \cdot \eta_e}$$

де  $\eta_e = 0,85$  – коефіцієнт використання вертикальних стрижневих уземлювачів;

$$R_{\text{cy}} = \frac{12,69}{4 \cdot 0,85} = 3,73 \text{ Ом.}$$

Загальна довжина сполучної смуги (контурне заземлення):

$$l_{\text{см}} = l' \cdot n = 9 \cdot 4 = 36 \text{ м.}$$

Визначимо опір розтікання струму сполучної смуги:

$$R_{\text{см}} = \frac{P_{\text{зр}}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_z} \cdot \ln \frac{2 \cdot l_n^2}{b \cdot t_0} \text{ Ом}$$

де  $b$  – ширина сполучної смуги, м;  $b = 0,025$  м;

$$R_{\text{см}} = \frac{39}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,92} \cdot \ln \frac{2 \cdot 36^2}{0,025 \cdot 0,6} = 81,41 \text{ Ом.}$$

Загальний опір системи заземлення дорівнює:

$$R_c = \frac{R_{\text{см}} \cdot R_{\text{cy}}}{R_{\text{см}} + R_{\text{cy}}} \text{ Ом } R_c = \frac{81,41 \cdot 3,73}{81,41 + 3,73} = 3,57 \text{ Ом.}$$

Протипожежні вимоги до конструкції будівлі і міра його вогнестійкості.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Хладонові холодильні установки по класу вибухо-пожежній і пожежній небезпеці відносяться до категорії Д (негорючі речовини і матеріали в холодному стані), згідно СНіП II-2-80.

Основні конструкції будівлі, в якій розміщуватиметься проектована МКУ, відповідно до СНіП 2.01.02-85 мають бути II міри вогнестійкості з неспалимих матеріалів (міра вогнестійкості несних стін, сходових кліток, колон – не менше 2 годин; сходових майданчиків і так далі – не менше 1 години; перегородок зовнішніх стін з навісних панелей і покриттів – не менше 0,25 години).

Для захисту будівель і споруд від поширення пожежі на весь об'єкт (при його виникненні на якій-небудь ділянці) передбачають протипожежні перешкоди. До таких перешкод відносяться протипожежні стіни, перегородки, перекриття та ін. Поширення вогню допускається лише по конструкціях перегородок на величину не більше 40 см.

Також в приміщенні компресорного цеху є засоби пожежної сигналізації. Надійний пожежний зв'язок і сигналізація грають важливу роль в своєчасному виявленні пожеж і виклику пожежних підрозділів до місця пожежі.

За призначенням пожежі зв'язок розділяється на три види:

- зв'язок сповіщення, призначений для виклику пожежних частин (команд) на пожежу;
- диспетчерська, призначена для повсякденного керівництва и керування пожежною охороною;
- зв'язок на пожежі, призначений для керівництва пожежними підрозділами при гасінні пожеж.

Електричну пожежну сигналізацію складають встановлені на ділянках і цехах підприємства сповісники, за допомогою яких сигнал передається на пункт зв'язку, пожежній частині. Пожежні сповісники можуть бути ручної дії і

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

автоматичними. Вони діляться на теплові, димові, світлові, комбіновані і ультразвукові.

У якості засобів пожежогасіння на даній холодильній машині можна рекомендувати вогнегасники, вживані для гасіння спалаху на автотранспортних засобах. Малі габарити, доступність і достатня підйомність дозволять в разі спалаху установки за короткі терміни усунути вогнище пожежі.

Приймаємо у якості основного вуглекислотнийброметиловий вогнегасник типу ОУ-5. У якості заряду в ньому використовується зріджений діоксид вуглецю. Подібним вогнегасником можна гасити різні речовини, що горять, і устаткування, що знаходиться під напругою.

Слід розташовувати декілька вогнегасників біля вірогідних вогнищ спалаху пожежі:

- один вогнегасник біля щита автоматики і управління;
- два вогнегасника біля самої установки в досяжному місці.  
Так само слід обладнати щит для пожежогасіння:
- ящик з піском (1 шт.);
- щільне полотно (войлок, асбест);
- лом (2 шт.);
- багор (2 шт.);
- сокира (2 шт.).

Щит слід розташовувати так, щоб в разі виникнення вогню, він був досяжний і не піддався займанню.

Робимо розрахунок ємності пожежного резервуару для гасіння пожежі на виробничому підприємстві.

$$\text{Об'єм приміщень } V = a \cdot b \cdot h = 648 \cdot 4,8 = 3,11 \cdot 10^3 \text{ м}^3$$

Міра вогнестійкості будівлі – II.

Категорія по вибухонебезпеці – Д.

Час гасіння пожежі  $\tau = 3$  години.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість одночасних пожеж  $n = 1$ .

Витрата води на 1 пожеж  $= 10 \text{ м}^3 / \text{с}$

Ємність пожежного резервуару:

$$V_6 = \frac{k \cdot n \cdot g \cdot \tau \cdot 3600}{1000} \text{ м}^3$$

де  $K$  – поправковий коефіцієнт,  $K = 1,1 - 1,2$ ;

$n$  – кількість пожеж;

$g$  – витрата води,  $\text{м}^3 / \text{с}$ ;

$\tau$  – час гасіння пожежі;

$$V_6 = \frac{1,2 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 3 \cdot 3600}{1000} = 129,6, \text{ м}^3$$

### *Виробнича санітарія. Виробниче освітлення.*

У приміщеннях машинних і апаратних відділень холодильних установок передбачають наступні види штучного освітлення:

- робоче;
- аварійне;
- місцеве (для ремонту, наглядання і так далі).

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 (система загального освітлення). Освітленість приладів контролю повинна складати не менше 300 лк при використанні будь-яких ламп (система комбінованого освітлення).

Окрім робочого освітлення, в приміщеннях передбачають аварійне освітлення від незалежного джерела, що автоматично включається при відключенні основного джерела освітлення.

Для місцевого освітлення при огляді, ремонті і очищенні внутрішніх порожнин машин і апаратів холодильних установок приймають переносні світильники у вибухозахисному виконанні напругою не вище 12 В.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахуємо освітленість машинного відділення методом світлового потоку. При цьому вибираємо:

- джерело світла – лампи люмінесцентні;
- систему освітлення – загальне освітлення;
- тип світильника – УПД;
- розміри приміщення: довжина  $A = 18\text{м}$ , ширина  $B = 12\text{м}$ , висота  $H = 4,8\text{м}$ .

Приймаємо:

$$L / H_p = 1,4$$

де  $L$  – відстань між центрами світильників, м;

$H_p$  – висота світильників над робочою поверхнею, м.

Визначимо висоту світильників над робочою поверхнею:

$$H_p = H - (H_1 + H_2) \text{ м.}$$

де  $H_1$  – відстань від площини робочого місця до підлоги, м;  $H_1 = 0,9$  м;

$H_2$  – відстань від світильника до стелі, м;  $H_2 = 0,4$  м;

$$H_p = 4,8 - (0,9 + 0,4) = 3,5 \text{ м.}$$

Визначимо відстань між центрами світильників. З рівняння

$$L = 1,4 \cdot 3,5 = 4,9 \text{ м.}$$

Кількість світильників:

$$n = \frac{A \cdot B}{L^2} = \frac{18 \cdot 12}{4,9^2} = 9$$

Визначимо освітленість:

$$\Phi = \frac{E_H \cdot k \cdot z \cdot F \cdot 100}{n \cdot \eta} \text{ лм}$$

де  $E_H$  – нормативна мінімальна освітленість, лм;  $E_H = 150$  лм;

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

$z$  – коефіцієнт мінімальної освітленості для люмінесцентних ламп,  $z = 1,1$ ;

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\eta$  – коефіцієнт використання світлового потоку, вибирається залежно від вибраного світильника і індексу приміщення і:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p(A + B)} = \frac{18 \cdot 12}{3,5(18 + 12)} = 2,06$$

по таблиці визначаємо  $\eta = 54$ , тоді:

$$\Phi = \frac{150 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 216 \cdot 100}{6 \cdot 54} = 16500 \text{ лм}$$

Підбираємо стандартну лампу типу КГ 220-1000-5, зі світловим потоком  $\Phi = 22000$  лм.

Визначимо електричну потужність всієї освітлювальної системи:

$$P_{\text{сист}} = P \cdot N \cdot n = 1000 \cdot 1 \cdot 6 = 6000 \text{ Вт}$$

де  $P$  – потужність лампи,  $P = 1000$  Вт;

$N$  – кількість ламп в одному світильнику,  $N = 1$ .

$n$  – кількість світильників,  $n = 6$ .

Обґрунтування потреби у вентиляції повітря. Розрахунок вентиляції.

Забезпечення чистоти повітря і заданих метрологічних умов в приміщеннях є завданням вентиляції. Це завдання особливо важливе для таких приміщень як госпіталь, лікарня і інші виробничі приміщення. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря з приміщення і подачею в нього свіжого повітря (приплив і витяг).

За способом переміщення повітря, вентиляція буває природною і механічною або змішаною (поєднання природною і механічною).

Система вентиляції може служити для подачі (припливу) або видалення (витяг) повітря з приміщення або для того і іншого (припливно-витяжний).

Вона також може бути загальнозмінною або місцевою.

Розрахуємо повітрообмін в приміщенні за годину:

$$L = k \cdot V \text{ м}^3 / \text{год.}$$

де  $k$  – кратність вентиляції або повітрообміну:

- основна  $k_{\text{осн}} = 5$ ,

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- аварійна  $k_{\text{авар}}=10$ ;

$V$  – об'єм приміщення,  $\text{м}^3$ :

$$V = A \cdot B \cdot H = 18 \cdot 12 \cdot 4,8 = 1036,8 \text{ м}^3$$

Продуктивність основної вентиляції:

$$L_{\text{ОСН}} = K_{\text{ОСН}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

$$L_{\text{ОСН}} = 5 \cdot 1036,8 = 5184 \text{ м}^3/\text{ГОД}.$$

Продуктивність аварійної вентиляції:

$$L_{\text{АВАР}} = K_{\text{АВАР}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

$$L_{\text{АВАР}} = 10 \cdot 1036,8 = 10368, \text{ м}^3/\text{ГОД}$$

Установочная мощность электродвигателя вентилятора:

$$N = \frac{k_3 \cdot L_{\text{АВАР}} \cdot P_B \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_B \cdot \eta_{\text{П}}} \text{ кВт}$$

де  $k_3$  – коефіцієнт запасу, приймаємо  $k_3 = 1,1$ ;

$\eta_B$  – К.К.Д. вентилятора Ц4-70 № 6,3,  $\eta_B = 0,7$ ;

$\eta_{\text{П}}$  – К.К.Д. приводу,  $\eta_{\text{П}} = 1,0$ ;

$$N = \frac{1,1 \cdot 1036,8 \cdot 600 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 1} = 0,272, \text{ кВт}.$$

Приймаємо 2 вентилятори і приводи.

*Долікарська допомога потерпілому.*

У разі отруєння холодоагентом R404a потерпілого треба вивести на свіже повітря або в чисте тепле приміщення, зняти з нього забруднений хладном одяг, прослідити, аби дихання було вільним, і надати повний спокій.

У всіх випадках отруєння вдихати кисень (протягом 30 – 45 хвилин) і зігрівати хворого грілками. У разі потреби давати вдихати з ватки нашатирний спирт.

При роздратуванні слизистої оболонки рекомендується полоскати горло і промивати ніс 2%–м розчином соди або водою. Незалежно від стану

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

потерпілого, він має бути відправлений до лікаря. При ядусі і кашлі хворого слід транспортувати лежачи.

При попаданні холодоагента R404a на шкіру, щоб уникнути обмороження, слід обробити поранену ділянку теплою водою ( $35 \div 40^{\circ}\text{C}$ ), а в разі поразки великої поверхні тіла, зробити загальну ванну. Після ванни шкіру не розтирати, а прикладати рушник, що добре витирає воду. Потім на пошкоджену ділянку шкіри накладають пов'язку з маззю, або просто змащують маззю (Вишневського або пеніциліном). Можна використовувати несолоне вершкове масло. Пухирі, що з'явилися, не розкривати, а накладати на них пов'язку.

При попаданні холодоагента R404a в очі промити струменем чистої води і до приходу лікаря надіти темні окуляри. Не можна забинтовувати очі або накладати на них пов'язку.

Долікарська допомога потерпілому від електричного струму складається з двох послідовних етапів. Перш за все, необхідно швидко потерпілого звільнити від дії струму, потім негайно приступити до надання йому медичної допомоги; одночасно викликають лікаря.

Звільнення потерпілого від дії струму. Звільнити потерпілого від дії струму можна декількома способами. Найбільш простий спосіб – відключення відповідної частини електроустановки.

Аби відірвати потерпілого від струмопровідних частин, можна взятися за його одяг, якщо він сухий. При необхідності, щоб доторкнутися до тіла потерпілого, необхідно спочатку надіти на руки діелектричні рукавички або обмотати їх сухим одягом.

Відкинути дрiт, якого торкається потерпілий, можна за допомогою сухої дерев'яної палиці, дошки і інших подібних предметів.

Заходи першої медичної допомоги потерпілому залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ док.ум.	Підпис	Дата		

нетривалий час знаходився під дією струму, йому необхідно створити повний спокій до прибуття лікаря і забезпечити подальше спостереження протягом 2 – 3 г; при неможливості швидко викликати лікаря треба терміново доставити потерпілого до лікувальної установи. За відсутності свідомості, але збереженому диханні, слід укласти потерпілого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт, оббризкувати обличчя водою, розтирати і зігрівати тіло.

Якщо потерпілий дихає насилу – дуже рідко і судорожно, необхідно робити штучне дихання і масаж серця. За відсутності ознак життя, тобто за відсутності дихання, серцебиття, пульсу, не можна вважати потерпілого мертвим, оскільки смерть часто буває такою, що лише здається. В цьому випадку також треба робити штучне дихання і масаж серця, які виконують до відновлення діяльності серця і дихання, в усякому разі, продовжують їх до прибуття медичної допомоги. Лише лікар має право констатувати смерть.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 10 ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

10.1 Захист приладів, апаратури і системи енергоживлення централізованої холодильної машини (установки) від дії електромагнітного імпульсу ядерного вибуху

Електромагнітний імпульс – один з чинників ядерного вибуху за своєю природою є електромагнітним випромінюванням у вигляді могутнього короткого імпульсу, що вражає електричну і електронну апаратуру. Виникає ЕМІ в основному в результаті взаємодії гамма-випромінювання, що утворюється під час вибуху, з атомами навколишнього середовища.

При взаємодії гамма-квантів з атомами середовища останнім повідомляється імпульс енергії, невелика частка якої витрачається на іонізацію атомів, а основна – на повідомлення поступальної ходи електронам і іонам, що утворилися в результаті іонізації. При цьому в просторі на деякий час відбувається розділення позитивних і негативних зарядів.

Унаслідок того, що щільність повітря в атмосфері зменшується з висотою, в області, що оточує місце вибуху, виходить асиметрія в розподілі електричного заряду (потoku електронів). Асиметрія потоку електронів може виникнути також із-за несиметричності самого потоку гамма-квантів зважаючи на різну товщину оболонки бомби і інших чинників. Несиметричність електричного заряду (потoku електронів) в місці вибуху в повітрі викликає імпульс струму. Він випромінює електромагнітну енергію так само, як і проходження його у випромінюючій антені.

Основними параметрами ЕМІ, що визначають що вражає дію, є характер зміни напруженості електричного і магнітного полей в часі – форма імпульсу і максимальна напруженість поля – амплітуда імпульсу.

Основна частина енергії ЕМІ доводиться на частоти до 30 кГц.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 10.2 Характер дії ЕМІ на електричну частину холодильної машини (установки)

ЕМІ здатний викликати могутні імпульси струмів і напруги в проводах і кабелях повітряних і підземних ліній електропередачі, сигналізації, управління і т.п.

Дія ЕМІ може привести до згорання чутливих електронних і електричних елементів, пов'язаних з відкритими проводами, а також до серйозних порушень в цифрових і контрольних пристроях, звично без необоротних змін. Отже, вплив ЕМІ необхідно враховувати для всіх електричних і електронних систем. Особливістю ЕМІ як вражаючого чинника є його здатність розповсюджуватися на десятки і сотні кілометрів в навколишньому середовищі і по різних комунікаціям (мережам електро- і водопостачання, дротяному зв'язку і т. п.). Тому ЕМІ може надати дію там, де ударна хвиля, світлове випромінювання і проникаюча радіація втрачають своє значення як що вражають чинники.

При наземних і низьких повітряних вибухах в зоні радіусом в декілька кілометрів від місця вибуху, в лініях зв'язку і електропостачання виникає напруга, яка може викликати пробій ізоляції проводів і кабелів щодо землі, а також пробій ізоляції елементів апаратури і пристроїв, підключеної до повітряних і підземних ліній.

Ступінь пошкодження залежить в основному від амплітуди наведеного імпульсу напруги або струму і електричної міцності устаткування. Найбільш схильні до дії ЕМІ системи сигналізації, управління і зв'язки. Вживані в цих системах кабелі і апаратура мають граничну електричну міцність не більше 10 кВ імпульсної напруги, тоді як імпульси напруги від ЕМІ ядерного вибуху, що наводяться, можуть перевищувати ці значення.

Людина наражається на небезпеку в районі дії ЕМІ тільки у разі безпосереднього контакту із струмопровідними предметами.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 10.3 Методи захисту від дії ЕМІ

Головне завдання захисних пристроїв від ЕМІ – виключити доступ наведених струмів до чутливих вузлів і елементів устаткування, що захищається. Проблема захисту від ЕМІ ускладнюється тим, що імпульс протікає приблизно в 50 разів швидше, ніж, наприклад, розряд блискавки, і тому прості газові розрядники в даному випадку малоефективні.

У кожному конкретному випадку повинні бути знайдені найбільш ефективні і економічно доцільні методи захисту електричних і електронних елементів. Серед цих методів найбільш поширені:

- екранування;
- оптимальне просторове розміщення і заземлення окремих частин системи;
- застосування пристроїв, що перешкоджають перенапруженню в найбільш критичних місцях.

### 10.4 Оцінка стійкості роботи холодильного логістично-складського комплексу до дії ЕМІ

Складський комплекс розташований на відстані 6 км. від вірогідної точки прицілювання  $R_r = 6$  км.; очікувана потужність боєприпасів  $q = 1000$  кт; вибух наземний, вірогідне максимальне відхилення боєприпасів від крапки прицілювання  $r_{отк} = 0,6$  км.; у приміщенні лабораторії встановлена електронна контрольно-вимірювальна апаратура і прилади автоматики для проведення необхідних досліджень.

Елементи, схильні дії ЕМІ: система програмного управління лабораторним стендом даного дипломного проекту, що складається з пульта управління і розводящій мережі. Пульт управління виконаний на мікросхемах, які мають струмопровідні елементи заввишки 0,05 м. Робоча напруга мікросхем  $U_1 = 12$  В. Живлення від загальної мережі напругою 220В через трансформатор. Допустимі

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коливання напруги  $\pm 15\%$ . Розводяща мережу має горизонтальну лінію  $l_1 = 50$  м і вертикальні відгалуження висотою  $l_2 = 2$  м до різних споживачів. Робоча напруга  $U_2 = 220$  В. Допустиме коливання напруги  $\pm 15\%$ . Коефіцієнт екранування системи  $\eta = 2$ .

1. Визначаємо можливу мінімальну відстань від центру вибуху до механічного цеху:

$$R_x = R_r - r_{\text{отк}} = 6,0 - 0,6 = 5,4 \text{ км.} \quad (10.1)$$

2. Розраховуємо очікувані на об'єкті максимальні значення вертикальної  $E_v$  і горизонтальної  $E_r$  складових напруженості електричного поля:

$$E_v = 5 \cdot 10^3 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot R_x)}{R_x^3} \lg 14,5 \cdot q = 5 \cdot 10^3 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot 5,4)}{5,4^3} \lg 14,5 \cdot 1000 = 1580 \text{ В/м} \quad (10.2)$$

$$E_r = 10 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot R_x)}{R_x^3} \lg 14,5 \cdot q = 10 \cdot \frac{(1 + 2 \cdot 5,4)}{5,4^3} \lg 14,5 \cdot 1000 = 3,2 \text{ В/м} \quad (10.3)$$

3. Визначаємо максимальну очікувану напругу наведень в системі програмного управління стендом:

– в розвідній електромережі

$$U_r = \frac{E_r \cdot l}{\eta} = \frac{3,2 \cdot 50}{2} = 76 \text{ В} \quad (10.4)$$

$$U_{v1} = \frac{E_v \cdot l_1}{\eta} = \frac{1580 \cdot 2,0}{2} = 1580 \text{ В} \quad (10.5)$$

– в пульті управління

$$U_{v2} = \frac{E_v \cdot l_2}{\eta} = \frac{1580 \cdot 0,05}{2} = 40 \text{ В} \quad (10.6)$$

4. Визначаємо допустиму напругу наведень:

– в пульті управління

$$U_{d1} = 1,15 \cdot U_1 = 1,15 \cdot 12 = 13,8 \text{ В} \quad (10.7)$$

– в розвідній електромережі

$$U_{d2} = 1,15 \cdot U_2 = 1,15 \cdot 220 = 253 \text{ В} \quad (10.8)$$

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Одержані дані записуємо в таблицю і аналізуємо результати оцінки.

Таблиця 10.1 Результати оцінки стійкості механічного цеху до дії ЕМІ наземного ядерного вибуху

Елементи	Допустима напруга наведень $U_d$ , В	Напруженість електричних полів, В/м		Напруга, що наводиться, в струмопровідних елементах, В		Результати дії
		$E_v$	$E_r$	$U_v$	$U_r$	
Система програмного управління експериментальним стендом						
Пульт управління	13,8	1580	3,2	40	–	Може вийти з ладу
Розвідна електромережа	253	1580	3,2	1580	76	Може вийти з ладу вертикальної складової електричного поля

#### Висновки.

1. Складський комплекс може опинитися в зоні дії ЕМІ наземного ядерного вибуху. При цьому може вийти з ладу пульт управління експериментальним стендом. Цех нестійкий до дії ЕМІ.

2. Для підвищення стійкості роботи цеху до ЕМІ ядерного вибуху необхідно провести наступні заходи:

- розвідну мережу системи програмного управління прокласти в сталевих трубах, а пульт управління закрити екраном, екран заземлити;
- на входах (виходах) пульта управління стендом поставити швидкодіючі вимикальні пристрої

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С., Подмазко І.О. Холодильні установки та сфери їх використання. Грінь, м. Херсон 2014. - 488с.
2. Хмельнюк М.Г., Подмазко О.С. Холодильні установки спеціального призначення. Грінь, м. Херсон 2013. - 638с.
3. Подмазко О.С., Піщанська Н.О. · Методика розрахунку тепло - вологістних навантажень технологічних приміщень . Міжвідомчий тематичний науковий збірник «Механізація та електрифікація сільського господарства», Вип. 5(104), НААН України, 2017., с.93 -102
4. Подмазко О.С. Монтаж, ремонт, обслуговування торгівельного обладнання. Конспект лекцій МРОТО, 2016 Одеса, ОНАХТ, 102с.
5. Подмазко О.С. Штучний холод в енергетичних системах з відновлюваними джерелами енергії [Електронний ресурс] : навч. посіб. / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Одес. нац. технол. ун-т. — Одеса : ОНТУ, 2023. — 184 с.
6. Фесун Т. П. Холодильна техніка та технологія харчової промисловості : / - Київ, 2020. — 211 с.
7. Семенюк Д.П., Петренко О.В. Холодильне обладнання: / - Київ, 2021. + 633 с.
8. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. / М.М. Масліков – К.: НУХТ, 2007. – 335 с.
9. Холодильні установки: Підручник / 6-е вид., перероблене і доповнене / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін.; За ред. І.Г. Чумака. – Одеса: Рефпринтінфо, 2006. – 550 с.
10. Гандзюк М. П. Основи охорони праці : Підручник / М. П. Гандзюк, Є. П. Желібо, М. О. Халімовський. - 3-тє вид. – К.: Каравела, 2006. – 392 с.
11. Желібо Є. П. Безпека життєдіяльності / Є. П. Желібо, Н. М. Заверуха, В. В. Зацарний/ – К.: Каравела, 2005. – 344с.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

12. Шваб Л. І. Економіка підприємства : Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів / Л. І. Шваб. - 2-е вид. – К.: Каравела, 2005. – 568с.

					КРБ.ХУіКП.1.490-03.1.7	Арк.
						86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		