

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект розподільного холодильника для зберігання риби
місткістю 600 т у м. Херсон з енергоощадною CO₂-системою

Здобувача Федорченко А.П.

4 курсу ХМ-741 групи

Керівник к.т.н, доц. Яковлева О.Ю.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 28.05.2026 р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«16» березня 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Федорченко Анатолій Петрович

1. Тема роботи Проект розподільного холодильника для зберігання риби
місткістю 600 т у м. Херсон з енергоощадною CO₂-системою

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2025 р. наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Розподільчий холодильник розташований у м. Херсон. Місткість для зберігання
замороженої риби становить 600 тонн. Будівля холодильника одноповерхова
з висотою камер 6 м і сіткою колон 6 x 12 м. У 3-х камерах з температурним
режимом -25°C передбачається тривале зберігання замороженої риби.

Бустерна транскритична холодильна система на R744 з мультиежекторним блоком.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Теоретична частина,

2. Визначення будівельної площі камер холодильника, 3. Розрахунок товщини

теплоізоляції камер, 4. Розрахунок теплоприпливів, 5. Тепловий розрахунок

холодильної системи, 6. Розрахунок газового охолоджувача. 7. Розрахунок

повітроохолоджувача, 8. Підбір компресорів та допоміжного устаткування,

9. Розрахунок трубопроводів, 10. Охорона праці, Список використаної літератури,

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	18.05.2026	22.05.2026

7. Дата видачі завдання 16.03.2026 р.

Керівник Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання Федорченко А.П.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	21.05-22.05.2026	виконано
2	Вступ	16.03-20.03.2026	виконано
3	Теоретична частина	20.03-20.04.2026	виконано
4	Визначення будівельної площі камер холодильника	20.04-30.04.2026	виконано
5	Розрахунок товщини теплоізоляції камер	01.05-04.05.2026	виконано
6	Розрахунок теплоприпливів	05.05-10.05.2026	виконано
7	Тепловий розрахунок холодильної системи	12.05-15.05.2026	виконано
8	Розрахунок газового охолоджувача	16.05-17.05.2026	виконано
9	Розрахунок повітроохолоджувача	20.05-23.05.2026	виконано
10	Підбір компресорів та допоміжного устаткування	20.05-23.05.2026	виконано
11	Розрахунок трубопроводів	23.05-25.05.2026	виконано
12	Охорона праці	18.05-22.05.2026	виконано
13	Перелік використаної літератури	23.05-23.05.2026	виконано
14	Презентація в PowerPoint	24.05-27.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник Федорченко А.П.

Керівник роботи Яковлева О.Ю.

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 Федорченко Анатолій Петрович

РЕФЕРАТ

У кваліфікаційній роботі розроблено проєкт розподільного холодильника для зберігання мороженої риби місткістю 600 т у місті Херсон із використанням енергоощадної холодильної системи на природному холодоагенті CO₂ (R744).

У роботі виконано аналіз сучасних холодильних технологій для низькотемпературного зберігання харчових продуктів, розглянуто особливості застосування діоксиду вуглецю в промислових холодильних установках та обґрунтовано доцільність використання CO₂-систем для підприємств холодильної логістики.

Проведено технологічний та теплотехнічний розрахунок холодильника, визначено теплові навантаження на камери зберігання та допоміжні приміщення, розраховано необхідну холодопродуктивність установки. На підставі отриманих результатів розроблено транскритичну бустерну холодильну систему на холодоагенті R744 з паралельною компресією та мультиежекторною технологією.

Виконано підбір основного та допоміжного холодильного обладнання, зокрема компресорної станції, газоохолоджувача, повітроохолоджувачів, ресіверів, віддільника рідини, масловіддільника, мастилозбірника та мультиежекторного блоку Danfoss СТМ 6 НР 1875. Застосування мультиежекторної технології дозволяє підвищити енергоефективність системи шляхом рекуперації енергії дроселювання та зниження енергоспоживання компресорного обладнання.

Розроблена холодильна установка забезпечує підтримання необхідних параметрів зберігання мороженої риби, характеризується високою енергетичною ефективністю, надійністю роботи та екологічною безпечністю. Використання природного холодоагенту CO₂ дозволяє мінімізувати вплив холодильної установки на навколишнє середовище та відповідає сучасним тенденціям розвитку холодильних технологій.

Ключові слова: розподільний холодильник, морожена риба, холодильне зберігання, CO₂, R744, транскритична система, бустерна схема, паралельна компресія, мультиежектор, енергоефективність, холодопродуктивність, холодильна установка.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ABSTRACT

This thesis presents a design for a 600-tonne distribution cold store for frozen fish in the city of Kherson, utilising an energy-efficient refrigeration system based on the natural refrigerant CO₂ (R744).

The thesis analyses modern refrigeration technologies for low-temperature food storage, examines the specific features of carbon dioxide use in industrial refrigeration systems, and justifies the feasibility of using CO₂ systems for cold chain logistics enterprises.

Technological and thermal calculations for the cold store were carried out, the thermal loads on the storage chambers and auxiliary rooms were determined, and the required cooling capacity of the system was calculated. Based on the results obtained, a transcritical booster refrigeration system using R744 refrigerant with parallel compression and multi-ejector technology was developed.

The main and auxiliary refrigeration equipment was selected, including the compressor station, gas cooler, air coolers, receivers, liquid separator, oil separator, oil collector and the Danfoss CTM 6 HP 1875 multi-ejector unit. The use of multi-ejector technology enables the system's energy efficiency to be improved by recovering throttling energy and reducing the energy consumption of the compressor equipment.

The refrigeration unit developed ensures that the required storage conditions for frozen fish are maintained; it is characterised by high energy efficiency, operational reliability and environmental safety. The use of the natural refrigerant CO₂ minimises the unit's environmental impact and is in line with current trends in refrigeration technology.

Keywords: distribution refrigerator, frozen fish, cold storage, CO₂, R744, transcritical system, booster circuit, parallel compression, multi-ejector, energy efficiency, cooling capacity, refrigeration unit.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

	Сторінка
РЕФЕРАТ	4
ВСТУП	7
1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	10
2. ВИЗНАЧЕННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ПЛОЩІ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКА	26
3. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ КАМЕР	29
4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ	37
5. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ	45
6. РОЗРАХУНОК ГАЗОВОГО ОХОЛОДЖУВАЧА	51
7. РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА	57
8. ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ ТА ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ	70
9. РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ	76
10. ОХОРОНА ПРАЦІ	78
ВИСНОВКИ	85
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	87

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7</i>			
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата				
Розробив		Федорченко А.П.			Проект розподільного холодильника для зберігання риби місткістю 600 т у м. Херсон з енергоощадною CO ₂ -системою	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевірив		Яковлева О.Ю.				6	88	
Н. Контр.		Яковлева О.Ю.				ОНТУ гр. ХМ-741		

ВСТУП

Рибна галузь є важливою складовою продовольчого комплексу України, забезпечуючи населення високоякісними білковими продуктами харчування. Особливе значення для збереження якості рибної продукції має холодильне забезпечення на всіх етапах логістичного ланцюга – від вилову та первинної обробки до зберігання, транспортування і реалізації готової продукції. Для морських портів холодильні комплекси є невід'ємною частиною інфраструктури, оскільки дозволяють мінімізувати втрати продукції, підтримувати її належний санітарно-гігієнічний стан та забезпечувати безперервність технологічних процесів.

У сучасних умовах одним із пріоритетних напрямів розвитку холодильних технологій є підвищення енергоефективності та екологічної безпеки холодильних систем. Традиційні синтетичні холодоагенти, які широко використовувалися протягом багатьох років, поступово втрачають актуальність через їх негативний вплив на навколишнє середовище та посилення міжнародних вимог щодо скорочення викидів парникових газів. У зв'язку з цим особливої уваги набуває використання природних холодоагентів, серед яких одним із найбільш перспективних є діоксид вуглецю (CO₂, R744).

Холодильні системи на базі CO₂ характеризуються нульовим потенціалом руйнування озонового шару та надзвичайно низьким потенціалом глобального потепління. Крім того, вони забезпечують високу питому холодопродуктивність, компактність обладнання та можливість ефективного використання сучасних енергозберігаючих технологій, зокрема паралельної компресії, рекуперації теплоти, еджекторних схем і оптимізованого керування режимами роботи. Завдяки цим перевагам CO₂-системи дедалі ширше впроваджуються у промислових холодильниках, логістичних центрах та підприємствах харчової промисловості.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Місто Херсон традиційно є важливим транспортним і промисловим центром півдня України, розташованим на перетині річкових та морських транспортних шляхів. Розвиток портової інфраструктури потребує створення сучасних холодильних комплексів, здатних забезпечувати надійне зберігання рибної продукції з мінімальними енергетичними витратами. У зв'язку з цим проектування виробничого рибного холодильника для морського порту із застосуванням енергоощадної CO₂-холодильної системи є актуальним інженерним завданням, спрямованим на підвищення ефективності функціонування підприємства та зменшення його впливу на довкілля.

Метою роботи є розробка проекту розподільного холодильника для зберігання риби місткістю 600 т у м. Херсон із застосуванням енергоощадної холодильної системи на діоксиді вуглецю (R744), що забезпечує необхідні технологічні параметри зберігання та обробки рибної продукції при мінімальних витратах енергії.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- провести аналіз сучасних технологій холодильного зберігання рибної продукції;
- виконати огляд існуючих схем холодильних установок на природних холодоагентах;
- обґрунтувати вибір технологічної схеми виробничого рибного холодильника;
- визначити продуктивність та основні технологічні параметри підприємства;
- розрахувати теплопритоки до холодильних камер і технологічних приміщень;
- виконати тепловий та конструктивний розрахунок холодильної установки;
- розробити енергоощадну CO₂-холодильну систему та визначити її основні параметри;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- здійснити підбір основного холодильного обладнання;
- провести аналіз енергоефективності запропонованого технічного рішення;
- розглянути питання охорони праці, екологічної безпеки та економічної доцільності проекту.

Об'єктом дослідження є розподільчий холодильник для зберігання риби місткістю 600 т.

Предметом дослідження є процеси виробництва холоду, заморожування та холодильного зберігання рибної продукції із застосуванням енергоощадної CO₂-холодильної системи.

Практичне значення роботи полягає у розробленні сучасного проекту виробничого рибного холодильника, який забезпечує ефективне зберігання рибної продукції, зниження експлуатаційних витрат, скорочення споживання електроенергії та підвищення екологічної безпеки підприємства за рахунок використання природного холодоагенту R744. Отримані результати можуть бути використані під час проектування нових або модернізації існуючих холодильних комплексів рибопереробної галузі та портової інфраструктури України.

Особливої актуальності дослідження набуває в умовах сучасних тенденцій розвитку світової холодильної техніки, спрямованих на декарбонізацію промисловості, підвищення енергоефективності та поступову відмову від синтетичних холодоагентів із високим потенціалом глобального потепління. Використання природного холодоагенту R744 відповідає положенням міжнародних екологічних угод та європейським вимогам щодо скорочення викидів парникових газів. Запропоновані у роботі технічні рішення сприятимуть зниженню енергоспоживання холодильного комплексу, підвищенню його експлуатаційної надійності та конкурентоспроможності, а також забезпечать перспективність впровадження таких систем на підприємствах харчової промисловості та портової логістики України.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7</i>	Арк.
						9
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 ТЕХНОЛОГІЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБРОБЛЕННЯ ТА ЗБЕРІГАННЯ РИБИ

Риба належить до швидкопсувних харчових продуктів, що обумовлено високим вмістом вологи, наявністю ферментів та інтенсивним розвитком мікроорганізмів після вилову. За звичайних температурних умов процеси автолізу та бактеріального псування відбуваються дуже швидко, що призводить до погіршення органолептичних показників продукції, втрати харчової цінності та зменшення терміну її придатності. Тому застосування холодильних технологій є основним способом забезпечення тривалого зберігання риби та рибної продукції.

Холодильне оброблення риби включає комплекс технологічних операцій, спрямованих на зниження температури продукту до рівня, який забезпечує уповільнення біохімічних та мікробіологічних процесів. Залежно від призначення продукції застосовують охолодження, підморожування, заморожування та низькотемпературне зберігання.

Охолодження риби

Охолодженою вважається риба, температура якої у товщі м'язової тканини становить від мінус 1 до плюс 5 °С. Найчастіше температура продукту підтримується на рівні від 0 до +2 °С. При таких умовах інтенсивність розвитку мікроорганізмів значно знижується, проте не припиняється повністю.

Для охолодження використовують лускатий лід, льодяну воду, охолоджене морське середовище або повітря. Найбільш поширеним способом є пересипання риби подрібненим льодом у співвідношенні від 20 до 50 % маси продукту залежно від тривалості транспортування та температури навколишнього середовища.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Термін зберігання охолодженої риби, залежно від виду, становить від 5 до 15 діб. При цьому необхідно підтримувати відносну вологість повітря у камерах на рівні 90–95 %, що запобігає усушці продукції та втраті її товарного вигляду.

Підморожування риби

Підморожування є проміжною стадією між охолодженням та заморожуванням. Температура продукту підтримується у межах від -2 до -3 °С, коли частина вологи переходить у твердий стан, але основна маса тканин залишається незамерзлою.

Такий спосіб дозволяє збільшити термін зберігання у 2–3 рази порівняно з охолодженою продукцією та зменшити втрати маси при подальшому транспортуванні. Підморожена риба широко використовується для короткочасного зберігання та експорту свіжої продукції.

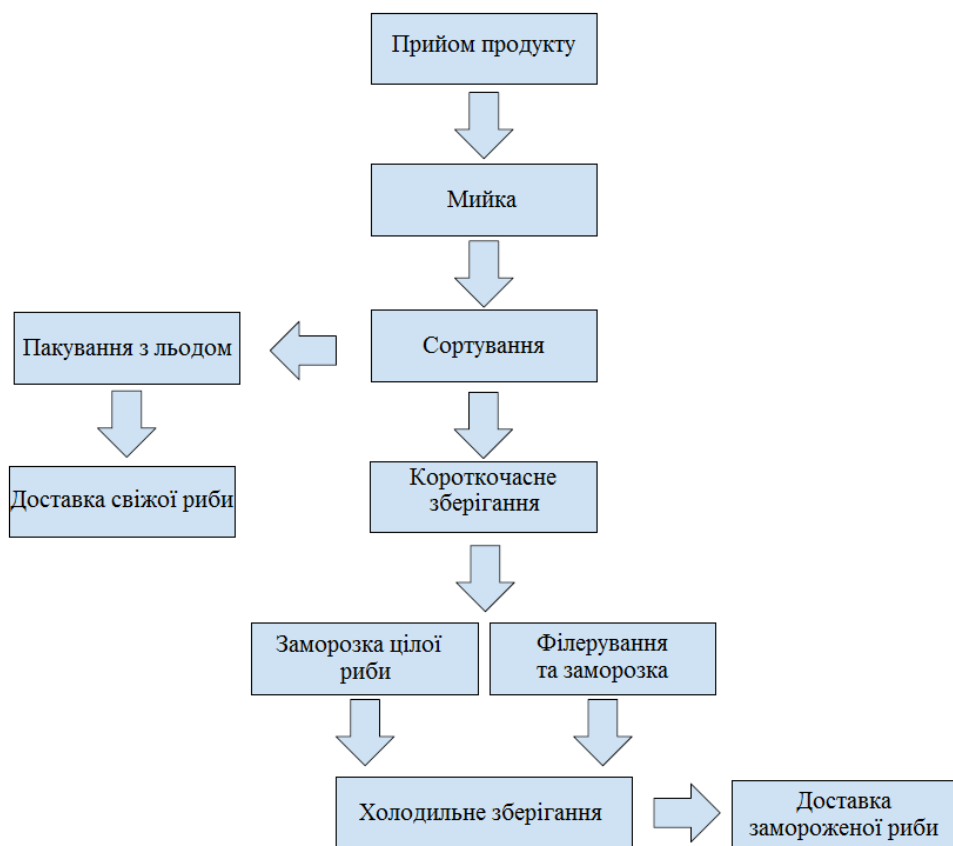


Рисунок 1.1. Процеси холодильної обробки типового рибного підприємства

Заморожування риби

Заморожування є найбільш ефективним способом консервування риби. Під час цього процесу температура продукту знижується до значень, за яких переважна частина води переходить у кристалічний стан. Для промислового зберігання рибу заморожують до температури в центрі продукту не вище -18°C .

Основною метою заморожування є максимальне уповільнення біохімічних процесів і практично повне припинення розвитку мікроорганізмів. Якість замороженої риби значною мірою залежить від швидкості проходження зони кристалізації, яка знаходиться у діапазоні температур від -1 до -5°C .

При повільному заморожуванні утворюються великі кристали льоду, що руйнують структуру клітин. У результаті після розморожування спостерігаються значні втрати клітинного соку та погіршення консистенції продукту. Швидке заморожування сприяє утворенню дрібних рівномірно розподілених кристалів, що забезпечує краще збереження структури тканин.

У сучасній промисловості застосовуються такі способи заморожування:

- повітряне заморожування;
- плиткове заморожування;
- тунельне заморожування;
- флюїдизаційне заморожування;
- кріогенне заморожування.

Для великих обсягів рибної продукції найчастіше використовуються повітряні морозильні камери та тунелі швидкого заморожування з температурою повітря від -30 до -40°C .

Зберігання замороженої риби

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Після завершення процесу заморожування продукція надходить до низькотемпературних камер зберігання. Для більшості видів мороженої риби нормативною є температура зберігання від -18 до -25 °С.

Тривалість зберігання залежить від температури, жирності риби та способу її підготовки. Для нежирних видів риби термін зберігання може становити від 8 до 12 місяців, тоді як для жирних видів через процеси окиснення жирів цей показник зазвичай не перевищує 4–8 місяців.

У камерах необхідно підтримувати відносну вологість повітря на рівні 90–95 %. Недотримання цього показника призводить до усушки поверхні продукту та утворення дефекту, відомого як морозний опік.

Для зменшення втрат маси широко застосовується глазурування риби тонким шаром льоду товщиною 1–3 мм, який створює захисний бар'єр від зневоднення та окиснення.

Особливості холодильників для рибної продукції

Рибні холодильники є спеціалізованими підприємствами, що поєднують функції приймання, сортування, охолодження, заморожування та зберігання продукції. До складу таких об'єктів входять:

- приймальні майданчики;
- сортувальні та обробні цехи;
- камери охолодження;
- морозильні апарати;
- низькотемпературні камери зберігання;
- експедиційні приміщення;
- машинне відділення холодильної установки.

Для портових холодильників характерна нерівномірність надходження сировини, пов'язана з сезонністю вилову та графіком роботи риболовецького флоту. Тому проектування холодильних потужностей виконується з

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

урахуванням пікових навантажень та необхідності створення резервних запасів продукції.

Сучасні рибні холодильники дедалі частіше оснащуються автоматизованими системами керування, енергоефективними компресорними агрегатами та холодильними установками на природних холодоагентах. Особливий інтерес становлять системи на діоксиді вуглецю (R744), які поєднують високу холодопродуктивність, екологічну безпеку та можливість реалізації енергозберігаючих схем холодопостачання.

1.2 СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ ХОЛОДИЛЬНОГО ЗБЕРІГАННЯ РИБИ ТА ВИМОГИ ДО ТЕМПЕРАТУРНИХ РЕЖИМІВ

Якість рибної продукції значною мірою залежить від дотримання температурного режиму на всіх етапах виробничо-логістичного ланцюга. Після вилову риба піддається первинному охолодженню або заморожуванню, після чого надходить на холодильне зберігання, транспортування та реалізацію. Будь-яке порушення температурного режиму призводить до інтенсифікації біохімічних процесів, розвитку мікроорганізмів та скорочення терміну придатності продукції.

Сучасна технологія холодильного зберігання риби базується на принципі безперервного холодового ланцюга, який забезпечує підтримання необхідної температури продукту від моменту вилову до кінцевого споживача.

Основними етапами холодового ланцюга є:

- приймання риби в порту;
- сортування та первинна обробка;
- охолодження або заморожування;
- холодильне зберігання;
- формування транспортних партій;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- транспортування до споживача.

Для кожного виду продукції встановлюються рекомендовані температури зберігання.

Таблиця 1.1 – Рекомендовані температури зберігання рибної продукції

Вид продукції	Температура зберігання, °С	Відносна вологість, %	Орієнтовний термін зберігання
Охолоджена риба	0...+2	90–95	5–15 діб
Підморожена риба	-2...-3	90–95	20–30 діб
Заморожена риба	-18	90–95	4–8 місяців
Заморожена нежирна риба	-25	90–95	8–12 місяців
Заморожена жирна риба	-25	90–95	4–8 місяців
Філе риби	-18...-25	90–95	6–10 місяців

Особливу увагу необхідно приділяти швидкості заморожування. Чим швидше продукт проходить зону максимального льодоутворення, тим менше пошкоджується структура тканин.

У сучасній практиці застосовуються різні технології заморожування риби, які відрізняються швидкістю теплообміну, енерговитратами та сферою використання.

Для виробничих рибних холодильників морських портів найбільш поширеними є тунельні та плиткові морозильні апарати, які забезпечують високу продуктивність та можливість безперервної роботи.

Під час холодильного зберігання основними причинами втрати якості продукції є:

- усушка поверхні продукту;

- окиснення жирів;
- рекристалізація льоду;
- коливання температури;
- порушення герметичності упаковки.

Для зменшення втрат застосовуються спеціальні технологічні заходи, наведені у таблиці 1.3.

Таблиця 1.2 – Порівняльна характеристика способів заморожування риби

Спосіб заморожування	Температура середовища, °С	Тривалість процесу	Основні переваги
Камерне повітряне	-25...-35	10–24 год	Простота та невисока вартість
Тунельне	-30...-40	2–8 год	Висока продуктивність
Плиткове	-35...-45	2–6 год	Висока якість блокової продукції
Флюїдизаційне	-35...-40	10–30 хв	Висока швидкість заморожування
Кріогенне	до -80	5–20 хв	Мінімальні втрати якості

Таблиця 1.3 – Заходи щодо збереження якості мороженої риби

Негативний фактор	Наслідки	Спосіб усунення
Усушка	Втрата маси	Підтримання вологості 90–95 %
Морозний опік	Погіршення зовнішнього вигляду	Глазурування

Окиснення жирів	Погіршення смаку	Герметична упаковка
Коливання температури	Рекристалізація льоду	Автоматичне регулювання режимів
Тривале зберігання	Зниження якості	Оптимізація логістики

Для рибного холодильника морського порту особливого значення набуває забезпечення безперервного технологічного процесу. Риба після приймання повинна максимально швидко надходити на обробку та заморожування. Тому холодильний комплекс зазвичай включає приймальне відділення, виробничі приміщення, морозильні апарати, камери зберігання готової продукції та експедицію.

З урахуванням сучасних вимог до енергоефективності дедалі більшого поширення набувають холодильні системи на природних холодоагентах. Для низькотемпературних рибних холодильників особливо перспективним є застосування діоксиду вуглецю (R744), який забезпечує високі показники теплообміну та дозволяє реалізовувати енергоощадні схеми холодопостачання.

1.3 КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ СХЕМИ РИБНИХ ХОЛОДИЛЬНИКІВ

Рибні холодильники є спеціалізованими підприємствами холодильної промисловості, призначеними для приймання, первинної обробки, заморожування та тривалого зберігання рибної продукції. На відміну від універсальних холодильних складів, вони мають розвинуту виробничу частину та значні морозильні потужності, що забезпечують швидке оброблення продукції безпосередньо після її надходження.

Особливістю рибних холодильників морських портів є нерівномірність надходження сировини, що обумовлена сезонністю вилову, погодними

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

умовами та графіками роботи риболовецьких суден. У зв'язку з цим холодильний комплекс повинен забезпечувати можливість приймання великих партій риби протягом короткого проміжку часу та створення необхідних запасів замороженої продукції.

Основними функціями рибного холодильника є:

- приймання риби з транспортних засобів або суден;
- сортування та контроль якості продукції;
- первинна обробка;
- заморожування продукції;
- холодильне зберігання;
- комплектування замовлень;
- відвантаження готової продукції споживачам.

Технологічна схема роботи рибного холодильника

Технологічний процес роботи рибного холодильника повинен забезпечувати безперервний рух продукції з мінімальним часом перебування у зонах з позитивною температурою.

Типова схема руху продукції наведена у таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Основні стадії технологічного процесу

Етап	Виконувані операції	Температура, °C
Приймання риби	Розвантаження, зважування, контроль якості	0...+5
Первинна обробка	Сортування, миття, патрання	+8...+12
Передохолодження	Зниження температури продукту	0...+2
Заморожування	Інтенсивне відведення теплоти	-30...-40
Зберігання	Тривале зберігання продукції	-25
Експедиція	Формування транспортних партій	-18...-12

Сучасні холодильники будуються за принципом прямоочності технологічних потоків. Це дозволяє уникнути перетину потоків сировини та готової продукції, підвищити санітарну безпеку виробництва та зменшити експлуатаційні витрати.

Склад основних приміщень холодильника

Склад приміщень визначається продуктивністю підприємства та характером технологічних процесів.

Для виробничого рибного холодильника продуктивністю 52 т на зміну доцільно передбачити наступні функціональні групи приміщень.

Таблиця 1.5 – Основні приміщення рибного холодильника

Група приміщень	Призначення
Приймальне відділення	Розвантаження та приймання продукції
Сортувальний цех	Контроль якості та сортування
Виробничі приміщення	Оброблення риби
Камери охолодження	Тимчасове зберігання охолодженої продукції
Морозильне відділення	Заморожування продукції
Камери зберігання	Довготривале зберігання
Експедиція	Відвантаження продукції
Допоміжні приміщення	Побутові та технічні потреби
Машинне відділення	Розміщення холодильного обладнання

Планувальні рішення повинні забезпечувати мінімальну довжину транспортних шляхів та раціональне розташування приміщень відповідно до технологічного процесу.

Камери холодильного зберігання

Основним елементом рибного холодильника є низькотемпературні камери зберігання. Їх конструкція повинна забезпечувати:

- мінімальні теплопритоки;
- рівномірний розподіл температури;
- підтримання необхідної вологості повітря;
- зручність виконання вантажно-розвантажувальних робіт;
- можливість механізації складських операцій.

Для мороженої риби температура зберігання зазвичай приймається від -22 до -25°C. Такий режим дозволяє мінімізувати втрати якості продукції та збільшити термін її зберігання.

Відносна вологість повітря повинна підтримуватись на рівні 90–95 %, що забезпечує зменшення усушки продукції.

Особливості холодильників портового типу

Портові холодильники мають ряд особливостей порівняно зі звичайними холодильними складами:

- значні добові коливання навантаження;
- необхідність швидкого заморожування великих партій продукції;
- високу частку низькотемпературних камер;
- підвищені вимоги до надійності холодильного обладнання;
- цілорічний режим експлуатації.

Для забезпечення ефективної роботи таких об'єктів необхідно застосовувати сучасні енергоощадні холодильні системи, здатні працювати при низьких температурах кипіння та високих холодильних навантаженнях.

Традиційно для рибних холодильників використовувалися установки на холодоагентах R404A, R507A та аміаку (R717). Проте сучасні вимоги

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

щодо підвищення енергоефективності та скорочення викидів парникових газів обумовлюють перехід до систем на природних холодоагентах, зокрема діоксиді вуглецю (R744). Завдяки високим теплофізичним характеристикам CO₂ забезпечує ефективну роботу низькотемпературних холодильних систем та створює передумови для впровадження сучасних схем з еджекторами, паралельною компресією та рекуперацією теплоти.

1.4 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ ДЛЯ РИБНИХ ХОЛОДИЛЬНИКІВ

Одним із найважливіших етапів проєктування промислових холодильників є вибір холодоагенту та схеми холодопостачання. Від прийнятого технічного рішення залежать енергетична ефективність, надійність роботи обладнання, екологічна безпека підприємства та експлуатаційні витрати протягом усього терміну служби установки.

У холодильниках для зберігання рибної продукції традиційно використовувалися установки на синтетичних холодоагентах R404A та R507A, а також аміачні холодильні системи на R717. Проте останніми роками все більшого поширення набувають установки на природному холодоагенті R744 (діоксид вуглецю), що пов'язано із посиленням міжнародних екологічних вимог та необхідністю підвищення енергоефективності холодильного обладнання.

Холодильні системи на R404A

Протягом багатьох років холодоагент R404A був одним із найбільш поширених робочих тіл у промислових та комерційних холодильних системах. Його популярність пояснювалася хорошими термодинамічними характеристиками, низькою токсичністю та простотою експлуатації.

Разом із тим R404A має надзвичайно високий потенціал глобального потепління, що значно перевищує сучасні екологічні вимоги. Крім того, при

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

низькотемпературних режимах роботи холодильні установки на R404A характеризуються підвищеним споживанням електроенергії.

У зв'язку з реалізацією міжнародної політики скорочення використання фторованих газів застосування R404A поступово обмежується, а його використання в нових холодильних установках практично припиняється.

Холодильні системи на R507A

Холодоагент R507A був створений як альтернатива R404A та широко застосовувався у низькотемпературних холодильних установках.

Перевагами R507A є:

- стабільність складу;
- хороші теплофізичні характеристики;
- відсутність температурного ковзання;
- можливість роботи при низьких температурах кипіння.

Водночас потенціал глобального потепління R507A також залишається дуже високим. Це обмежує перспективи його використання в майбутньому та стимулює пошук альтернативних холодоагентів.

Аміачні холодильні системи (R717)

Аміак є одним із найстаріших промислових холодоагентів, який широко застосовується у великих холодильних комплексах, складах та підприємствах харчової промисловості.

Основними перевагами аміаку є:

- високий холодильний коефіцієнт;
- низька вартість;
- нульовий потенціал руйнування озонового шару;
- практично нульовий вплив на глобальне потепління.

Завдяки високій енергоефективності аміачні системи тривалий час залишаються еталоном для промислового холодопостачання.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Однак аміак має ряд суттєвих недоліків:

- токсичність;
- горючість;
- підвищені вимоги до безпеки;
- складність розміщення обладнання у густонаселених районах;
- необхідність спеціальної підготовки обслуговуючого персоналу.

Для портових холодильників великої місткості аміачні установки продовжують використовуватися, проте вимоги до безпеки значно ускладнюють їх експлуатацію.

Холодильні системи на CO₂ (R744)

Діоксид вуглецю є природним холодоагентом, який останніми роками розглядається як один із найперспективніших варіантів для низькотемпературного холодопостачання.

CO₂ характеризується:

- нульовим озоноруйнівним потенціалом;
- мінімальним потенціалом глобального потепління;
- високою об'ємною холодопродуктивністю;
- хорошими теплообмінними властивостями;
- негорючістю;
- відсутністю токсичності у робочих концентраціях.

Висока густина пари та значна інтенсивність теплообміну дозволяють зменшити діаметри трубопроводів, скоротити заправку системи та знизити капітальні витрати на окремі елементи обладнання.

Особливо ефективними CO₂-системи є для низькотемпературних режимів роботи, характерних для рибних холодильників з температурами кипіння від -35 до -45 °С.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розвиток технологій паралельної компресії, механічного переохолодження та еджекторних систем дозволив значно підвищити енергетичну ефективність транскритичних CO₂-установок навіть у регіонах із високими температурами навколишнього середовища.

Переваги застосування CO₂ для рибного холодильника

Для виробничого рибного холодильника продуктивністю 52 т на зміну використання CO₂-системи дозволяє отримати низку переваг:

- зниження впливу на навколишнє середовище;
- високу енергоефективність при низькотемпературних режимах;
- можливість використання еджекторних технологій;
- компактність обладнання;
- зменшення витрат холодоагенту;
- високий рівень автоматизації системи;
- відповідність сучасним міжнародним екологічним вимогам.

Таким чином, проведений аналіз показує, що для проєктованого рибного холодильника морського порту доцільним є застосування енергоощадної холодильної системи на діоксиді вуглецю (R744). Використання сучасних схем із паралельною компресією та еджектором дозволяє забезпечити високі показники енергоефективності та надійності роботи підприємства.

Порівняння сучасних холодоагентів

Основні характеристики холодоагентів наведені у таблиці 1.6.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Таблиця 1.6 – Порівняння холодоагентів для рибних холодильників

Показник	R404A	R507A	R717	R744
Тип	HFC	HFC	Природний	Природний
ODP	0	0	0	0
GWP	3922	3985	0	1
Горючість	Ні	Ні	Так	Ні
Токсичність	Низька	Низька	Висока	Низька
Робочий тиск	Низький	Низький	Середній	Високий
Енергоефективність НТ режимів	Середня	Середня	Висока	Висока
Перспективність застосування	Низька	Низька	Висока	Дуже висока

Як видно з таблиці 1.6, найбільш перспективними рішеннями для нових промислових холодильників є системи на природних холодоагентах R717 та R744.

2. ВИЗНАЧЕННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ПЛОЩІ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКА

Початкові дані:

Місто — Херсон, $t_{oc.}=30^{\circ}C$, географічна широта – 46.18 град.

Камери збереження:

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

Маса збереженого продукту — $G=600$ т

Вид вантажу — риба заморожена

Вантажний обсяг камери

$$V_B = \frac{G}{g_v} [M^3], \quad (2.1)$$

де G - маса збереженого продукту, т;

g_v - норма завантаження одиниці вантажного обсягу, т/м³. Приймаємо для риби в ящиках $g_v=0.35$ т/м³.

$$V_B=600/0.35=1714 \text{ м}^3$$

Вантажна площа камер

$$F_B = \frac{V_B}{h_B} [M^2], \quad (2.2)$$

де h_B - висота складування продукту, м. Приймаємо для камер збереження і охолодження $h_B=4$ м, з розрахунку норми завантаження 500 кг/м³ (риба в ящиках), контейнер 1200x800x1300.

$$F_B=1714/4=428 \text{ м}^2$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будівельна площа камер

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

де β - коефіцієнт використання будівельної площі камери.

Для середніх камер ($F_{\text{в}}=(50\dots300)\text{м}^2$) приймаємо $\beta=0,8$.

$$F_{\text{б}}=428/0.8=535 \text{ м}^2$$

Приймаємо крок колон 6×12 м, тоді площа будівельного прямокутника складе $F_{\text{бп}}=6 \cdot 12=72 \text{ м}^2$

Визначаємо число будівельних прямокутників

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

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

$$n_{\text{бп}}=535/72=7.4 \Rightarrow 8 \text{ прямокутників}$$

Місткість камери збереження:

$$G_{\text{к}}=F_{\text{бп}} \cdot \beta \cdot h_{\text{в}} \cdot g_{\text{в}} = 72 \cdot 0.8 \cdot 4 \cdot 0.35 = 80,6 \text{ тон.}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

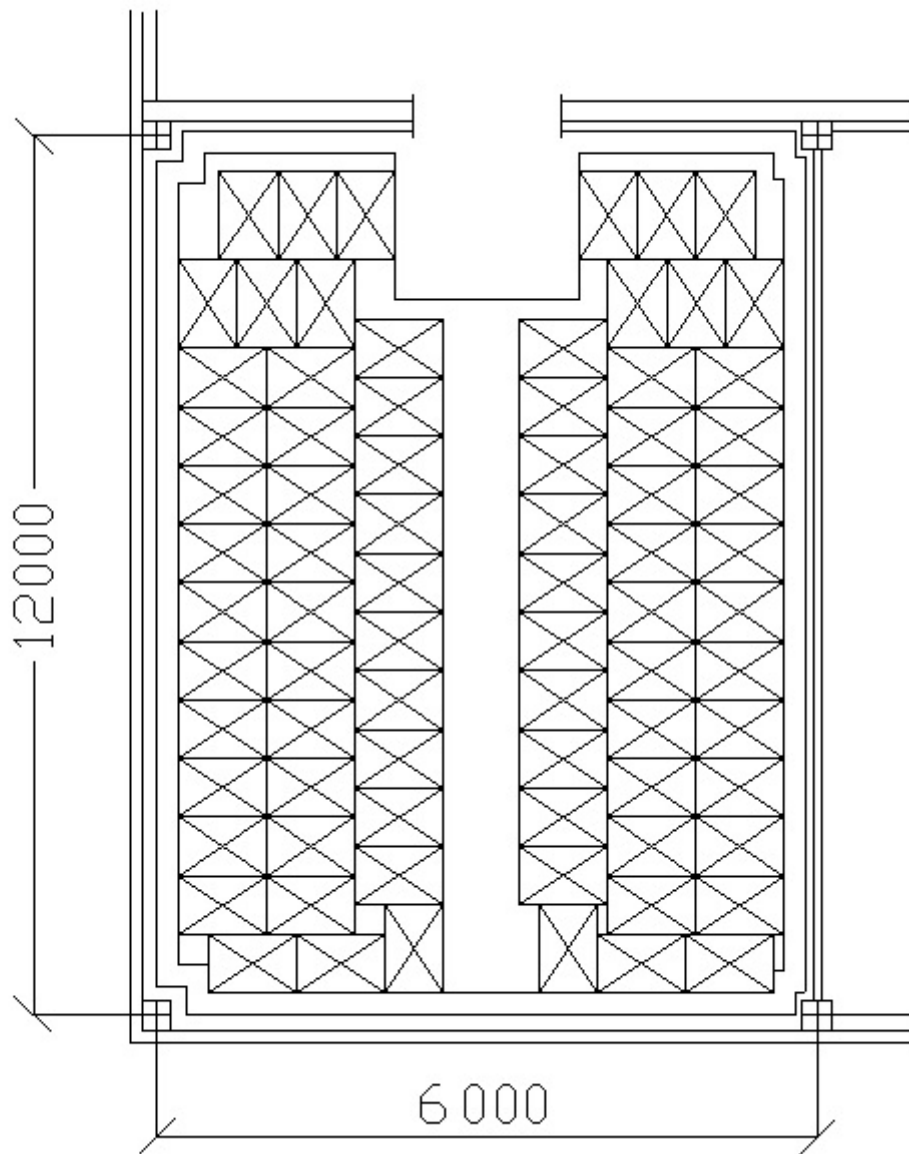


Рис. 2.1 – Зображення камери збереження з усіма необхідними відступами і розташуванням вантажу.

Холодильник включає вісім камер збереження з кроком колон 6x12 , будівельною площею 72 м².

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

3. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ КАМЕР

3.1 Коефіцієнти теплопередачі для перекриття холодильника

Для зовнішніх стін

$$k_{zc} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+t_k)} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (3.1)$$

де t_k – температура в камері, °С.

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

Для стелі

$$k_{бп} = 0.95 \cdot k_{nc} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right] \quad (3.2)$$

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

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

$$k_{но} = 1.18 \cdot k_{nc} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right] \quad (3.3)$$

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

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

$$k_{вн} = \frac{1}{2 + 0.07 \cdot \Delta t_{п}} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (3.4)$$

де $\Delta t_{п}$ – різниця між температурами повітря більш теплого і холодного

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оохолоджувальних приміщень по обидва боки огороження. Приймаємо 0°C, оскільки температура по обидва боки однакова.

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

Для підлоги приймаємо даний коефіцієнт згідно коефіцієнтів теплопередачі для підлоги, що обігривається.

Таблиця 3.1 Коефіцієнт теплопередачі для підлоги, що обігривається

Температура повітря в оохолоджувальному приміщенні, °C	$k_{\text{п}}$, Вт/(м ² К)
От -30 до -20	0.21

3.2 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу

Тепер знаючи величини коефіцієнтів теплопередачі, розраховуємо для кожної багатошарової огорожі товщину теплоізоляційного шару за формулою (3.5).

$$\delta_{\text{із}} = \left[\frac{1}{k^*} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{\text{із}} \quad [\text{м}], \quad (3.5)$$

де k^* - коефіцієнт теплопередачі відповідного огороження;

α_3, α_k - розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі із зовнішнього і внутрішнього боку огорожі. Приймаємо коефіцієнти тепловіддачу із табл.

3.2;

δ_i, λ_i -

товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару

конструкції огорожі. Приймають у залежності від обраної ізоляційної конструкції ;

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

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

$$\lambda_{із} = (1.1 \dots 1.15) \cdot \lambda_{ПСБ-С} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{мК}} \right] \quad (3.6)$$

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

Таблиця 3.2 – Коефіцієнти тепловіддачі біля поверхонь огороження холодильних камер

Огородження	α , Вт/(м ² К)
Зовнішні поверхні холодильника	23
Внутр. поверхні камер зберігання з повітряним охолодженням	9
Внутр. поверхні неохолоджуваних і опалювальних приміщень, що межують з холодильними камерами	8
Внутрішні поверхні камер холодильної обробки	11

Знаючи структуру і матеріал стіни, визначаємо товщину теплоізоляції по формулі (3.5) для кожної огорожі. Якщо збільшена товщина теплоізоляційного шару перевищує від одержаного на 5%, тоді визначаємо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі.

Для зовнішніх стін із структурою

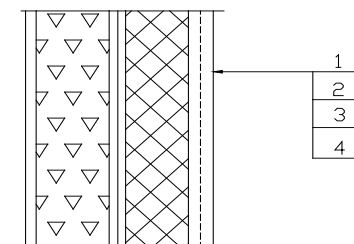


Рис. 3.1 – структура зовнішньої стіни

Таблиця 3.3 – Найменування матеріал шару, для зовнішніх стін.

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

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

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

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

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

Для стелі

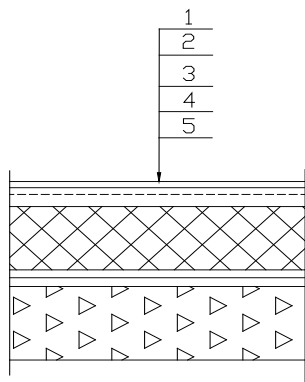


Рис. 3.2 – структура стелі

Таблиця 3.4 – Найменування матеріал шару, для стелі.

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

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

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

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

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

Для внутрішніх стін

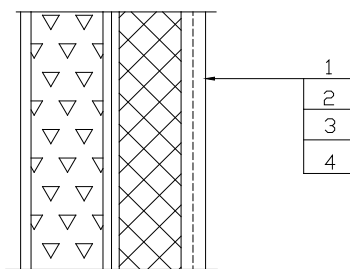


Рис. 3.3 – Структура внутрішніх стін

Таблиця 3.5 – Найменування матеріал шару, для внутрішніх стін

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

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

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

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

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

Для перегородок між охолоджуваними приміщеннями

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

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

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

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 100мм.

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

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

Для підлоги

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

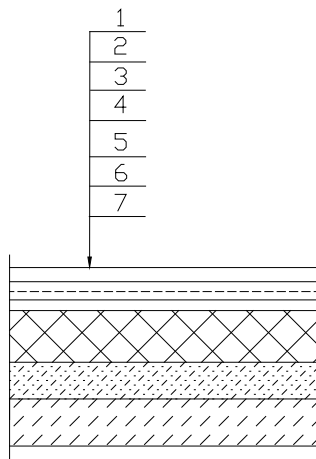


Рис. 3.4 – Структура підлоги

Таблиця 3.6 – Найменування матеріалу шару, для підлоги

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

У розрахунку враховуємо лише шари лежачі вище за бетонну підгонку.

Коефіцієнт теплопередачі поверхні підлоги, приймаємо однаковими з таблиці 3.2, для внутрішніх поверхонь камер.

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

Таблиця 3.7 – Характеристики стін холодильника

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

4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування визначають підсумуванням усіх теплоприпливів за формулою (4.1).

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \text{ [Вт]}, \quad (4.1)$$

де Q_1 – теплоприпливи через огороження охолоджувальних об'єктів;

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

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

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

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

4.1 Розрахунок теплоприпливів через огороження

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C} \text{ [Вт]}, \quad (4.2)$$

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

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

$$Q_{1T} = kF(t_3 - t_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.3)$$

де k – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даної огорожі;

F – площа поверхні даної огорожі;

t_n – температура навколишнього середовища або сусіднього теплішого приміщення;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

t_k – температура охолоджуваного об'єкту.

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

$$Q_{1C} = kF\Delta t_c \text{ [Вт]}, \quad (4.4)$$

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

$$\Delta t_c = p \frac{q_c \varepsilon_c}{\alpha_n} \text{ [°C]}, \quad (4.5)$$

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

q_c – розрахункова напруга сонячної радіації для літнього періоду, приймаємо по табл. 3.1, для Південної і Західної сторони;

ε_c – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею огорожі, приймаємо по табл. 3.2.

α_n – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні огорожі в навколишнє середовище, приймаємо по табл. 4.1.

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

Таблиця 4.1 – Розрахункові напруги сонячного випромінювання для літнього періоду

Географічна широта (північна)	q_c , Вт/м ²			
	Горизонтальна плоска покрівля	Пд	Сх	З
46	789	384	384	461

Таблиця 4.2 – Коефіцієнти поглинання сонячного випромінювання різними матеріалами

Для стін		Для стелі	
Матеріал поверхні	ε_c	Матеріал поверхні	ε_c
Штукатурка світла	0.4	Гідроізол	0.86

Таблиця 4.3 – Розрахунок теплоприпливів через огороження камер.

Огорожа		K, Вт/(м ² К)	F, м ²	t _н , °С	t _к , °С	Q _{IT} ⁱ , Вт	Δt _c , °С	Q _{IC} ⁱ , Вт	Q _I ⁱ , Вт
Камера №1	Перегородка (Пд)	0.211	51.2	18.5	-25	470	-		470
	Перегородка (С)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Зовнішня (Пн)	0.181	51.2	30	-25	509	-		509
	Зовнішня (З)	0.181	69.4	30	-25	690	6.01	75	765
	Підлога	0.194	118	1	-25	591	-		591
	Стеля	0.176	118	30	-25	1140	22.1	459	1599
	Σ Q _I ⁱ , Вт								
Камера №2	Перегородка (Пд)	0.211	50.4	18.5	-25	463	-		463
	Перегородка (С)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Зовнішня (Пн)	0.181	50.4	30	-25	501	-		501
	Перегородка (З)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Підлога	0.194	108	1	-25	591	-		545
	Стеля	0.176	108	30	-25	1140	22.1	420	1463
	Σ Q _I ⁱ , Вт								
Камера №3	Перегородка (Пд)	0.211	50.4	18.5	-25	463	-		463
	Перегородка (С)	0.337	69.4	18.5	-25	0	-		1017
	Зовнішня (Пн)	0.181	50.4	30	-25	501	-		501
	Перегородка (З)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Підлога	0.194	108	1	-25	591	-		545
	Стеля	0.176	108	30	-25	1140	22.1	420	1463
	Σ Q _I ⁱ , Вт								
Камера №4	Перегородка (Пн)	0.211	51.2	18.5	-25	470	-		470
	Перегородка (С)	0.337	69.4	-25	-25	0	-		0
	Зовнішня (Пд)	0.181	51.2	30	-25	509	-		509
	Зовнішня (З)	0.181	69.4	30	-25	690	6.01	75	765
	Підлога	0.194	118	1	-25	591	-		591
	Стеля	0.176	118	30	-25	1140	22.1	459	1599
	Σ Q _I ⁱ , Вт								
Камера №5	Перегородка (Пн)	0.211	50.4	18.5	-25	687	-		687
	Перегородка (С)	0.211	69.4	-25	-25	0	-		0
	Зовнішня (Пд)	0.181	50.4	30	-25	501	4.2	38	539
	Перегородка (З)	0.337	69.4	30	-25	1286	-		765
	Підлога	0.194	108	1	-25	591	-		545
	Стеля	0.176	108	30	-25	1140	22.1	420	1463
	Σ Q _I ⁱ , Вт								
Сумарні теплоприпливи крізь огорожі камер, Вт									17828

4.2 Розрахунок теплоприпливів від вантажів при їх холодильній обробці

$$Q_2 = \frac{G(h_1 - h_2)\tau_{\text{ц}}}{0.0864\tau_p} \text{ [Вт]} \quad (4.6)$$

де $G_{\text{п}}$ – добове додавання вантажу на холодильну обробку, т/доб. ;

$(h_1 - h_2)$ – різниця ентальпій вантажу, відповідних початковій і кінцевій температурам продукту (кДж/кг).

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

τ_p – тривалість робочого періоду, тобто фактичний час, впродовж якого споживається холод, год.

Добове додавання вантажу на холодильну обробку приймаємо 7% від місткості камери, оскільки місткість камери не перевищує 200т.

Приймаємо початкову температуру надходження вантажу в камеру збереження мінус 10°C, тоді ентальпії вантажу будуть рівні $h_1 = 33,2$ кДж/кг, $h_2 = -11,7$ кДж/кг (при $t_2 = -25^\circ\text{C}$).

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

$$G_{\text{п}} = 0.07 \cdot G_{\text{к}} = 0.07 \cdot 72 = 11.79 \text{ тони/добу}$$

$$Q_2 = \frac{11.79 \cdot (33.2 - (-11.7))}{0.0864} = 6130 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи від тари

$$Q_{2\text{T}} = \frac{G_{\text{T}}(c_1 t_1 - c_2 t_2)\tau_{\text{ц}}}{0.0864\tau_p} \text{ [Вт]} \quad (4.7)$$

де G_{T} – добове надходження тари на холодильну обробку, т/доб;

c_1, c_2 – питомі теплоємності тари, при відповідних температурах, кДж/кг.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$G_T = 0.1 \cdot G = 0.1 \cdot 11.79 = 1.18 \frac{\text{Т}}{\text{доб}}$$

$$Q_{2T} = \frac{1.18 \cdot (1.46 \cdot (-10) - 1.46 \cdot (-25))}{0.0864} = 299 \text{ Вт}$$

Сума теплоприпливів від вантажу

$$\Sigma Q_2 = Q_2 + Q_{2T} = 6130 + 299 = 6430 \text{ Вт}$$

4.3 Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел

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

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' \text{ [Вт]}, \quad (4.9)$$

де Q_4' – теплоприплив від електричного освітлення;

Q_4'' – теплоприплив від електричних двигунів;

Q_4''' – теплоприплив від працюючих людей;

Q_4'''' – теплоприплив від відкривання дверей.

Розрахунок теплоприливу від електричного освітлення

$$Q_4' = q_4' \cdot j_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд}} \text{ [Вт]}, \quad (4.10)$$

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

$j_{\text{св}}$ – коефіцієнт одночасної роботи світильників. Приймаємо $j_{\text{св}}=0,33$

для трьох зонного освітлення;

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

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

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок теплоприпливу від електричних двигунів

$$Q_4'' = j_{\text{дв}} \Sigma N_{\text{дв}} \text{ [Вт]}, \quad (4.11)$$

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

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

Так як розрахунок теплоприливів ведуть при проектуванні охолоджувального об'єкта, то на цьому етапі роботи ще не відомі потужності електродвигунів устаткування, у цьому випадку ведемо розрахунки по виразу (4.12).

$$\Sigma N_{\text{дв}} = 1.2(Q_1 + Q_2 + Q_3)m, \quad (4.12)$$

де $(Q_1 + Q_2 + Q_3)$ – сума розрахованих теплоприливів для даної камери;

m – коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача.

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

$$\Sigma N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot (3999 + 6430) \cdot 0.06 = 1010 \text{ Вт}$$

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

Розрахунок теплоприпливу від працюючих людей

$$Q_4''' = q_4''' n \text{ [Вт]}, \quad (4.13)$$

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

n – число працюючих.

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

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

$$q_4''' = 270 - 6t_k \quad (4.14)$$

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

$$Q_4''' = 420 \cdot 2 = 840 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок теплоприпливу при відкриванні дверей

$$Q_4''' = VF_{\text{буд}} [\text{Вт}], \quad (4.15)$$

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

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

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

Сума експлуатаційних теплоприпливів

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

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

Таблиця 4.4 – Сумарні теплопритоки в камери

	$Q_1, \text{Вт}$	$Q_2, \text{Вт}$	$Q_3, \text{Вт}$	$Q_0, \text{Вт}$
Камера №1	3934	6430	1053	11417
Камера №2	2972	6430	1053	10455
Камера №3	3989	6430	1053	11472
Камера №4	3934	6430	1053	11417
Камера №5	3999	6430	1053	11482

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

При розрахунку навантаження на компресора теплопритоки від холодильної обробки вантажу необхідно визначити виходячи з навантаження на швидкоморозильні апарати $G=100$ т/добу. Тоді, по формулі 3.6 і 3.7 визначимо сумарний теплоприток від заморожування вантажу:

$$Q_2 = \frac{100 \cdot (33.2 - (-11.7))}{0.0864} + \frac{10 \cdot (1.46 \cdot (-10) - 1.46 \cdot (-25))}{0.0864} = 54500 \text{ Вт}$$

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

$$Q_{\text{комп}} = 17828 + 54500 + 0.5 \cdot 5 \cdot 2107 = 77595 \text{ Вт}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7</i>	Арк.
						44
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Вихідні данні:

Теплове навантаження – $Q_0=77.6$ кВт

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

Температура конденсації – $t_k=45^{\circ}\text{C}$, $T_k=318$ К

Холодильний агент – R744(CO_2)

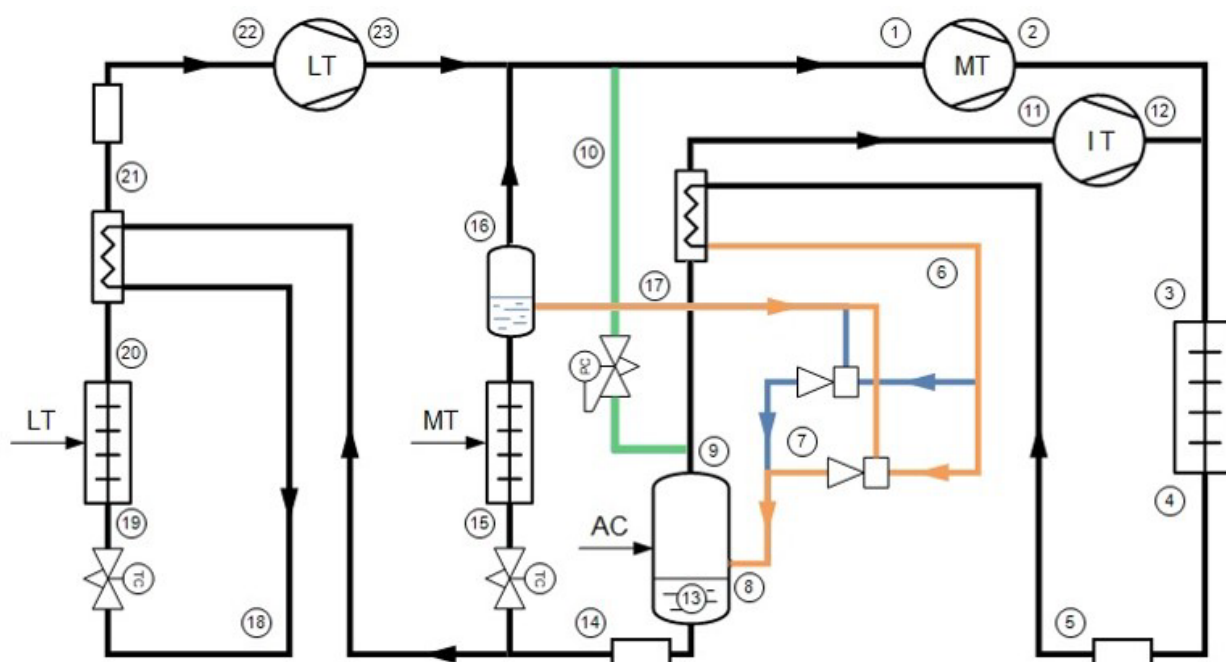


Рис. 5.1. Принципова схема транскритичної холодильної системи CO_2 з паралельним стисненням та мультиежекторним блоком: LT – компресор першого ступеня стиснення, MT – компресор другого ступеня стиснення, IT – компресор паралельного стиснення.

Розрахункове теплове навантаження на компресор

$$Q_{\text{км}} = \frac{k}{b} \cdot Q_0 \text{ [кВт]} \quad (5.1)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

де k – коефіцієнт утрат при транспортуванні холоду;
 b – коефіцієнт робочого часу компресорів.

Для великих систем безпосереднього випаровування холодильного агенту приймаємо $k=1.05$.

Для малих автоматизованих агрегатів приймаємо – $b=0.8$.

$$Q_{\text{KM}} = \frac{1.05}{0.8} \cdot 77.6 = 101.9 \text{ кВт}$$

За допомогою діаграми lgP-h, будемо цикл холодильної установки і знімаємо данні для розрахунку вузлових точок рис. 5.2, отримані данні заносимо в таблицю 5.1.

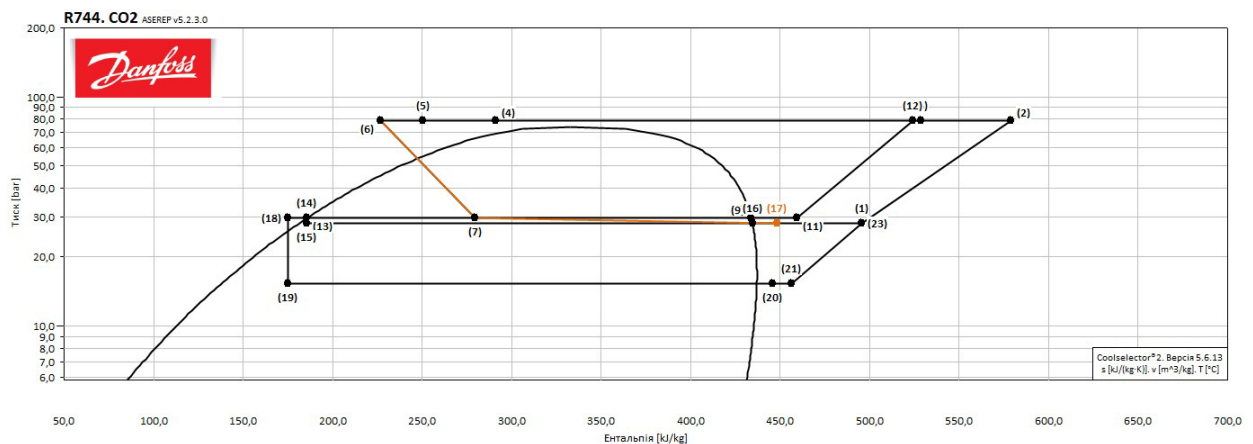


Рис.5.2. Цикл роботи холодильної установки R744.

5.1 Тепловий розрахунок

Для виконання теплового розрахунку сучасної холодильного системи на природному холодоагенті CO₂ (R744) використовується спеціалізоване програмне забезпечення Coolselector2 компанії Danfoss.

Програмний комплекс Coolselector2 дозволяє виконувати:

- розрахунок холодильних циклів;

									Арк.
									46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7				

- підбір компресорного обладнання;
- визначення параметрів роботи системи;
- розрахунок холодопродуктивності;
- оцінку енергоспоживання;
- підбір теплообмінного обладнання;
- аналіз режимів роботи CO₂-систем.

У даному проєкті тепловий розрахунок виконується для сучасної транскритичної CO₂-системи розподільчого холодильника з урахуванням:

- температурного режиму камер;
- теплопритоків через огорожувальні конструкції;
- теплопритоків від продукції;
- інфільтрації зовнішнього повітря;
- тепловиділень від персоналу та освітлення;
- роботи вентиляторів повітроохолоджувачів;
- кліматичних умов експлуатації.

При розрахунку визначаються:

- сумарне теплове навантаження;
- необхідна холодопродуктивність установки;
- температури кипіння та газового охолодження;
- робочі тиски системи;
- масова витрата холодоагенту;
- споживана потужність компресорів;
- коефіцієнт енергоефективності (COP).

Особлива увага приділяється роботі системи в умовах високих температур навколишнього середовища, що є характерним для кліматичних умов південних регіонів України, зокрема м. Херсон.

За допомогою діаграми та програмного забезпечення знаходимо параметри в вузлових точка циклу. Значення температури, тиску, ентальпії і питомої обсягу в характерних точках наведені в таблиці 5.1.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1 Параметри в вузлових точках холодильної системи на R744.

Point	Description	[°C]	[bar]	[kg/m ³]	[kJ/kg]	[kJ/(kg·K)]	[-]
1	Всмоктування СТ (МТ) компресора	46,3	26,49	49,45	501,8	2,129	1
2	Нагнітання СТ (МТ) компресора	202,7	115,4	141,3	630,1	2,207	1
3	Вхід в газоохолоджувач	167,4	115,4	159,8	586,6	2,112	1
4	Вихід з газоохолоджувача	45	115,4	635,9	318,9	1,367	1
5	Вихід з газоохолоджувача, додаткове охолодження	35	115,4	757,1	281,7	1,248	1
6	Після РТО	30,2	115,4	799,9	267,3	1,201	1
7	Вихід з ежектора	-5	30,46	166,3	299,4	1,373	0,45
8	Вхід в ресивер	-5	30,46	166,3	299,4	1,373	0,45
9	Насичений газ в ресивері	-5	30,46	83,36	433,4	1,873	1
10	Після байпасного газового клапана	-10	26,49	71,63	433,4	1,892	0,99
11	Всмоктування паралельного (ІТ) компресора	13,2	30,46	70,72	459,4	1,966	1
12	Нагнітання паралельного (ІТ) компресора	140,6	115,4	179,3	551,7	2,03	1
13	Насичена рідина ресивері	-5	30,46	956,5	188	0,9575	0
14	Спільна рідинна лінія	-5	30,46	956,5	188	0,9575	0
15	Після СТ (МТ) розширювального клапана	-10	26,49	626,2	188	0,9595	0,04
16	Лінія всмоктування СТ (МТ)	-10	26,49	71,18	435,1	1,899	1
17	Ежектор, всмоктування	-4,5	26,49	67,57	443	1,928	1
18	НТ (LT) рідинна лінія	-7,8	30,46	971,6	181,5	0,9338	0
19	Після НТ (LT)	-35	12,02	148,9	181,5	0,9532	0,19

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

	розширювального клапана						
20	Вихід з НТ (LT) випарника	-27	12,02	29,58	444,7	2,058	1
21	Вихід з НТ (LT) РТО	-20,6	12,02	28,44	451,3	2,084	1
22	Всмоктування НТ (LT) компресора	-20,6	12,02	28,44	451,3	2,084	1
23	Нагнітання НТ (LT) компресора	46,3	26,49	49,45	501,8	2,129	1

Таблиця 5.2 Основні параметри продуктивності системи на R744.

		COP [W/W]	1,27
Продуктивності			
	Холодопродуктивність (LT) випарника [kW]	НТ	101,9
	Холодопродуктивність (MT) випарника [kW]	СТ	0
	Холодопродуктивність (AC) [kW]	СКП	0
	Продуктивність газоохолоджувача [kW]		219,9
	Додатковий перегрів після НТ (LT) випарника [kW]		0
	Переохолодження після газоохолоджувача [kW]	після	30,55
Потужність компресора			
	НТ (LT) компресор [kW]		20,17
	СТ (MT) компресор [kW]		48,34
	Паралельний (IT) компресор [kW]		43,41
Теплові втрати компресора			
	НТ (LT) компресор [kW]		0,605
	СТ (MT) компресор [kW]		1,45
	Паралельний (IT) компресор [kW]		1,302
Енергетичний баланс			
	Вхід [kW]		253,8
	Вихід [kW]		253,8
	Різниця [kW]		0
Масова витрата			

	Масова витрата НТ (ЛТ) випарника [kg/h]	1394
	Масова витрата СТ (МТ) випарника [kg/h]	582,7
	Масова витрата СТ (МТ) компресора [kg/h]	1315
	Масова витрата паралельного (ІТ) компресора [kg/h]	1642
	Масова витрата ежектора на всмоктуванні [kg/h]	660,9
	Рушійна масова витрата ежектора [kg/h]	2957
	Масова витрата газоохолоджувача [kg/h]	2957
	Масова витрата від СТ (МТ) випарника до лінії всмоктування [kg/h]	0
Об'ємні витрати на всмоктуванні		
	НТ (ЛТ) компресор [m ³ /h]	49
	СТ (МТ) компресор [m ³ /h]	26,6
	Паралельний (ІТ) компресор [m ³ /h]	19,69

6 РОЗРАХУНОК ГАЗОВОГО ОХОЛОДЖУВАЧА

За результатами теплового розрахунку приймаємо для відведення теплоти гарячого газу газовий охолоджувач з продуктивністю:

$$Q_k=70 \text{ кВт}$$

Дані для розрахунку:

$$\text{Теплове навантаження: } Q_k=70 \text{ кВт}$$

$$\text{Розрахункова температура зовнішнього повітря: } t_n=32 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Відносна вологість зовнішнього повітря: } \varphi_n=0.6$$

$$\text{Зовнішній діаметр труби: } d=0.022 \text{ м}$$

$$\text{Внутрішній діаметр труби: } d_{\text{вн}}=0.02 \text{ м}$$

$$\text{Товщина ребра: } \delta=0.0008 \text{ м}$$

$$\text{Крок ребер: } u=0.008 \text{ м}$$

$$\text{Ширина ребра: } B=0.044 \text{ м}$$

Матеріал труб/ребер: сталь

$$\text{Крок труб по ходу/проти ходу повітря: } S_1/S_2=0.044/0.088 \text{ м}$$

Розташування труб в пучку: шахове

Форма ребра: пластинчасте

Агент: R744

6.1 Тепловий розрахунок конденсатора

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі $\Delta t=5 \text{ К}$, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2=t_n+\Delta t=32+5=37 \text{ }^\circ\text{C}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 32 + 10 = 42 \text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату – $w = 8 \text{ м/с}$.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

- зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = B^2 - 0.25 \cdot \pi \cdot d^2 + 4 \cdot B \cdot \delta = 0.044^2 - 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.022^2 + 4 \cdot 0.044 \cdot 0.0008 = 1.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot d \cdot (u - \delta) = 3.14 \cdot 0.022 \cdot (0.008 - 0.0008) = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d \cdot u = 3.14 \cdot 0.022 \cdot 0.008 = 0.55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_n = f_p + f_{тр} = 1.7 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 10^{-3} = 2.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- коефіцієнт обребрення β и ступінь обребрення ϕ_n :

$$\beta = f_n / f_{вн} = 2.2 / 0.55 = 4$$

$$\phi_n = f_n / f_{тр} = 2.2 / 0.5 = 4.4$$

За довідковими даними [2] вибираємо теплофізичні властивості повітря при t_n :

- кінематична в'язкість $\nu = 16.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0.027 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $Pr = 0.7$;
- щільність $\rho = 1.16 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- теплоємність $c = 1.005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Визначальний розмір для умов тепловіддачі від поверхні конденсатора до повітря для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$d_e = 2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta) / (S_1 - d + u - \delta), \text{ м} \quad (6.1)$$

$$d_e = 2 \cdot (0.044 - 0.022) \cdot (0.008 - 0.0008) / (0.044 - 0.022 + 0.008 - 0.0008) = 0.011 \text{ м}$$

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = w \cdot d_e / \nu \quad (6.2)$$

$$Re = 8 \cdot 0.011 / 16.2 \cdot 10^{-6} = 5358$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu = 0.178 \cdot [(S_1 - d) / d_e]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (6.3)$$

$$Nu = 0.178 \cdot [(0.044 - 0.022) / 0.011]^{-0.14} \cdot 5358^{0.6} = 27.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d_e \quad (6.4)$$

$$\alpha_k = 27.8 \cdot 0.027 / 0.011 = 69.1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

Умовна висота ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot (1.15 \cdot B / d - 1) (1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot B / d)), \text{ м} \quad (6.5)$$

$$h' = 0.5 \cdot 0.022 \cdot (1.15 \cdot 0.044 / 0.022 - 1) (1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot 0.044 / 0.022)) = 0.018 \text{ м}$$

Для сталевих труб коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{тр} = 47 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$,
для сталевих ребер $\lambda_p = 47 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh[(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] / [(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] \quad (6.6)$$

$$E = \tanh[(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 47))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] / [2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 47)]^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] = 0.91$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{пр} = \alpha_k \cdot (f_p \cdot E / f_{п1} + 1 / \varphi_H), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.7)$$

$$\alpha_{пр} = 69.1 \cdot (1.7 \cdot 0.91 / 2.2 + 1 / 4.4) = 64.2 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару мастила:

товщина – $\delta_M = 0.0005 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_M = 0.12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні апарату визначимо по формулі:

$$K = [(1 / \alpha_{пр} + 8 \cdot f_{п1} / (\pi \cdot (d^2 + d_{вн}^2))) \cdot (0.5 \cdot (d - d_{вн}) / \lambda_{тр} + \delta / \lambda_p + \delta_M / \lambda_M)]^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.8)$$

$$K = [(1 / 64.2 + 8 \cdot 2.2 \cdot 10^{-3} / (\pi \cdot (0.022^2 + 0.002^2))) \cdot (0.5 \cdot (0.022 - 0.02) / 47 + 0.0008 / 47 + 0.0005 / 0.12)]^{-1} = 23.8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Властивості агента (R744) визначаємо за довідковими даними [2] при визначальній температурі конденсації t_k :

- щільність конденсату $\rho_k = 1120 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_k = 0.0756 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_k = 2.2 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- теплота паротворення $r = 165 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Щільність теплового потоку з боку конденсуючого холодильного агента, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{ст}$, можна виразити по формулі:

$$q = \beta^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot r \cdot \rho_k^2 \cdot \lambda_k^3 \cdot (\mu_k \cdot d_{вн})^{-1}]^{0.25} \cdot (t_k - t_{ст})^{-0.75}, \text{ Вт/м}^2 \quad (6.9)$$

$$q = 4^{-1} \cdot 0.72 \cdot [9.81 \cdot 165 \cdot 10^3 \cdot 1120^2 \cdot 0.0756^3 \cdot (2.2 \cdot 10^{-4} \cdot 0.02)^{-1}]^{0.25} \cdot (42 - t_{ст})^{-0.75} = 678 \cdot (42 - t_{ст})^{-0.75}$$

Щільність теплового потоку з боку повітря, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{ст}$, можна виразити по формулі:

$$q = K \cdot (t_{ст} - t_n), \text{ Вт/м}^2 \quad (6.10)$$

$$q = K \cdot (t_{ст} - t_n) = 23.8 \cdot (t_{ст} - 32)$$

Вирішуючи спільно систему рівнянь 5.9 і 5.10, визначимо шукану щільність теплового потоку через стінку: $q = 168.2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Повну оребрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F = Q_k \cdot 10^3 / q, \text{ м}^2 \quad (6.11)$$

$$F = 70 \cdot 10^3 / 168.2 = 416 \text{ м}^2$$

5.2 Конструктивний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через апарат:

$$V = Q_k / (c \cdot \rho \cdot \Delta t), \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.12)$$

$$V = 70 / (1.16 \cdot 1.005 \cdot 6) = 14.15 \text{ м}^3/\text{с}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа «живого» перетину конденсатора: $F_{ж}=V/w=14.3/8=1.7 \text{ м}^2$

Сумарна довжина труб в апараті: $\sum L=F_{ж}/f_{п}=1.7/(2.2 \cdot 10^{-3})=772 \text{ м}$

Площу «живого» перетину одного ребристого елемента визначимо по формулі:

$$f_{ж}=S_1 \cdot u - (2 \cdot h \cdot \delta + d \cdot u), \text{ м}^2 \quad (6.13)$$

$$f_{ж}=0.044 \cdot 0.008 - (2 \cdot 0.018 \cdot 0.0008 + 0.022 \cdot 0.008) = 0.1465 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату: $n_{ре}=F_{ж}/f_{ж}=1.7/0.1465 \cdot 10^{-3}=11604$

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\sum L_{ф}=u \cdot n_{ре}=0.008 \cdot 11604=92.8 \text{ м}$$

Площа фронтального перетину апарату: $S_{ф}=S_1 \cdot \sum L_{ф}=0.044 \cdot 92.8=4.1 \text{ м}^2$

По графіках характеристик вентиляторів [6] вибираємо чотири вентилятори марки ВО-12-303-6,3 при орієнтовному натиску $H=130 \text{ Па}$.

Діаметр вентиляторів $D_{в}=0.63 \text{ м}$, кількість $z=3$

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_{к}=(S_{ф}/z)^{0.5}=(4.1/4)^{0.5}=1.01 \text{ м}$;

- довжина $L_{к}=B_{к} \cdot z=1.01 \cdot 4=4.04 \text{ м}$.

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{ф}=B_{к}/S_1=1.01/0.044=23$$

Дійсні геометричні розміри конденсатора:

- ширина $B_{к}=N_{ф} \cdot S_1=23 \cdot 0.044=1.01 \text{ м}$;

- довжина $L_{к}=S_{ф}/B_{к}=4.1/1.01=4.06 \text{ м}$.

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N=\sum L/\sum L_{ф}=772/92.8 \approx 9$$

Висота секції: $H_{к}=S_2 \cdot N=0.088 \cdot 9=0.79 \text{ м}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

7 РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

Вихідні дані для розрахунку:

Дано:

холодопродуктивність апарату	$Q_0 = 16 \text{ кВт}$
температура повітря камери	$t_k = -25 \text{ }^\circ\text{C}$
відносна вологість повітря камери	$\varphi_k = 90 \%$
швидкість повітря у живому перетині апарату	$\omega = 4 \text{ м/с}$
температура кипіння холодильного агенту	$t_0 = -35 \text{ }^\circ\text{C}$
Холодильний агент	R - 744

Геометричні розміри і тип ребристої поверхні ПО:

Труба: сталь

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

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

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

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

Ребро: сталь, пластинчасте

Висота – $h = 0,02 \text{ м}$

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

Крок – $u_p = 0,012 \text{ м}$

Компоновка пучка труб: шаховий пучок

Крок труб в пучку:

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

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

Діагональний

$$S_{22} = (S_2^2 + (S_1 / S_2)^2)^{0,5} \text{ [м]}, \quad (7.1)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

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

7.1 Тепловий розрахунок повітроохолоджувача

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

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

Температура повітря на виході з ПО

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

Середня температура повітря

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

Температурний напор

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

Середня температура поверхні ПО (інею)

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

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

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

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

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

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

Число Прандтля – $Pr = 0.719$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

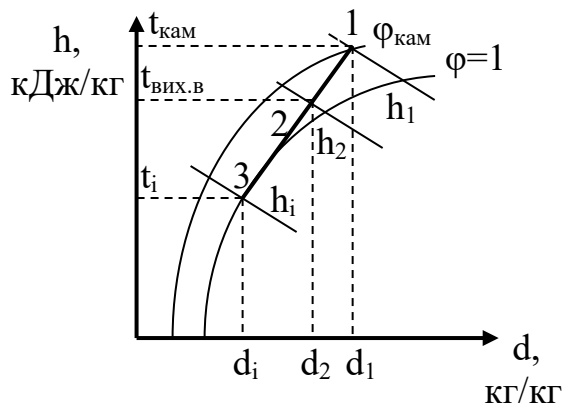


Рис.7.1 – Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі.

По d- h діаграмі, за допомогою таблиць роботи і розрахункових залежностей визначаємо параметри повітря (t,d,h). І заносимо в табл.7.1

Таблиця 7.1 – Параметри повітря

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

Влаговміст повітря на виході з апарату

$$d_2 = d_k - \left[(t_k - t_2) \cdot \frac{(d_k - d_{\text{пн}})}{(t_k - t_{\text{пн}})} \right] \left[\frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right], \quad (7.2)$$

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

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

Влаговміст повітря при вологості повітря 100% і температурі мінус 28°C дорівнює $d_{21} = 0.31 \cdot 10^{-3}$ кг/кг.

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

Відносна вологість повітря на виході з апарату

$$\phi_2 = \frac{d_2}{d_{21}} = \frac{3.191 \cdot 10^{-4}}{3.1 \cdot 10^{-4}} = 1.029$$

Розрахунок геометричних характеристик ребристого теплопередаючого елемента

4.2 Геометричні характеристики поверхні ребристого теплопередаючого елемента вільного від інею

Площа зовнішньої поверхні ребра

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

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами

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

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елемента

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

Повна зовнішня поверхня ребристого елемента

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

Коефіцієнт β і ступінь φ оребрення теплообмінної поверхні

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

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

Умовний коефіцієнт оребрення теплообмінної поверхні

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

7.2 Геометричні характеристики поверхні інею що осів на ребристому

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

теплопередающем елементі

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі

$$f_{pi} = 2[S_1 \cdot S_2 - 0.785 \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_i)^2] [M^2], \quad (7.3)$$

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

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами

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

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

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі

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

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

Коефіцієнт оребрення β поверхні покритої інеєм

$$\beta_i = \frac{f_{zi}}{f_b}, \quad (7.4)$$

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

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

$$f_{ж} = (S_1 - d_{3н} - 2\delta_i) \cdot (u_p - \delta_p - 2\delta_i) [M^2], \quad (7.5)$$

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

Задаємося швидкістю повітря в "живому" перетині повітроохолоджувача

$$\omega_{п} = 3 \text{ м/с}$$

Визначуваний режим руху повітря число Рейнольдса

$$Re_{п} = \frac{\omega_{п} \cdot d_{3н}}{\nu_{п}},$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

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

Еквівалентний діаметр

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

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

Число Нусельта

$$Nu = 0.178 \cdot Re_{\pi}^{0.6} \left(\frac{S_2}{d_e} \right)^{-0.14}, \quad (7.6)$$

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

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні інею

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_{\pi}}{d_{3H}} \left[\frac{Вт}{м^2К} \right], \quad (7.7)$$

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

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

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

Коефіцієнт теплопровідності інею $\lambda_i = 0,2$ Вт/(м²К)

Влаговміст повітря при середній температурі

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

Питома теплоємність вологого повітря

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

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Коефіцієнт вологовипадіння

$$\xi = 1 + (d_{\text{вк1}} \cdot \varphi_{\text{вк}} - d_{\text{пі}}) \cdot \frac{r - h_i}{[c_{\text{п}} \cdot (t_{\text{к}} - t_{\text{пі}})]}, \quad (7.8)$$

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

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

$$\alpha_{\text{пр}} = \left[\frac{1}{(\alpha_{\text{к}} \cdot \xi)} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right]^{-1} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (7.9)$$

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

Безрозмірний комплекс

Умовна висота ребра

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

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

Коефіцієнт ефективності ребра

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

Коефіцієнт враховує нерівномірність тепловіддачі

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

Коефіцієнт враховує контактний термічний опір між трубою і ребром, для сталевих труб і сталевих ребер дорівнює $C_{\text{к}}=0.8$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента

$$\alpha_{\text{пр.зн}} = \frac{\alpha_{\text{пр}} (f_p \cdot E \cdot \psi \cdot c_k + f_T)}{f_{zi}} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (7.10)$$

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

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби

$$q_B = \alpha_k \cdot \xi \cdot (t_{\text{ср.п}} - t_{\text{ні}}) \cdot \beta_i \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right], \quad (7.11)$$

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

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні робочого тіла в трубах апарату:

$$\alpha_0 = (103.2 + 0.19 \cdot t_0) \cdot q_B^{0.25} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (7.12)$$

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

Коефіцієнт теплопередачі віднесений до зовнішньої поверхні інею

$$k_{\text{зн.і}} = \left[\frac{1}{\alpha_{\text{пр.зн}} + \varphi \cdot \frac{\delta_T}{\lambda_T} + \frac{\beta_i}{\alpha_0}} \right]^{-1} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (7.13)$$

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

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

$$k_{\text{зн}} = k_{\text{зн.і}} \cdot \frac{\beta}{\beta_i} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (7.14)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інею

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

Прийнята різниця температур повітря і поверхні інею

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

Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею

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

Відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур

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

Площа сухої поверхні повітроохолоджувача

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

7.4 Компонувальний розрахунок повітроохолоджувача

Метою компонентного розрахунку ПО є:

- а) Визначення загальної кількості труб в теплообмінній секції, що забезпечують розрахункову величину теплообмінної поверхні;
- б) Визначення кількості труб в поперечному і подовжньому перетинах повітроохолоджувача, і на їх основі габаритних розмірів теплообмінної секції апарату.

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач

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

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Мінімальний "живий" перетин повітроохолоджувача з інєєм на теплообмінній поверхні

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

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача

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

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

Діаметр вентилятора – $D_{\text{в}}=0.4 \text{ м}$

Число вентиляторів – $n=2 \text{ шт}$

Площа прохідного перетину вентиляторів

$$F_{\text{в}} = 0.785 \cdot D_{\text{в}}^2 \cdot n = 0.785 \cdot 0.5^2 \cdot 2 = 0.39 \text{ м}^2$$

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

$$1.8 < \frac{F_{\text{ф}}}{F_{\text{в}}} < 2.6 \quad 1.8 < 2.05 < 2.6$$

умова виконується

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

Ширина

$$H_{\text{h}}' = (F_{\text{ф}} / n)^{0.5} = (0.82 / 2)^{0.5} = 0.64 \text{ м}$$

Довжина

$$L_{\text{h}}' = H_{\text{h}}' \cdot n = 0.64 \cdot 2 = 1.28 \text{ м}$$

Орієнтовне число труб у фронтальному перетині пучка, шт

$$z_{\text{п}}' = H_{\text{h}}' / S_1 = 0.64 / 0.06 = 10.7$$

Число труб уперек потоку повітря визначають округленням $z_{\text{п}}'$ до цілого

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

парного значення $z_n=12$, тоді дійсна ширина і довжина секції складе:

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

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

Число ребристих елементів у фронтальному перетині повітроохолоджувача

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

Площа сухої зовнішньої поверхні одного ряду труб у фронтальному перетині повітроохолоджувача

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

Орієнтовне число труб по ходу повітря у ПО

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

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

Загальна довжина труб апарату

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

Площа зовнішньої поверхні апарату

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

Глибина секції

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

7.5 Аеродинамічний розрахунок опору шахових пучків труб

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

$$P = 0.233 \cdot \left(\frac{S_2}{S_p} \right)^{0.42} \cdot (\omega_{\text{п}} \cdot \rho_{\text{п}})^{1.8} \cdot z_{\text{пр}}' \text{ [Па]} \quad (7.15)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

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

Таблиця 7.2 – Характеристики розрахункового ПО

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

Було обрано сучасні кубічні повітроохолоджувачі **Güntner серій CXGHN та CPGHN**, які спеціально розроблені для роботи з CO₂ (R744) у низькотемпературних камерах.

- **Холодопродуктивність:** обидві серії мають діапазон потужностей, що охоплює ваші 16 кВт при температурі кипіння –35 °С.
- **Призначення:** CXGHN та CPGHN застосовуються у камерах глибокої заморозки та промислових складах, де потрібна стабільна робота при низьких температурах.

- **Конструкція:** оребрена поверхня теплообміну $\sim 40\text{--}45 \text{ м}^2$ забезпечує ефективний відбір тепла при високій відносній вологості ($\phi = 90 \%$).
- **Вентилятори:** оптимізовані для швидкості повітря $3\text{--}5 \text{ м/с}$, що відповідає вашим умовам ($\omega = 4 \text{ м/с}$).
- **Матеріали:** антикорозійне покриття оребрення та можливість роботи у важких умовах експлуатації.
- **CXGHN** — більш універсальна серія, яка охоплює широкий діапазон потужностей ($1\text{--}140 \text{ кВт}$) і підходить для різних типів камер.
- **CPGHN** — спеціалізована серія для глибокої заморозки, з діапазоном $5\text{--}127 \text{ кВт}$, оптимізована для стабільної роботи при низьких температурах.

Таблиця 7.3 – Характеристики підібраних ПО

Параметр	CXGHN (CO ₂)	CPGHN (CO ₂)
Діапазон потужності	1–140 кВт	5–127 кВт
Робочий холодоагент	CO ₂ (R744)	CO ₂ (R744)
Оптимальна t ₀	–30...–40 °C	–30...–40 °C
Застосування	Камери заморозки	Логістичні склади
Вентилятори	3–5 м/с	3–4 м/с
Поверхня теплообміну	$\sim 40\text{--}45 \text{ м}^2$ (для 16 кВт)	$\sim 38\text{--}42 \text{ м}^2$ (для 16 кВт)

8 ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ ТА ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ

8.1 Підбір основного обладнання

Підбір компресорів здійснимо по потрібній холодопродуктивності в режимі зберігання $Q_0=101.9$ кВт з параметрами роботи, представленими при тепловому розрахунку. Були обрані **гвинтові компресори Bitzer OS.A95 CO₂** — два агрегати по ~ 52 кВт кожен. Це рішення дозволяє забезпечити потрібну сумарну продуктивність із мінімальною кількістю машин, що спрощує обслуговування та підвищує надійність системи.

У процесі теплового розрахунку було визначено необхідне теплове навантаження на газоохолоджувач у даній холодильній системі, яке становить: $Q_k=131.6$ кВт. Для відведення цієї кількості теплоти було прийнято рішення застосувати газоохолоджувачі промислового виконання, спеціально розроблені для роботи з холодильним агентом CO₂ (R744) у транскритичному режимі.

Вибираємо **Газоохолоджувач Güntner GACC** (Gas Cooler/Condenser for CO₂):

- Розрахований на роботу при високих тисках (до 120 бар), що відповідає умовам транскритичного циклу CO₂.
- Має оребрену поверхню та оптимізовану конструкцію вентиляторів, що забезпечує ефективне охолодження при температурі навколишнього повітря 35–40 °С.
- Паспортна продуктивність апарата становить близько 135 кВт, що повністю перекриває розрахункове теплове навантаження.
- Виконання з антикорозійним покриттям оребрення гарантує довговічність та надійність роботи в умовах промислової експлуатації.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У камерах схову вантажу для забезпечення температурного режиму і рівномірного температурного поля буде встановлено по 2 підвісних стельових повітроохолоджувача з розрахунковою холодопродуктивністю по $Q_0=16$ кВт. Приймаємо повітряохолоджувач марки **Güntner CXGHN**.

Для підвищення енергетичної ефективності транскритичної холодильної установки на діоксиді вуглецю (R744) у схемі передбачено використання мультиежекторного блоку високого тиску. Застосування ежеекторної технології дозволяє утилізувати частину енергії, яка в традиційних системах втрачається під час процесу дроселювання холодоагенту.

Принцип роботи високонапірного ежеектора полягає у використанні потенціальної енергії потоку CO_2 після газоохолоджувача для підсмоктування пари з ресівера та подальшого підвищення її тиску. У результаті частина навантаження переноситься з компресорів середнього тиску на паралельні компресори, що працюють при вищому тиску всмоктування та споживають менше електроенергії. Такий підхід дозволяє знизити енергоспоживання холодильної установки та підвищити її коефіцієнт енергетичної ефективності.

Для даної холодильної системи обрано мультиежекторний блок високого тиску **Danfoss STM 6 HP 1875**, спеціально розроблений для транскритичних систем на холодоагенті R744. Даний блок належить до серії STM (CO_2 Multi Ejector Solution) та призначений для роботи в системах із паралельною компресією холодопродуктивністю понад 150 кВт.

Мультиежекторний блок являє собою компактний агрегат, у корпусі якого встановлено шість паралельно працюючих ежеекторів різної продуктивності. Керування здійснюється за допомогою контролера компресорної станції, який послідовно підключає окремі ежеектори залежно від режиму роботи системи та зовнішніх умов. Така конструкція забезпечує

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

плавне регулювання продуктивності та високу ефективність роботи в широкому діапазоні навантажень.

Основні технічні характеристики мультиежекторного блоку Danfoss STM 6 HP 1875:

- холодоагент – R744 (CO₂);
- тип – мультиежектор високого тиску;
- максимальний робочий тиск – 140 бар;
- випробувальний тиск – 200 бар;
- допустимий перепад тиску на ежеекторі – до 90 бар;
- робочий температурний діапазон від –10 до +50 °С;
- маса виробу – 8,8 кг;
- внутрішній об'єм – 12,7 л.

Блок STM 6 HP 1875 містить чотири активні ежеектори продуктивністю 125, 250, 500 та 1000 кг/год відповідно, що забезпечує сумарну витрату робочого потоку до 1875 кг/год. Завдяки ступінчастому регулюванню система може адаптувати свою продуктивність до поточних умов експлуатації без суттєвих втрат ефективності.

Використання мультиежекторного блоку Danfoss STM 6 HP 1875 особливо ефективно при високих температурах навколишнього середовища, коли транскритичні системи CO₂ працюють з підвищеним тиском газоохолодження. У таких умовах ежеектор забезпечує підвищення тиску всмоктування паралельних компресорів на 6–11 бар та дозволяє отримати суттєве зниження споживання електроенергії порівняно з традиційними бустерними схемами.

З урахуванням холодопродуктивності установки, застосування паралельної компресії та необхідності забезпечення високої енергоефективності в умовах експлуатації, для проектованої холодильної системи приймається мультиежекторний блок Danfoss STM 6 HP 1875.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 8.1 Технічні характеристики мультиежекторного блоку Danfoss
СТМ 6 HP 1875

Параметр	Значення
Виробник	Danfoss
Тип	СТМ 6 HP 1875
Код виробу	032F5673
Холодоагент	R744 (CO ₂)
Призначення	Висконапірний газовий мультиежектор
Сумарна продуктивність	1875 кг/год
Максимальний робочий тиск	140 бар
Випробувальний тиск	200 бар
Максимальний перепад тиску (OPD)	90 бар
Температура навколишнього середовища	від -10 до +50 °C
Температура робочого середовища	від -10 до +50 °C
Матеріал корпусу	Алюмінієвий сплав
Матеріал приєднувальних патрубків	Нержавіюча сталь
Тип керування	Електромагнітне, ступінчасте
Кількість посадочних місць під ежектори	6
Маса нетто	8,8 кг
Маса брутто	11,7 кг
Сертифікація	PED, cURus
Сумісні мастила	POE, PAG

Вибір мультиежекторного блоку Danfoss СТМ 6 HP 1875 виконано виходячи з необхідності підвищення енергоефективності транскритичної холодильної установки на діоксиді вуглецю. Блок призначений для роботи в системах із паралельною компресією та забезпечує рекуперацію енергії дроселювання шляхом підвищення тиску пари, що надходить із лінії всмоктування середньотемпературних компресорів. Внаслідок цього зменшується навантаження на компресори середнього тиску та збільшується навантаження на паралельні компресори, які працюють при більш сприятливих умовах стиснення. Це дозволяє підвищити холодильний

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коефіцієнт установки та знизити питомі витрати електроенергії на 10–20 %, а за високих температур навколишнього середовища економія може досягати 25 %.

З огляду на розрахункові параметри холодильної системи та необхідність роботи в умовах підвищених температур зовнішнього повітря, мультиежекторний блок Danfoss CTM 6 HP 1875 повністю відповідає вимогам проекту та приймається до встановлення у складі транскритичної каскадної холодильної установки на CO₂.

8.2 Підбір допоміжного обладнання

Лінійний ресивер

Лінійний ресивер призначений для накопичення та рівномірної подачі рідкого CO₂ до регулюючих вентилів і випарників, а також для зберігання холодоагенту під час зупинки холодильної установки.

Для роботи з холодоагентом R744 доцільно застосувати ресивер високого тиску виробництва Danfoss серії **CCR (Carbon CO₂ Receiver)** або аналогічний ресивер виробництва Henry Technologies.

Основні характеристики:

- внутрішній об'єм – 0,75 м³;
- максимальний робочий тиск – до 52 бар;
- випробувальний тиск – до 78 бар;
- температура експлуатації від –40 до +120 °С;
- матеріал корпусу – низьколегована сталь для роботи з CO₂;
- оснащення запобіжними клапанами та рівнеміром.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Масловіддільник

Для вилучення мастила з потоку нагнітання компресора встановлюється високоефективний циклонний масловіддільник.

Рекомендується застосувати масловіддільник серії **OUB CO₂ Oil Separator** виробництва Danfoss або серії **OSCX** виробництва Henry Technologies.

Основні параметри:

- ступінь відділення масла понад 99%;
- робочий тиск до 90 бар;
- можливість повернення масла через електронний регулятор рівня.

Мастилозбірник

Мастилозбірник призначений для накопичення мастила, яке відокремлюється в масловіддільниках та інших апаратах системи. Для установки приймаємо мастилозбірник серії **Oil Reservoir OR-C** виробництва Danfoss об'ємом 10–15 л.

Характеристики:

- робочий тиск до 60 бар;
- температура експлуатації від –40 до +120 °С;
- обладнаний запірною арматурою та оглядовим склом рівня масла.

Таблиця 8.2 Підбір допоміжного обладнання

Найменування обладнання	Марка (приклад)	Кількість
Лінійний ресівер	CCR-750 (Danfoss)	1
Масловіддільник	OUB CO ₂ Oil Separator	1
Мастилозбірник	OR-C 15 л	1

9 РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, \text{ [м}^3/\text{с]}, \quad (9.1)$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, кг/м^3 .

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, \text{ [м]}, \quad (9.2)$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу, м/с .

Нагнітальний трубопровід:

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

$$V_a = 0.11 / 10.25 = 0.011 \text{ м}^3/\text{с}.$$

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

Приймаємо на нагнітанні сталеву трубу 38×2 .

Всмоктуючий трубопровід:

Нижній ступінь:

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

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

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 108×4.

Всмоктуючий трубопровід:

Верхній ступінь:

При $t_1 = -0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ и $P_0 = 4.07 \text{ бар}$ визначаємо щільність агента $\rho_1 = 3 \text{ кг/м}^3$.

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

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

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 76×3.5.

Трубопровід на сливі від конденсатора до ресівера:

При $t_3 = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ и $P_k = 17.8 \text{ бар}$ визначаємо щільність агента $\rho_3 = 580 \text{ кг/м}^3$.

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

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

Приймаємо на рідинному зливі сталеву трубу 32×2.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. ОХОРОНА ПРАЦІ

Вуглекислота не токсична і не вибухонебезпечна, однак при її концентраціях в повітрі понад 5% (92г / м³) знижується частка кисню, що може привести до кисневої недостатності і задухи. Тому слід побоюватися її скупчування в погано провітрюваних приміщеннях. Для реєстрації концентрації вуглекислоти в повітрі виробничих приміщень застосовуються газоаналізатори - стаціонарні автоматичні або переносні.

При зменшенні тиску до атмосферного рідка вуглекислота перетворюється в газ і сніг з температурою -78,5°С і може призвести до ураження слизової оболонки очей та обмороженню шкіри. Тому при відборі проб рідкої вуглекислоти необхідно користуватися захисними окулярами і рукавицями.

Огляд внутрішньої ємності раніше експлуатованої цистерни для зберігання і транспортування рідкої вуглекислоти необхідно проводити у шланговому протигазі. Цистерну необхідно відігріти до температури навколишнього середовища, а внутрішню ємність продути повітрям або провентилювати. Протигаз дозволяється не використовувати тільки після того, як об'ємна частка вуглекислоти всередині обладнання стане нижче 0,5%.

Холодильні установки призначені для підтримання певної температури в холодильних камерах. У зв'язку з наявністю в холодильних установках холодоагентів – аміаку або хладонів, які знаходяться під великим тиском і мають небезпечні властивості, експлуатація їх вимагає суворого дотримання техніки безпеки і технічних умов.

У разі розгерметизації холодильної установки у навколишній простір може виділитися одночасно велика маса холодоагенту й мастила, які становлять реальну небезпеку для людей та навколишнього природного середовища.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструкція апаратів (посудин) кожної холодильної установки експлуатація і технічний огляд підприємством-власником (обслуговуючою організацією) повинні відповідати вимогам «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити холодильні установки необхідним штатом обслуговуючого персоналу або укласти договір зі спеціалізованою організацією на комплексне технічне обслуговування автоматизованих холодильних установок.

До обслуговування холодильних установок допускаються особи, не молодші 18 років, що пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- з експлуатації холодильних установок – для машиністів,
- з автоматизації холодильних установок – для слюсарів,
- з експлуатації і автоматизації холодильних установок – для електромеханіків.

Машиніст і електромеханік допускаються до самостійного обслуговування холодильних установок тільки після проходження стажування упродовж одного місяця і відповідної перевірки знань. Допуск їх до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

Не рідше одного разу на рік комісія підприємства перевіряє знання обслуговуючим персоналом правил технічного обслуговування холодильної установки, техніки безпеки, інструкцій з експлуатації устаткування і охорони праці, а також наявність навиків надання долікарської допомоги в разі нещасних випадків. Результати такої перевірки реєструються в журналі і в посвідченнях обслуговуючого персоналу.

Персонал, що працює у виробничих приміщеннях, у яких встановлено технологічне устаткування з безпосереднім кипінням аміаку, повинен

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

проходити інструктаж з охорони праці, пов'язаної із застосуванням аміачної системи безпосереднього охолодження.

На кожному підприємстві або в об'єднанні підприємств, де користуються холодильними установками, наказом призначаються з числа інженерно-технічних працівників відповідальні особи за справний стан, правильну і безпечну роботу апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодильної установки і для нагляду за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки.

Перевірка знань з питань охорони праці у керівних та інженерно-технічних працівників, пов'язаних з експлуатацією холодильних установок, проводиться перед призначенням їх на посаду і періодично не рідше як один раз на три роки.

На кожному підприємстві для обслуговуючого персоналу мають бути розроблені інструкції з експлуатації устаткування, що входить до складу холодильної установки, а також інструкції з охорони праці під час експлуатації цього обладнання, апаратів і пристроїв.

Апарати (посудини) холодильних установок підлягають технічному огляду до пуску в роботу, періодично в процесі експлуатації і, за необхідності, достроково. Технічний огляд апарата (посудини) полягає в попередньому зовнішньому і внутрішньому (у доступних місцях) огляді його, а також випробуванні тиском на міцність і щільність. Випробування апаратів (посудин) може бути *гідравлічним* або *пневматичним*.

Гідравлічне випробування апаратів хладонових установок проводиться тиском мастила. Заборонено використовувати для цього воду.

Пневматичне випробування апаратів аміачних холодильних установок проводиться тиском повітря, яке створюється спеціальним компресором, а апаратів хладонових холодильних установок – тиском інертного газу (азоту, діоксиду вуглецю) або повітря з точкою роси не більше -40°C .

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У деяких випадках під час технічного огляду апарата до пуску в роботу дозволяється не проводити випробування його надмірним тиском. У холодильних агрегатах, що поставляються на місце монтажу повністю заповненими хладоном і мастилом, апарати тільки оглядаються зовні і перевіряються на наявність в них хладагенту. Випробовують їх на щільність разом з системою змонтованих трубопроводів. Якщо монтаж апарата (посудини) проводився із застосуванням зварювання або паяння елементів, що працюють під тиском, то випробування його до пуску в роботу обов'язкове.

У процесі експлуатації холодильних установок здійснюється періодичний огляд апаратів (посудин) в робочому стані та перевіряється відповідність їх інструкції з експлуатації, а також технічний огляд. Під час технічного огляду апаратів (посудин) їх піддають зовнішньому і (у доступних місцях) внутрішньому огляду не рідше одного разу на два роки і випробуванню надмірним тиском не рідше одного разу на вісім років.

У аміачних холодильних установках апарати, не доступні для внутрішнього огляду, піддають пневматичним випробуванням на міцність і щільність не рідше одного разу на два роки.

Достроковий технічний огляд апаратів (посудин) холодильних установок проводиться після реконструкції і ремонту з застосуванням зварювання і паяння частин, що працюють під тиском, а також у випадку бездіяльності їх в незаконсервованому вигляді більше одного року, демонтажу і установки на новому місці.

Результати технічного огляду апарата (посудини), дозвіл на пуск його в роботу з вказівкою терміну наступного огляду і випробування записуються в книгу обліку і огляду посудин, а також у паспорт апарата особою, що проводила це технічне обстеження.

Трубопроводи і теплообмінна апаратура з труб піддаються випробуванням на міцність і щільність.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Інженерно-технічний працівник, відповідальний за справний стан, правильну і безпечну дію апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодильної установки, зобов'язаний забезпечувати утримання апаратів (посудин) в справному стані, підготовку їх до технічного огляду, а також обслуговування навченим і атестованим персоналом.

Інженерно-технічний працівник, що здійснює нагляд за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки, зобов'язаний оглядати посудини в робочому стані і перевіряти дотримання встановлених режимів експлуатації, а також проводити їх технічний огляд.

Персонал, який обслуговує холодильну установку, повинен строго виконувати вимоги інструкцій щодо режиму роботи і безпечнообслуговування апаратів (посудин). Під час роботи холодильної установки контролюють її герметичність, стан запобіжних клапанів, покази контрольно-вимірвальних приладів.

Під час експлуатації холодильних установок необхідно оформляти такі документи:

- журнал машинного відділення;
- журнал перевірок запобіжних клапанів і контрольно-вимірвальних приладів;
- журнал обліку ремонту і обслуговування устаткування;
- журнал технічного огляду апаратів (посудин), що працюють під тиском.

Під час експлуатації холодильних установок слід керуватися «Правилами будови і безпечної експлуатації аміачних холодильних установок» або «Правилами будови і безпечної експлуатації фреонових холодильних установок».

Адміністрація підприємства зобов'язана утримувати холодильні установки відповідно до вказаних правил і забезпечувати безпеку їх обслуговування.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

Роботи з технічного обслуговування холодильних установок, регулювання і усунення несправностей повинні проводитися з дотриманням вимог вказаних правил, керівництва з експлуатації (КЕ) холодильного устаткування, розроблених заводом-виробником а також «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

Вибухи при роботі компресорів можуть відбуватися внаслідок перевищення тиску стисненого повітря, підвищення його температури при стисненні та утворення вибухонебезпечних сумішей кисню з продуктами розкладу мастил, а також при порушенні вимог безпеки в процесі обслуговування, експлуатації та догляду за технічним станом компресорів. Вони призводять до руйнування обладнання, будівлі, а також можуть призвести до травмування обслуговуючого персоналу.

Холодильні установки небезпечні, тому що холодоагенти, які використовуються в них, можуть спричинити отруєння, а суміш холодоагента із повітрям може бути вибухонебезпечною.

Для безаварійної експлуатації компресорних і холодильних установок необхідно суворо дотримуватися правил безпеки

Компресорні установки є небезпечними, тому що при стисненні повітря від атмосферного тиску до 1 МПа його температура може підвищитись з 20 °С до 300 °С, мастила при цьому частково випаровуються, а при надмірному змащуванні розпилюються у вигляді туману, що може утворювати вибухонебезпечну суміш з повітрям. Дотримання вимог до мастил та режимів змащування у поєднанні з надійним охолодженням є основним заходом попередження вибухів парів мастила при його розкладі. У компресорах низького тиску і малої продуктивності достатньо повітряного охолодження, а в інших необхідно застосовувати водяне охолодження.

Кожна компресорна установка повинна бути оснащена системою автоматики та контролю, арматурою, манометрами, запобіжними клапанами,

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

термометрами і термопарами, контактними пристроями та іншими приладами контролю, що забезпечують її надійну і безаварійну роботу. Компресори продуктивністю біля 50 м³/хв мають бути обладнані пристроями для автоматичного регулювання тиску нагнітання.

Компресорні станції з трьома і більше компресорами обладнуються системою дистанційного контролю, сигналізацією роботи установок і блокуючими пристроями, які автоматично вимикають привод компресора за перевищення температури і тиску стисненого повітря та температури води, що надходить з компресора після охолодження.

Вибухи та аварії холодильних установок інколи трапляються внаслідок гідравлічного удару, відмови запобіжних пристроїв і розриву нагнітального трубопроводу чи балонів з холодильним агентом та витоку холодоагента (аміаку або фреону) крізь нещільні з'єднання. Аміак утворює з повітрям вибухонебезпечну суміш, що особливо небезпечно при ремонтних роботах з відкритим полум'ям. Газоподібний аміак токсичний, його гранично допустима концентрація у повітрі робочої зони дорівнює 20 мг/м³. Рідкий аміак викликає тяжкі опіки шкіри та опіки очей, що може призвести до сліпоти.

Компресори, як правило, слід розміщувати в окремих одноповерхових будівлях. Допускається розміщення компресорів продуктивністю до 20 м³/хв у прилягаючих приміщеннях за умови відокремлення від суміжних приміщень перегородкою, висотою не менше як 3 м і товщиною не менше ніж 12,5 см. Окремі компресори продуктивністю до 10 м³/хв можуть встановлюватися на нижніх поверхах багатоповерхових виробничих будівель за умови їх відокремлення глухими вогнестійкими стінами.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі виконано проєкт розподільного холодильника для зберігання мороженої риби місткістю 600 т у місті Херсон із застосуванням енергоощадної холодильної системи на природному холодоагенті CO₂ (R744).

У процесі роботи проведено аналіз сучасних тенденцій розвитку холодильних технологій для низькотемпературного зберігання харчових продуктів. Встановлено, що використання діоксиду вуглецю як холодоагенту дозволяє забезпечити високий рівень енергоефективності, екологічної безпеки та відповідність сучасним міжнародним вимогам щодо скорочення використання фторованих холодоагентів.

На основі вихідних даних виконано технологічний та теплотехнічний розрахунок холодильника, визначено теплові навантаження на камери зберігання, охолоджувані приміщення та допоміжні зони. Розраховано необхідну холодопродуктивність холодильної установки для забезпечення стабільного температурного режиму зберігання мороженої риби.

За результатами розрахунків обрано транскритичну бустерну холодильну систему на CO₂ з паралельною компресією та мультиежекторною технологією. Використання такої схеми дозволяє ефективно працювати в кліматичних умовах південного регіону України та забезпечує зниження енергоспоживання порівняно з традиційними системами на синтетичних холодоагентах.

У роботі виконано підбір основного та допоміжного холодильного обладнання. Для забезпечення роботи системи обрано компресорну станцію на холодоагенті R744, були обрані гвинтові компресори Bitzer OS.A95 CO₂ — два агрегати по ~52 кВт кожен, газоохолоджувач, повітроохолоджувачі камер зберігання, лінійний ресівер високого тиску, віддільник рідини, масловіддільник, мастилозбірник та захисний дренажний ресівер. Усе

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обладнання підбрано з урахуванням підвищених робочих тисків, характерних для транскритичних CO₂-систем.

Особливу увагу приділено впровадженню мультиежекторного блоку Danfoss CTM 6 HP 1875. Використання ежеекторної технології дозволяє рекуперувати частину енергії, що втрачається під час дроселювання холодоагенту, підвищити тиск на стороні всмоктування паралельних компресорів та зменшити витрати електроенергії. Застосування мультиежектора забезпечує підвищення енергетичної ефективності холодильної установки та покращує її роботу в умовах високих температур навколишнього середовища.

Проведений аналіз показав, що запропонована холодильна система забезпечує надійне підтримання необхідного температурного режиму зберігання мороженої риби, високу надійність експлуатації та відповідність сучасним вимогам щодо енергозбереження та екологічної безпеки. Використання природного холодоагенту CO₂ практично усуває негативний вплив холодильної установки на довкілля, оскільки потенціал руйнування озонового шару ODP дорівнює нулю, а показник глобального потепління GWP становить 1.

Таким чином, виконаний проєкт розподільного холодильника місткістю 600 т для зберігання риби у місті Херсон є технічно обґрунтованим, енергоефективним та екологічно безпечним рішенням. Запропонована холодильна установка на базі CO₂-технології та мультиежекторної системи може бути рекомендована до впровадження на сучасних підприємствах холодильної логістики та зберігання харчових продуктів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Тітлов О.С., Василів В.Б., Загороднюк Л.М. Холодильні машини та установки : підручник. – Одеса : Астропринт, 2019. – 312 с.
2. Тітлов О.С. Проектування холодильних установок : навчальний посібник. – Одеса : ОНТУ, 2021. – 268 с.
3. Бараненко О.В., Шевченко В.В., Остапенко В.І. Холодильна техніка та технологія : навчальний посібник. – Київ : НУХТ, 2018. – 356 с.
4. ДСТУ EN 378-1:2017. Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги щодо безпеки та охорони довкілля. Частина 1. Основні вимоги, визначення, класифікація та критерії вибору.
5. ДБН В.2.2-42:2021. Будівлі і споруди. Холодильники.
6. Правила охорони праці під час експлуатації холодильних установок. НПАОП 0.00-1.81-18.
7. Stoecker W.F. Industrial Refrigeration Handbook. – New York : McGraw-Hill, 1998. – 782 p.
8. ASHRAE Handbook – Refrigeration. – Atlanta : American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2022. – 810 p.
9. Granryd E., Ekroth I., Lundqvist P., Melinder Å. Refrigerating Engineering. – Stockholm : Royal Institute of Technology, 2011. – 654 p.
10. Dossat R.J., Horan T.J. Principles of Refrigeration. – 6th ed. – New York : Pearson Education, 2018. – 736 p.
11. Arora C.P. Refrigeration and Air Conditioning. – 4th ed. – New Delhi : McGraw-Hill Education, 2021. – 1100 p.
12. Wang C.C. Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. – 3rd ed. – New York : McGraw-Hill, 2020. – 1500 p.
13. Pearson A. Industrial Refrigeration: Theory, Design and Applications. – London : Institute of Refrigeration, 2015. – 420 p.
14. International Institute of Refrigeration (IIR). Refrigeration Drives Sustainable Development. – Paris : IIR, 2019. – 224 p.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

15. International Institute of Ammonia Refrigeration (IAR). Ammonia Refrigeration Piping Handbook. – Alexandria, VA : IAR, 2021. – 368 p.
16. Lorentzen G. Revival of Carbon Dioxide as a Refrigerant // International Journal of Refrigeration. – 1994. – Vol. 17, No. 5. – P. 292–301.
17. Pearson A. Carbon Dioxide – New Uses for an Old Refrigerant // International Journal of Refrigeration. – 2005. – Vol. 28. – P. 1140–1148.
18. Sarkar J. Transcritical CO₂ Refrigeration Systems: Fundamentals and Applications. – Boca Raton : CRC Press, 2022. – 420 p.
19. Lambers J. Industrial Cascade Refrigeration Systems Using Natural Refrigerants // International Journal of Refrigeration. – 2018. – Vol. 91. – P. 45–58.
20. Evans J.A. Frozen Food Science and Technology. – Oxford : Blackwell Publishing, 2008. – 456 p.
21. Fellows P.J. Food Processing Technology: Principles and Practice. – 5th ed. – Cambridge : Woodhead Publishing, 2022. – 1150 p.
22. ASHRAE Standard 15-2022. Safety Standard for Refrigeration Systems. – Atlanta : ASHRAE, 2022.
23. ASHRAE Standard 34-2022. Designation and Safety Classification of Refrigerants. – Atlanta : ASHRAE, 2022.
24. UNEP. Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee Assessment Report. – Nairobi : United Nations Environment Programme, 2022.
25. European Commission. Regulation (EU) No 517/2014 on Fluorinated Greenhouse Gases. – Brussels : European Union, 2014.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.7</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88