

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

На тему: «Проект холодильника для зберігання замороженої та солоної риби
місткістю 950 тон для ТОВ Чорноморський рибний порт»

Здобувача: Ткачук Д.С.

4-го курсу групи ХМ-741

Керівник: доц. Желіба Ю.О.

Консультанти: доц. Жихарева Н.В.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 28.05.2026 р. _____ протокол № _____ 10 _____

Завідувач кафедри ХУіКП _____ Михайло Хмельнюк

Одеса – 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Навчально-науковий інститут холоду, кріотехнологій та екоенергетики
Кафедра: Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти: Бакалавр
Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма: «Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря»

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

16 березня 2026 р.

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

Ткачук Дмитро Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: «Проект холодильника для зберігання замороженої та солоної риби місткістю 950 тон для ТОВ Чорноморський рибний порт»
Затверджена наказом ОНТУ від № 499-03 від 26.09.25 р.
2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 19.06.26 р.
3. Вихідні дані роботи: Холодильник для зберігання замороженої та солоної риби місткістю 950 тон, розташований у м. Чорноморськ
4. Перелік питань, які потрібно розробити:
Постановка завдань проекту; Визначення розмірів, вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер; Визначення теплового навантаження камер;
Розрахунок повітроохолоджувача; Тепловий розрахунок холодильної системи;
Розрахунок магістральних трубопроводів; Підбір компресорів та допоміжного устаткування; Охорона праці.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
План холодильника; Розріз по камерам зберігання; План компресорного цеху; Ескіз повітроохолоджувача.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання: 25.01.2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Постановка завдань проекту	01.02.- 15.02.2026 р.	виконано
2	Визначення розмірів, вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер	16.02.- 28.02.2026 р.	виконано
3	Розрахунок повітроохолоджувача	1.03.- 31.03.2026 р.	виконано
4	Тепловий розрахунок холодильної системи Розрахунок магістральних трубопроводів Підбір компресорів та допоміжного устаткування	01.04.- 15.04.2026 р.	виконано
5	Охорона праці	16.04.- 30.04.2026 р.	виконано
6	Розробка креслень проекту	01.05.-20.05.2026р.	виконано

Здобувач-дипломник _____ Ткачук Д.С.

Керівник роботи _____ доц. Желіба Ю.О.

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

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Ткачук Дмитро Сергійович

Анотація

к кваліфікаційної роботі бакалавра на тему

«Проект холодильника для зберігання замороженої та солоної риби місткістю 950 тон для ТОВ Чорноморський рибний порт»

Кваліфікаційна робота включає розрахунково-пояснювальну записку, графічну частину та презентаційні матеріали.

Метою даної роботи є створення проекту типового холодильного об'єкта, призначеного для зберігання замороженої та солоної риби загальною місткістю 950 тонн для ТОВ «Чорноморський рибний порт».

У процесі виконання роботи розглянуто ключові особливості сучасних технологій холодильної обробки та зберігання замороженої і солоної рибної продукції. Проаналізовано структуру холодильного ланцюга, що забезпечує належну якість продукції на всіх етапах — від вилову риби до її кінцевого споживання. Запропоновано типове планувальне рішення будівлі, здійснено вибір ефективної теплоізоляційної конструкції. Виконано розрахунок теплових надходжень у камери зберігання та обґрунтовано систему повітророзподілу. Проведено теплотехнічний розрахунок обраної холодильної установки, а також здійснено підбір основного і допоміжного обладнання.

Отримані результати можуть бути застосовані під час проектування холодильних комплексів, призначених для тривалого зберігання замороженої та солоної риби.

Ключові слова: Холодильник, повітроохолоджувач, конденсатор, теплопритоки.

Abstract
for the Bachelor's Qualification Thesis
on the topic:
“Design of a Refrigerated Storage Facility for Frozen and Salted Fish with a
Capacity of 950 Tons for LLC ‘Black Sea Fish Port’”

The qualification thesis consists of a calculation and explanatory report, a graphical section, and presentation materials.

The aim of this work is to develop a design of a standard refrigerated facility intended for storing frozen and salted fish with a total capacity of 950 tons for LLC “Black Sea Fish Port”.

During the course of the work, the key features of modern technologies for refrigeration processing and storage of frozen and salted fish products were examined. The structure of the cold chain ensuring proper product quality at all stages—from fish harvesting to final consumption—was analyzed. A standard building layout solution was proposed, and an efficient thermal insulation structure was selected. Heat gains in the storage chambers were calculated, and an air distribution system was substantiated. A thermal engineering calculation of the selected refrigeration system was carried out, and the main as well as auxiliary equipment was selected.

The obtained results can be applied in the design of refrigeration complexes intended for the long-term storage of frozen and salted fish.

Key words: refrigeration, air cooler, condenser, heat flow.

1	Постановка завдань проекту	7
2	Розрахунок будівельної та теплоізоляційної конструкції.....	20
3	Розрахунок теплоприпливів в камери зберігання.....	29
4	Розрахунок повітроохолоджувача.....	43
5	Тепловий розрахунок холодильної системи.....	58
6	Розрахунок магістральних трубопроводів.....	65
7	Підбір компресорів та допоміжного устаткування.....	69
8	Охорона праці	74
	Висновки по роботі	
	Список використаної літератури	

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.12			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Ткачук Д.С.			Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Желіба Ю.О.					6	89
Реценз.						ОНТУ ХМ-741		
Н. Контр.		Желіба Ю.О.						

1. Постановка завдань проекту

Метою цієї кваліфікаційної роботи є створення типового проекту холодильника місткістю 950 тонн, призначеного для зберігання мороженої та солоної риби. Будівлю холодильника передбачається розміщувати в межах території ТОВ «Чорноморський рибний порт», в якому рибна сировинна база є однією з важливих галузей спеціалізації.

Будівництво холодильника для зберігання мороженої та солоної риби поблизу Чорноморського морського порту є економічно та технологічно обґрунтованим рішенням, що відповідає сучасним вимогам до збереження якості харчової продукції та розвитку логістичної інфраструктури. Такий об'єкт забезпечує безперервність «холодильного ланцюга», що є критично важливим для рибної продукції, яка швидко псується за порушення температурного режиму.

Перш за все, вигідне географічне розташування біля морського порту дозволяє мінімізувати час між виловом або доставкою риби та її закладанням на зберігання. Це суттєво знижує втрати якості продукту, оскільки навіть короткочасне підвищення температури може призвести до мікробіологічного псування або погіршення органолептичних властивостей. Наявність холодильника безпосередньо біля порту дає змогу оперативно приймати великі партії риби з суден або імпорتنих поставок і негайно розміщувати їх у камерах заморожування чи зберігання.

Другим важливим фактором є оптимізація логістичних витрат. Розташування холодильного комплексу поряд із транспортними вузлами (морський транспорт, залізниця, автомобільні магістралі) забезпечує ефективний розподіл продукції як на внутрішній ринок, так і на експорт.

Це скорочує витрати на транспортування, зменшує кількість перевантажень та підвищує загальну ефективність логістичного ланцюга. Крім того, такий об'єкт може виконувати функцію розподільчого центру, що дозволяє формувати товарні партії відповідно до потреб споживачів.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Технологічна доцільність будівництва холодильника полягає у можливості створення спеціалізованих умов для різних видів рибної продукції. Для мороженої риби необхідно підтримувати стабільну низьку температуру (зазвичай від -18 °С і нижче), що забезпечує тривале зберігання без значної втрати якості. У випадку солоної риби важливо контролювати не лише температуру, але й відносну вологість повітря, щоб запобігти пересиханню або надмірному зволоженню продукту. Сучасні холодильні установки дозволяють точно регулювати ці параметри, що забезпечує оптимальні умови зберігання.

Економічна ефективність проекту також проявляється у зниженні втрат продукції та підвищенні її конкурентоспроможності. Якісно збережена риба має вищу ринкову вартість і відповідає міжнародним стандартам, що відкриває можливості для експорту. Окрім цього, будівництво такого об'єкта сприяє розвитку регіональної економіки: створюються нові робочі місця, збільшується податкова база, активізується діяльність суміжних галузей.

Не менш важливим є екологічний аспект. Сучасні холодильні системи можуть використовувати енергоефективні технології та екологічно безпечні холодоагенти, що зменшує негативний вплив на довкілля. Крім того, централізоване зберігання продукції дозволяє більш ефективно контролювати енергоспоживання та впроваджувати системи рекуперації тепла.

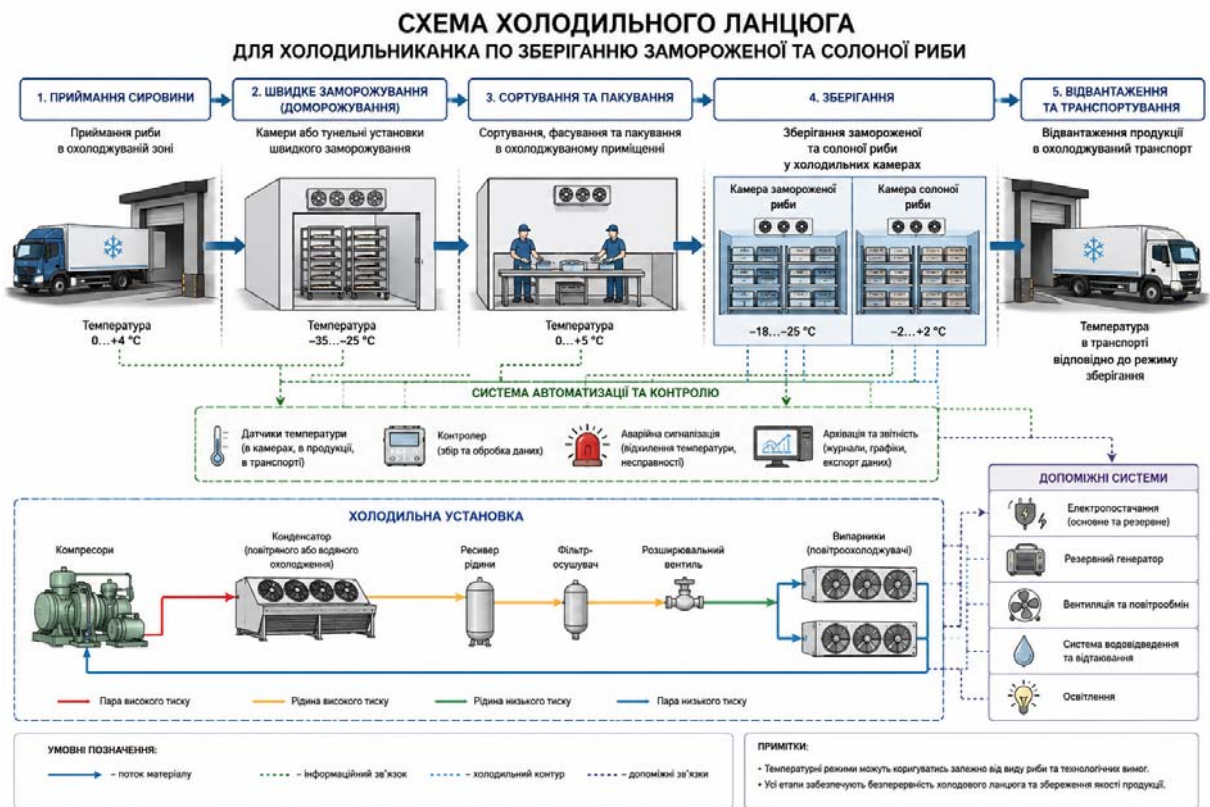
Отже, будівництво холодильника біля Чорноморського морського порту є обґрунтованим з точки зору логістики, технологій та економіки. Такий об'єкт забезпечує збереження якості рибної продукції, оптимізацію витрат та підвищення ефективності функціонування рибної галузі в цілому.

Сучасна харчова промисловість висуває підвищені вимоги до якості та безпечності продукції, особливо це стосується рибної сировини. Риба є швидкопсувним продуктом, що вимагає безперервного дотримання температурного режиму від моменту вилову або виробництва до кінцевого

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

споживача. Саме тому ключовим фактором збереження її якості є правильно організований холодильний ланцюг.

Холодильний ланцюг являє собою комплекс взаємопов'язаних технологічних, транспортних і складських процесів, які забезпечують підтримання необхідної температури на всіх етапах обігу продукції. Для підприємства з місткістю 950 тонн, що спеціалізується на зберіганні замороженої та соленої риби, створення такого ланцюга є складною інженерною задачею, яка потребує системного підходу.



Загальні принципи побудови холодильного ланцюга

Основною метою холодильного ланцюга є мінімізація температурних коливань, що можуть призвести до погіршення якості продукції. Для замороженої риби критичною є температура не вище $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, тоді як для соленої риби допускаються вищі значення (зазвичай від -2 до $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$ залежно від виду продукції).

Формування холодильного ланцюга базується на таких принципах:

- безперервність охолодження;
- швидкість проходження технологічних етапів;

- мінімізація теплопритоків;
- автоматизація контролю температури;
- резервування критичних елементів системи.

Кожен етап ланцюга повинен бути узгоджений з попереднім і наступним, щоб уникнути "теплових розривів".

Основні етапи холодильного ланцюга

1. Приймання сировини

Першим етапом є приймання риби на склад. На цьому етапі важливо забезпечити:

- швидке розвантаження транспортних засобів;
- контроль температури продукції;
- мінімальний контакт з навколишнім середовищем.

Для цього використовуються ізотермічні доки або шлюзові камери. Температура в зоні приймання повинна бути наближена до температури зберігання, щоб уникнути конденсації вологи та часткового розморожування.

2. Первинне охолодження або доморожування

Якщо продукція надходить недостатньо охолодженою, вона направляється в камери швидкого заморожування або доморожування. Тут застосовуються інтенсивні методи охолодження:

- повітряне заморожування;
- тунельні морозильні установки;
- плиткові морозильники (для блокової продукції).

Швидкість заморожування має велике значення, оскільки впливає на розмір кристалів льоду і, відповідно, на якість продукту після розморожування.

3. Сортивання та пакування

Після досягнення необхідної температури продукція проходить сортування та пакування. Цей процес також повинен відбуватися в охолоджуваних приміщеннях (0...+5 °C), щоб не допустити нагрівання.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пакування виконує дві функції:

- захист від механічних пошкоджень;
- зменшення випаровування вологи (усушка).

4. Довготривале зберігання

Основним етапом є зберігання риби в холодильних камерах. Для складу місткістю 950 тонн передбачаються окремі зони:

- камери замороженої риби ($-18...-25\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- камери солоної риби ($-2...+2\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Камери оснащуються:

- повітроохолоджувачами;
- системами автоматичного регулювання температури;
- вентиляційними установками для рівномірного розподілу холоду.

Важливим є правильне розміщення продукції, що забезпечує вільну циркуляцію повітря.

5. Відвантаження та транспортування

Заключним етапом є відвантаження продукції. Воно повинно відбуватися через спеціальні експедиційні камери, які підтримують необхідну температуру.

Для транспортування використовуються:

- рефрижераторні автомобілі;
- ізотермічні контейнери;
- холодильні вагони (при великих обсягах).

Температурний режим у транспорті має відповідати режиму зберігання.

Технічне забезпечення холодильного ланцюга

Холодильна установка

Серцем системи є холодильна установка. Для об'єкта такої потужності зазвичай застосовуються аміачні або фреонові системи. Аміак має високу енергоефективність і широко використовується в промислових установках.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні елементи установки:

- компресори;
- конденсатори;
- випарники;
- ресивери;
- системи автоматики.

Правильний підбір обладнання дозволяє забезпечити стабільну роботу всієї системи.

Теплоізоляція

Один із ключових факторів зменшення енергоспоживання — якісна теплоізоляція. Стіни, підлога та стеля холодильника виконуються з сучасних ізоляційних матеріалів (сендвіч-панелі, пінополіуретан).

Це дозволяє:

- зменшити теплопритоки;
- стабілізувати температуру;
- знизити навантаження на обладнання.

Організація контролю та моніторингу

Сучасний холодильний ланцюг неможливий без автоматизованих систем контролю. Вони забезпечують:

- безперервний моніторинг температури;
- сигналізацію про відхилення;
- ведення журналів для аудиту.

Використання датчиків і програмного забезпечення дозволяє оперативно реагувати на будь-які порушення режиму.

Енергетична ефективність

Для підприємства з великою місткістю зберігання продукції тонн питання енергоефективності є критично важливим. Основні способи її підвищення:

- використання сучасних компресорів;
- рекуперація тепла;

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- оптимізація режимів роботи;
- автоматичне регулювання навантаження.

Зменшення енергоспоживання безпосередньо впливає на економічну ефективність підприємства.

Санітарно-гігієнічні вимоги

При роботі з рибною продукцією необхідно суворо дотримуватися санітарних норм. Це включає:

- регулярне очищення камер;
- контроль вологості;
- запобігання розвитку мікроорганізмів.

Особливу увагу приділяють боротьбі з запахами, які можуть впливати на якість продукції.

Ризики та їх мінімізація

У процесі функціонування холодильного ланцюга можливі такі ризики:

- відключення електроенергії;
- вихід з ладу обладнання;
- порушення герметичності камер.

Для їх мінімізації передбачаються:

- резервні джерела живлення;
- дублювання критичних вузлів;
- регулярне технічне обслуговування.

Створення ефективного холодильного ланцюга для холодильника зберігання замороженої та солоної риби місткістю є складним багаторівневим процесом, що включає технічні, організаційні та економічні аспекти. Від правильності його побудови залежить якість продукції, її безпечність і конкурентоспроможність на ринку.

Комплексний підхід до проектування, що враховує всі етапи — від приймання до транспортування — дозволяє забезпечити безперервність температурного режиму та мінімізувати втрати. Використання сучасних

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

технологій і автоматизації значно підвищує надійність системи та її ефективність.

Ефективність функціонування сучасних холодильних складів значною мірою визначається правильністю вибору ключових технічних рішень, зокрема системи повітророзподілу та холодильного агенту. Для підприємства, що спеціалізується на зберіганні замороженої та солоної риби місткістю 1000 тонн, ці питання мають вирішальне значення, оскільки вони безпосередньо впливають на якість продукції, енергоефективність та надійність роботи всієї системи.

Рибна продукція характеризується високою чутливістю до температурних коливань і умов зберігання. Неправильна організація повітряних потоків або невдалий вибір холодильного агенту можуть призвести до нерівномірного охолодження, втрат маси, погіршення органолептичних властивостей і навіть псування продукції. Саме тому необхідно детально розглянути всі аспекти вибору цих елементів.

Вимоги до системи повітророзподілу

Система повітророзподілу виконує функцію передачі холоду від випарників до продукції. Вона повинна забезпечувати:

- рівномірний розподіл температури по всьому об'єму камери;
- достатню швидкість повітряного потоку;
- мінімізацію зон застою;
- запобігання локальному переохолодженню;
- контроль вологості.

Особливо важливим є уникнення температурних градієнтів, які можуть призводити до часткового розморожування продукції або утворення льоду.

Типи систем повітророзподілу

1. Пряме повітряне охолодження

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Це найбільш поширений варіант, при якому повітроохолоджувачі встановлюються безпосередньо в камерах. Вентилятори забезпечують циркуляцію повітря через теплообмінники.

Переваги:

- простота конструкції;
- відносно низька вартість;
- висока ефективність теплопередачі.

Недоліки:

- можливість нерівномірного розподілу повітря;
- ризик пересушування продукції;
- необхідність регулярного відтаювання випарників.

Цей тип системи часто використовується для камер замороженої риби.

2. Канальна система повітророзподілу

У даному випадку повітря подається через систему каналів, що дозволяє більш точно контролювати його напрямок і швидкість.

Переваги:

- рівномірність температурного поля;
- можливість регулювання потоків;
- зменшення локальних перегрівів.

Недоліки:

- складність монтажу;
- підвищені капітальні витрати;
- необхідність обслуговування повітроводів.

Цей варіант доцільно використовувати в великих камерах або при складній конфігурації приміщення.

3. Направлений повітряний потік (тунельний принцип)

Застосовується переважно в камерах швидкого заморожування.

Повітря рухається з високою швидкістю в заданому напрямку.

Переваги:

- інтенсивне охолодження;

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- скорочення часу заморожування;
- підвищення якості продукції.

Недоліки:

- високе енергоспоживання;
- обмежене застосування для довготривалого зберігання.

4. Змішана система

Комбінує елементи різних підходів і дозволяє адаптувати систему до конкретних умов експлуатації.

Організація повітряних потоків у камерах

Правильна організація повітряного руху є критично важливою.

Основні підходи:

- подача повітря зверху вниз;
- горизонтальна циркуляція;
- зональна подача.

При проектуванні враховуються:

- висота складування;
- тип упаковки;
- щільність завантаження;
- розташування стелажів.

Надмірна швидкість повітря може призвести до усушки продукції, тоді як недостатня — до утворення "тепліх зон".

Контроль вологості

Вологість повітря відіграє важливу роль, особливо для солоної риби.

Оптимальні значення зазвичай знаходяться в межах 85–95%.

Для регулювання використовуються:

- системи зволоження;
- автоматичні регулятори;
- спеціальні режими роботи випарників.

Недостатній контроль вологості може призвести до значних втрат маси продукції.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вибір холодильного агенту

Холодильний агент є робочим тілом, що забезпечує перенесення тепла. Вибір агенту визначається рядом факторів:

- термодинамічні властивості;
- енергоефективність;
- безпека;
- екологічність;
- вартість.

Основні типи холодильних агентів

1. Аміак (R717)

Аміак широко застосовується в промислових холодильних установках.

Переваги:

- висока холодопродуктивність;
- низька вартість;
- відсутність впливу на озоновий шар;
- висока енергоефективність.

Недоліки:

- токсичність;
- вимоги до герметичності системи;
- необхідність спеціальних заходів безпеки.

Для холодильника місткістю 1000 тонн аміак є одним з найбільш доцільних варіантів.

2. Хладони (HFC, HFO)

До них належать, наприклад, R404A, R134a, R407C.

Переваги:

- безпечність у використанні;
- простота експлуатації;
- сумісність з різним обладнанням.

Недоліки:

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- високий потенціал глобального потепління;
- поступове обмеження використання;
- вища вартість.

3. Вуглекислий газ (CO₂, R744)

Сучасний екологічний агент.

Переваги:

- екологічна безпечність;
- низька вартість;
- висока щільність холодопродуктивності.

Недоліки:

- високий робочий тиск;
- складність системи;
- вимоги до спеціального обладнання.

Порівняльний аналіз агентів

Для великого холодильника доцільно порівнювати агентів за такими критеріями:

- енергоефективність;
- капітальні витрати;
- експлуатаційні витрати;
- безпека.

Аміак зазвичай виграє за енергоефективністю, але поступається за безпекою. CO₂ є перспективним, але потребує складніших систем. Хладони зручні в експлуатації, але мають екологічні обмеження.

Інтеграція системи повітророзподілу та холодильної установки

Ефективність системи залежить від узгодженості її елементів. Основні аспекти:

- відповідність продуктивності випарників повітряним потокам;
- правильний підбір вентиляторів;
- автоматичне регулювання режимів.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сучасні системи дозволяють змінювати швидкість вентиляторів залежно від навантаження, що підвищує енергоефективність.

Автоматизація та керування

Система управління повинна забезпечувати:

- контроль температури;
- регулювання вологості;
- оптимізацію роботи компресорів;
- сигналізацію аварій.

Використання сучасних контролерів дозволяє значно підвищити надійність системи.

Енергозбереження

Основні напрямки підвищення ефективності:

- використання частотних перетворювачів;
- рекуперація тепла;
- оптимізація режимів відтаювання;
- зменшення втрат холоду.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Розрахунок будівельної та теплоізоляційної конструкції

Умовно приймаємо

Риба морожена $G = 650$ т Риба солонa $G = 300$ т

Висота камери $h = 6$ м

Вантаж вкладають в дерев'яні контейнери з розмірами $500 \times 800 \times 200$ мм (місткістю 65 кг) між контейнерами знаходяться піддони з розмірами $800 \times 1500 \times 120$ мм. Одна секція складається з 5 контейнерів по висоті і 3 піддонів, риба солонa у чанах розміром $2000 \times 2000 \times 1500$ (місткістю 1500 кг).

Визначаємо висоту складування продукту .

Риба морожена $h_B = 0.2 \cdot 15 + 0.12 \cdot 3 = 3.36$ м

Риба солонa $h_B = 1.5$ м

Приймаємо норму завантаження для зберігання риби мороженої $g_w = 0.36$ т/м³.

Тоді вантажний об'єм складе: $V_{гр} = G/g_w = 650/0.36 = 1818$ м³.

Приймаємо норму завантаження для зберігання риби солонної $g_w' = 0.6$ т/м³.

Тоді вантажний об'єм складе: $V'_{гр} = G'/g'_w = 300/0.6 = 500$ м³.

Вантажна площа камер

Риба морожена $F_B = \frac{V_B}{h_B} = \frac{1818}{3.36} = 541$ м²

Риба солонa $F_B = \frac{V_B}{h_B} = \frac{500}{1.5} = 333$ м²

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будівельна площа камер

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

β - коефіцієнт використання будівельної площі камери, залежний від величини $F_{\text{в}}$

Риба морожена $F_{\text{буд1}} = \frac{F_{\text{в}}}{\beta} = \frac{541}{0.85} = 636 \text{ м}^2$

Риба солонa $F_{\text{буд2}} = \frac{F_{\text{в}}}{\beta} = \frac{333}{0.85} = 392 \text{ м}^2$

Приймаємо камери:

Риба морожена 3 камери з кроком колон $12 \times 18 \text{ м}$

Риба солонa 2 камери з кроком колон $12 \times 18 \text{ м}$

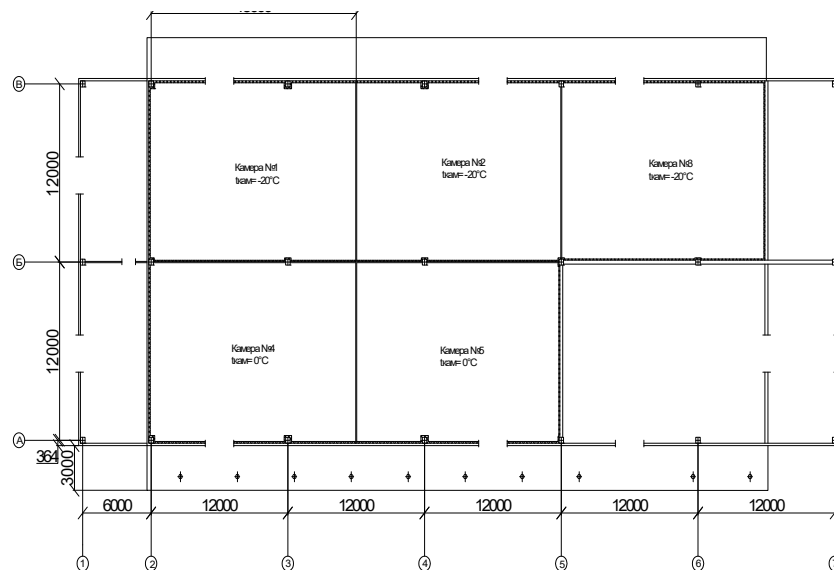


Рис. 2.1 – План камер зберігання холодильника

Розрахунок теплоізоляційної конструкції камер

Визначення коефіцієнта теплопередачі зовнішніх стін холодильних камер:

$$k_{\text{зс}} = 0,16 \cdot e^{0,022(40+t_{\text{к}})} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right], \quad (2.3)$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $t_{\text{е}}$ - температура камери .

Риба солонa $k_{\text{зс}} = 0,16 \cdot e^{0,022(40 + 0)} = 0,385 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

Риба морожена $k_{\text{зс}} = 0,16 \cdot e^{0,022(40 - 20)} = 0,248 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

Керч знаходиться у середній кліматичній зоні тому зменшувати отримане значення на 20 % не треба.

Коефіцієнт теплопередачі для стелі без горищ:

Риба солонa $k_{\text{бп}} = 0,95 \cdot k_{\text{зс}} = 0,95 \cdot 0,385 = 0,365 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

Риба морожена $k_{\text{бп}} = 0,95 \cdot k_{\text{зс}} = 0,95 \cdot 0,248 = 0,235 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішніх стін, що відокремлюють охолоджувані приміщення від не охолоджуваних, але неопалюваних :

Риба солонa $k_{\text{но}} = 1,18 \cdot k_{\text{зс}} = 1,18 \cdot 0,385 = 0,454 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

Риба морожена $k_{\text{но}} = 1,18 \cdot k_{\text{зс}} = 1,18 \cdot 0,248 = 0,292 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

Коефіцієнт теплопередачі для внутрішніх стін , перегородок і міжповерхових перекриттів між охолоджуваними приміщеннями :
Між камерами з різними температурами (0 : -20)

$$k_{\text{вн}} = \frac{1}{2 + 0,07 \cdot \Delta t_{\text{п}}} = \frac{1}{2 + 0,07 \cdot (0 - (-20))} = 0,294 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

де $\Delta t_{\text{п}}$ - різниця між температурами повітря більш теплого і холодного охолоджуваних приміщень по обидва боки огородження .

Коефіцієнт теплопередачі для підлоги :

$$\text{Для підлоги що обігріваються приймаємо } k_{\text{п}} = k_{\text{зс}} = 0,248 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

Визначення коефіцієнта теплопередачі для підлоги що не обігрівається розглянемо при розрахунку тепло припливів через огородження .

Знаючи розмір коефіцієнта теплопередачі , розраховуємо для кожного багат шарового огородження товщину теплоізоляційного шару за формулою:

$$\delta_{\text{із}} = \left[\frac{1}{k^*} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{к}}} \right) \right] \cdot \lambda_{\text{із}} [\text{м}], \quad (2.4)$$

де $\alpha_{\text{з}}$ і $\alpha_{\text{к}}$ - розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі з зовнішнього і внутрішнього боків огородження

$$\alpha_{\text{з}} = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}, \alpha_{\text{к}} = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

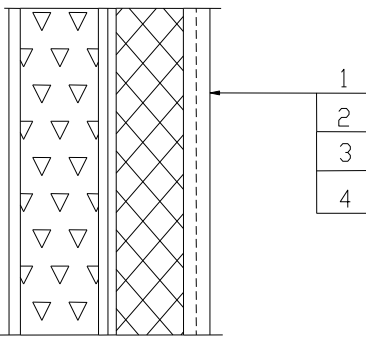
$\delta_{\text{з}}$ і $\lambda_{\text{з}}$ - товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару конструкції огородження.

$\lambda_{\text{із}}$ - розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності обраного ізоляційного матеріалу огородження.

Використовуємо ізоляційний матеріал «РИПОР» з $\lambda_{\text{із}} = 0.03 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Структура зовнішньої стіни

	Найменування і матеріал шару	Товщина, δ , м	Коефіцієнт теплопровідності,
	1.Штукатурка складним рошином	0,02	0,98
	2.Теплоізоляція "РИПОР"		0,03
	3.Пароізоляція - 2 шару	0,004	0,16
	4.Зовнішній шар складного бетону	0,14	1,86

Розрахунок товщини зовнішніх стін

Риба морожена:

$$\delta_{iz} = \left[\frac{1}{0,248} - \left(\frac{1}{23} + \frac{0,02}{0,98} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,14}{1,86} + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0,03 = 0,113 \text{ м}$$

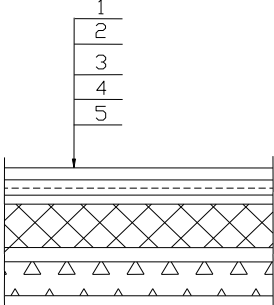
Виконуємо напилена товщиною у 120мм

Риба солоня:

$$\delta_{iz} = \left[\frac{1}{0,385} - \left(\frac{1}{23} + \frac{0,02}{0,98} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,14}{1,86} + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0,03 = 0,07 \text{ м}$$

Виконуємо напилена товщиною у 80мм

Розрахуємо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі

	Найменування і матеріал шару	Товщина, δ, м	Коефіцієнт теплопровідності, λ, [Вт/мК]
	1. 5 слоїв гідроізолю	0,012	0,3
	2. Стяжка з бетону	0,04	1,86
	3. Пароізоляція - шар	0,001	0,05
	4. Теплоізоляція "РИПОР"		0,03
	5. Залізобетонна плита (покриття)	0,35	2,04

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad (2.5)$$

Риба морожена:

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,02}{0,98} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,14}{1,86} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,12}{0,03}} = 0,234 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Риба солона:

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,02}{0,98} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,14}{1,86} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,08}{0,03}} = 0,341 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Риба морожена:

$$\delta_{\text{із}} = \left[\frac{1}{0,235} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,001}{0,05} + \frac{0,35}{2,04} + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0,03 = 0,115 \text{ м}$$

Виконуємо напilenня товщиною у 120 мм

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Риба солона:

$$\delta_{из} = \left[\frac{1}{0,365} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,001}{0,05} + \frac{0,35}{2,04} + \frac{1}{9} \right) \right] \cdot 0,03 = 0,069 \text{ м}$$

Виконуємо напilenня товщиною в 80мм

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі

Риба морожена:

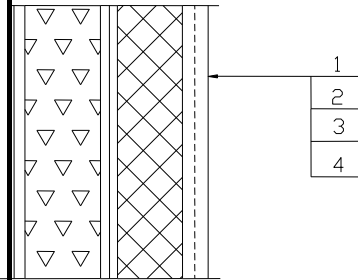
$$k_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,001}{0,05} + \frac{0,35}{2,04} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,12}{0,03}} = 0,226 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

Риба солона:

$$k_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,001}{0,05} + \frac{0,35}{2,04} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,08}{0,03}} = 0,325 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

Розрахунок внутрішніх стін

Таблиця 1.3 – Структура внутрішніх стін

	Найменування і матеріал шару	Товщина, δ, м	Коефіцієнт теплопровідності, λ, [Вт/мК]
	1. Панель з керамзитобетону	0,24	0,47
	2. Пароізоляція - 2 шару гідроізолу	0,004	0,3
	3. Теплоізоляція з "РИПОР"		0,03
	4. Штукатурка складним розчином	0,02	0,98

Риба морожена, солоня:

$$\delta_{iz} = \left[\frac{1}{0,294} - \left(\frac{1}{7} + \frac{0,24}{0,47} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,02}{0,98} + \frac{1}{7} \right) \right] \cdot 0,03 = 0,077 \text{ м}$$

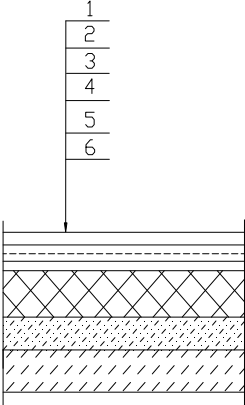
Виконуємо напilenня товщиною в 80мм

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі

$$k_d = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + \frac{0,24}{0,47} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,02}{0,98} + \frac{1}{7} \right) + \frac{0,08}{0,03}} = 0,285 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

Розрахунок підлоги

Таблиця 1.4 – Структура підлоги

	Найменування і матеріал шару	Товщина, δ, м	Коефіцієнт теплопровідності, λ, (Вт/мК)
	1. Монолітне бетонне покриття	0,04	1,86
	2. Армобетона стяжка	0,08	1,86
	3. Пароізоляція – 1 шар пергаміна	0,001	0,15
	4. Теплоізоляція «РІПОР»		0,03
	5. Цементно-пісочний розчин	0,025	0,98
	6. Ущільнений пісок	1,35	0,58
	7. Бетона підгонка з електронагрівачами		

У розрахунку приймаємо тільки шари вищі бетонної підготовки.

Коефіцієнти теплопередачі поверхні підлоги $\alpha_{\text{під}} = 7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$

$$\delta_{iz} = \left[\frac{1}{0,248} - \left(\frac{1}{7} + 1,496 \right) \right] \cdot 0,03 = 0,071 \text{ м}$$

Виконуємо напилання товщиною в 80мм

Зведемо усі розрахунки в таблицю 1.5

Таблиця 2.5 – Ізоляційна конструкція

	$\delta_{из}, м$	$\delta_{заг}, м$	$k_d, [Вт/м^2К]$
Зовнішня стіна (риба мор.)	0,12	0,284	0,234
Зовнішня стіна (риба сол.)	0,08	0,284	0,341
Стеля	0,12	0,523	0,226
Внутрішня стіна	0,08	0,344	0,285
Підлога	0,07	0,191	0,232

3 Розрахунок теплоприпливів в камери зберігання

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування (Q_0) визначають підсумовуванням усіх теплоприпливів

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

де Q_1 - теплоприпливи через огороження

Q_2 - теплоприпливи від вантажів при їх холодильній обробці

Q_3 - теплоприпливи, що надходять із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних об'єктів

Q_4 - теплоприпливи від різних джерел, з'являються при експлуатації охолоджуваних об'єктів

Q_5 - теплоприпливи від дихання охолоджених плодів і овочів при їхній холодильній обробці і збереженні

Розрахунок теплоприпливів крізь огороження

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

де Q_{1T} - теплоприпливи від різниці температур по обох боках огороження

$$Q_{1T} = k \cdot F_{\text{ог}} \cdot (t_3 - t_k) [\text{Вт}], \quad (3.3)$$

де $F_{\text{ог}}$ - площа поверхні даного огороження

t_3 - температура зовнішнього середовища або сусіднього, більш теплого приміщення.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Q_{1c} - теплоприпливи від сонячного опромінення зовнішніх огорожень

$$Q_{1c} = k \cdot F_{ог} \cdot \Delta t_c [Вт], \quad (3.4)$$

де Δt_c надлишкова різниця температур від впливу прямого сонячного випромінювання на дане огороження.

$$\Delta t_c = p \cdot \frac{q_c \cdot \epsilon_c}{\alpha_3} [^{\circ}C], \quad (3.5)$$

де p - коефіцієнт проникнення, що залежить від масивності огороження, що опромінюється сонцем. Наша конструкція відноситься до масивних тому $p=0.75$;

q_c - розрахункова напруга сонячного випромінювання для літнього періоду. Величина q_c залежить від географічної широти місцевості, від орієнтації поверхні відносно сторін світу і від кута нахилу поверхні до обрію;

ϵ_c - коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання поверхнею огороження. Для бетону $\epsilon_c=0.27$;

Для кривлі приймаємо $\Delta t_c = 19.02^{\circ}C$ бо холодильник знаходиться в

географічній широті 45° ;

Для зовнішньої південної стіни(камери 4 та 5)

$$\Delta t_c = 0.75 \cdot \frac{384 \cdot 0.27}{23} = 3.43^{\circ}C$$

Теплоприпливи через підлогу, що обігрівається розраховують за формулою:

$$Q_{1п} = k_{п} \cdot F_{п} \cdot (t_{п} - t_{к}) [Вт], \quad (3.6)$$

де $F_{п}$ - площа підлоги

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$t_{\text{п}}$ - температура шару підлоги , що обігрівається , залежна від способу обігріву . При електрообігріванні $t_{\text{п}}=1[^{\circ}\text{C}]$

Для спрощення розрахунку спільного теплоприпливу $Q_{1\text{п}}^*$ скрізь підлогу , що не обігрівається , усю площу підлоги охолоджуваного об'єкта поділяють на 4 концентричні зони . У межах кожної з них тепловий потік вважають постійним .

Перша зона являє собою замкнуту смугу підлоги шириною 2 м. , що примикає до зовнішніх стін охолоджуваного об'єкту . За нею ідуть зони друга і третя , шириною кожна в 2 м . Четвертою зоною є частина підлоги , що залишилася у центрі охолоджуваного об'єкта , найбільш віддалена від зовнішніх стін.

Для кожної зони неізолюваної підлоги було визначене значення коефіцієнта теплопередачі ($k_{\text{ум}}$ табл. 3.1).

Таблиця 2.1 – Умовні коеф. теплопередачі для неізолюваної підлоги

Зона пола	1	2	3	4
$k_{\text{ум}}, [\text{Вт/м}^2 \text{ К}]$	0,48	0,24	0,12	0,07

Тоді теплоприпливи $Q_{1\text{п}}^*$ через неізолювану підлогу , що лежить на ґрунті обчислюється підсумовуванням теплових потоків для кожної зони.

$$Q_{1\text{п}}^* = (t_3 - t_k) \cdot \sum_{i=1}^4 (k_{\text{ум}})_i \cdot F_i \text{ [Вт]}, \quad (3.7)$$

де F_i - площі відповідних зон підлоги охолоджуваного об'єкта .

Камера № 4,5

$$Q_{4,5\text{п}}^* = (32-0) \cdot [(0.48 \cdot 56) + (0.24 \cdot 48) + (0.12 \cdot 40) + (0.07 \cdot 76)] = 1625.6 \text{ Вт}$$

Зведемо розрахунки теплоприпливів в таблицю 3.2

Таблиця 3.2 – Розрахунок теплоприпливів через огороження

№ кам.	Огородження	K, Вт / (м²K)	F, м²	t _з , °C	t _к , °C	Δt, °C	Δt _с , °C	Q ₁ , Вт
Кам. 1	Зовнішня північна	0,234	119,7	32	-20	52		1456
	Перегородка неотап.	0,292	80,58	36,4	-20	56,4		1327
	Перегородка	0,285	108	0	-20	20		616
	Підлога	0,232	216	1	-20	21		1052
	Стеля	0,226	226,9	32	-20	52	19	3644
	ΣQ1							8095
Кам. 2	Зовнішня північна	0.234	117.36	32	-20	52		1428
	Перегородка	0.285	108	0	-20	20		615
	Підлога	0.232	216	1	-20	21		1052
	Стеля	0.226	216	32	-20	52	19	2538
	ΣQ1							5635
Кам. 3	Зовнішня північна	0.234	119.7	32	-20	52		1456.5
	Перегородка неотап.	0.292	200.28	36.4	-20	56.4		3298.3
	Підлога	0.232	216	1	-20	21		1052.3
	Стеля	0.226	226.9	32	-20	52	19	3643.8
	ΣQ1							9450.9
Кам. 4	Зовнішня південа	0.341	119.7	32	0	32	3.4	1446.2
	Перегородка неотап.	0.454	80.58	22.4	0	22.4		819.4
	Підлога			32	0	32		1625.6
	Стеля	0.325	226.9	32	0	32	19	3762.56
	ΣQ1							7653.76
Кам. 5	Зовнішня південа	0.341	119.7	32	0	32	3.4	1446.2
	Перегородка неотап.	0.454	80.58	22.4	0	22.4		819.4
	Підлога			32	0	32		1625.6
	Стеля	0.325	226.9	32	0	32	3.4	3762.56
	ΣQ1							7653.76

Теплоприпливи від вантажів при їх холодильній обробці розраховують за формулою

$$Q_2 = Q_{2B} + Q_{2T} [Вт], \quad (3.8)$$

де Q_{2B} - тепло приплив від обробки вантажу;

Q_{2T} - тепло приплив при охолодженні тари.

Теплоприпливи від обробки вантажу

$$Q_{2B} = \frac{G_n \cdot (h_1 - h_2)}{0.0864} \cdot \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_p} [Вт], \quad (3.9)$$

де G_n - добове надходження вантажу на холодильну обробку, в нашому випадку 7% для камер схову мороженої риби і 4% для камер схову солоної риби, т/добу;

h_1 - ентальпія вантажу (кДж/кг), що надходить на холодильну обробку, при початковій температурі t_1 ;

h_2 - ентальпія вантажу (кДж/кг) при середній по його об'єму кінцевій температурі;

$\tau_{\text{ц}}$ - тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту (годин);

τ_p - тривалість робочого періоду (годин), тобто фактичний час, протягом якого споживається холод.

Для пристроїв холодильної обробки безперервної дії $\tau_{\text{ц}} = \tau_p$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Камери № 1,2,3

$$G_{\text{н}} = 234 \cdot 0.07 = 14.7 \text{ т};$$

$$t_1 = -10^{\circ}\text{C}; \quad t_2 = -20^{\circ}\text{C}; \quad h_1 = 33.6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad h_2 = 0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$Q_{2\text{В}} = \frac{14.7 \cdot (33.6 - 0)}{0.0864} = 5611 \text{ Вт}$$

Камери № 4,5

$$G_{\text{н}} = 220 \cdot 0.04 = 8.8 \text{ т};$$

$$t_1 = 6^{\circ}\text{C}; \quad t_2 = 0^{\circ}\text{C}; \quad h_1 = 287.7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \quad h_2 = 265.8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$Q_{2\text{В}} = \frac{8.8 \cdot (287.7 - 265.8)}{0.0864} = 2108 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи при охолодженні тари

$$Q_{2\text{Т}} = \frac{G_{\text{м}} \cdot (c_1 \cdot t_1 - c_2 \cdot t_2)}{0.0864} \cdot \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_{\text{р}}} [\text{Вт}], \quad (3.10)$$

де $G_{\text{м}}$ - добове надходження тари на холодильну обробку (т/доб)

Для дерев'яної тари приймаємо $G_{\text{м}} = G_{\text{н}} \cdot 20\%$;

c_1 і c_2 - питомі теплоємності тари при температурах t_1 і t_2 (кДж/кгК);

Питома теплоємність для дерев'яної тари дорівнює 2.5 (кДж/кгК)

Камери № 1,2,3

$$G_{\text{м}} = 14.7 \cdot 0.2 = 2.8 \text{ т};$$

$$t_1 = -10^{\circ}\text{C}; \quad t_2 = -20^{\circ}\text{C};$$

$$Q_{2\text{Т}} = \frac{2.8 \cdot (2.5 \cdot (-10) - 2.5 \cdot (-20))}{0.0864} = 810 \text{ Вт}$$

Камери № 4,5

$$G_{\text{м}} = 8.8 \cdot 0.2 = 1.76 \text{ т};$$

$$t_1 = 6^{\circ}\text{C}; \quad t_2 = 0^{\circ}\text{C};$$

$$Q_{2\text{Т}} = \frac{1.76 \cdot (2.5 \cdot 6 - 2.5 \cdot 0)}{0.0864} = 305 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зведемо розрахунки тепло припливів від вантажу і тари в таблицю 3.3

Таблиця 3.3 – Теплоприпливи від вантажу

№ Камери	$Q_{2В}, Вт$	$Q_{2Т}, Вт$	$Q_2, Вт$
Камера № 1,2,3	5611	810	6421
Камера № 4,5	2108	305	2413

Теплоприпливи від вентиляції повітря камери розраховують за формулою

$$Q_3 = \frac{20 \cdot n \cdot \rho_k \cdot (h_3 - h_k)}{3.6} [Вт], \quad (3.11)$$

n - кількість людей в приміщенні;

ρ_k - щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджуваного приміщення;

h_3 - ентальпія зовнішнього повітря при розрахунковій температурі і відносній вологості, кДж/кг;

h_k - ентальпія повітря при температурі і відносній вологості, кДж/кг.

Камери № 1,2,3

$$t_k = -20^\circ\text{C}; \rho_k = 1.395 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; h_3 = 86 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; h_k = -18.71 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; n = 4;$$

$$Q_3 = \frac{20 \cdot 4 \cdot 1.395 \cdot (86 - (-18.71))}{3.6} = 3246 \text{ Вт}$$

Камери № 4,5

$$t_k = 0^\circ\text{C}; \rho_k = 1.293 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; h_3 = 86 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; h_k = 8.48 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; n = 4;$$

$$Q_3 = \frac{20 \cdot 4 \cdot 1.293 \cdot (86 - 8.48)}{3.6} = 2227 \text{ Вт}$$

Розрахунок експлуатаційних тепло припливів від різних джерел

$$Q_4 = Q_4^* + Q_4^{**} + Q_4^{***} + Q_4^{****} \text{ [Вт]} \quad (3.12)$$

Тепло припливи від електричного освітлення

$$Q_4^* = q_4^* \cdot j_{\text{св}} \cdot F_k \text{ [Вт]}, \quad (3.13)$$

де q_4^* - питомі норми потужності світильників загального освітлення ,

$$\text{для складських приміщень } q_4^* = 3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$j_{\text{св}}$ - коефіцієнт одночасності роботи світильників. При двох зонах освітлення $j_{\text{св}} = 0.33$

$$\text{Камери № 1,2,3} \quad Q_4^* = 3 \cdot 0.33 \cdot 216 = 213.8 \text{ Вт}$$

$$\text{Камери № 4,5} \quad Q_4^* = 3 \cdot 0.33 \cdot 216 = 213.8 \text{ Вт}$$

Тепло припливи від електричних двигунів

$$Q_4^{**} = j_{\text{дв}} \cdot \sum N_{\text{дв}} \text{ [Вт]}, \quad (3.14)$$

де $j_{\text{дв}}$ - коефіцієнт одночасної роботи устаткування з електродвигунами. Приймаємо $j_{\text{дв}} = 0.4$.

$\sum N_{\text{дв}}$ - розрахункова потужність електродвигуна , Вт.

Нам ще невідома потужність електродвигунів устаткування , тому ми орієнтовано розрахуємо величину $\sum N_{\text{дв}}$ для холодильних камер з повітряним охолодженням.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m [\text{кВт}], \quad (3.15)$$

де $(Q_1 + Q_2 + Q_3)$ - сума розрахункових тепло припливів для даної камери.

m - коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача. Для камер зберігання з повітряним охолодженням приймаємо $m=0.08$

Камера № 1

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot (8.09 + 5.61 + 3.2) \cdot 0.08 = 1.62 \text{ кВт}$$

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0.4 \cdot 1.62 = 648 \text{ Вт}$$

Камера № 2

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot (5.6 + 5.61 + 3.2) \cdot 0.08 = 1.38 \text{ кВт}$$

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0.4 \cdot 1.38 = 552 \text{ Вт}$$

Камера № 3

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot (9.4 + 5.61 + 3.2) \cdot 0.08 = 1.74 \text{ кВт}$$

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0.4 \cdot 1.74 = 696 \text{ Вт}$$

Камера № 4,5

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot (7.65 + 2.4 + 2.22) \cdot 0.08 = 1.17 \text{ кВт}$$

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0.4 \cdot 1.17 = 468 \text{ Вт}$$

Тепло припливи від працюючих людей

$$Q_4^{***} = q_4^{***} \cdot n [\text{Вт}], \quad (3.16)$$

де n - число працюючих людей. При $F_k \geq 200 \text{ м}^2$ приймаємо $n = 4$;

q_4^{***} - тепловиділення однієї працюючої людини, Вт.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При роботі середньої важкості

$$q_4^{***} = 270 - 6 \cdot t_k [\text{Вт}]$$

Камера № 1-3

$$q_4^{***} = 270 - 6 \cdot (-20) = 390 \text{ Вт}$$

$$Q_4^{***} = 390 \cdot 4 = 1560 \text{ Вт}$$

Камера № 4,5

$$q_4^{***} = 270 - 6 \cdot 0 = 270 \text{ Вт}$$

$$Q_4^{***} = 270 \cdot 4 = 1080 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи при відкриванні дверей

$$Q_4^{****} = B \cdot F_k [\text{Вт}], \quad (3.17)$$

де B - питомий тепло приплив при відкриванні дверей Вт/м^2

При висоті камер 6 м більш 150 м^2 приймаємо $B = 5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$

$$\text{Камера № 1,2,3} \quad Q_4^{****} = 5 \cdot 216 = 1080 \text{ Вт}$$

$$\text{Камера № 4,5} \quad Q_4^{****} = 7 \cdot 216 = 1512 \text{ Вт}$$

Зведемо усі розрахунки теплоприпливів в таблицю 3.5

Таблиця 3.5 – Сумарні теплоприпливи

№ Камери	$Q_1, \text{Вт}$	$Q_2, \text{Вт}$	$Q_3, \text{Вт}$	$Q_4, \text{Вт}$	$Q_{oi}, \text{Вт}$
Камера № 1	8095	6421	3246	3501	21263
Камера № 2	5634	6421	3246	3405	18706
Камера № 3	9450	6421	3246	3549	22666
Камера № 4	7653	2413	2227	3273	15566
Камера № 5	7653	2413	2227	3273	15566

Загальне теплове навантаження під час охолодження на камерне устаткування

Риба морожена

$$Q_{\text{заг1}} = 21.26 + 18.7 + 22.6 = 62.56 \text{ кВт}$$

Риба солонa

$$Q_{\text{заг2}} = 15.56 + 15.56 = 31.12 \text{ кВт}$$

Холодовидатність компресорів розраховується по формулі

$$Q_0 = \frac{k \cdot \sum Q_{\text{км}}}{b} [\text{кВт}], \quad (3.18)$$

де k - коефіцієнт, враховуючий втрати в трубопроводах і апаратах холодильної установки. Приймається в залежності від температури кипіння хладогенту при $t_o = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ $k=1.062$, а при $t_o = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ $k=1.04$

b - коефіцієнт робочого часу. Для середніх холодильників $b=0.8$

$\sum Q_{\text{км}}$ - сумарне навантаження на компресори для даної температури кипіння .

Риба морожена $Q_0 = \frac{1.062 \cdot 62.56}{0.8} = 87 \text{ кВт}$

Риба солонa $Q_0 = \frac{1.04 \cdot 31.12}{0.8} = 40.5 \text{ кВт}$

Визначення теплового навантаження у режимі зберігання.

Теплоприпливи через огороження (Q_1) враховуємо повністю.

Теплоприпливи від вантажів при їх холодильній обробці (Q_2) для зберігання охолоджуваної та мороженої риби приймаємо 50%.

Навантаження на компресор від експлуатаційних тепло припливів будемо враховувати як 50 % від максимальних значень.

Зведемо розрахунки в таблицю 3.7

Таблиця 3.7 – Теплоприпливи для визначення теплового навантаження

№ Камери	Q_1 ,Вт	Q_2 ,Вт	Q_3 ,Вт	Q_4 ,Вт	Q ,Вт
Камера № 1	8095	3210.5	3246	1750.5	16302
Камера № 2	5634	3210.5	3246	1702.5	13793
Камера № 3	9450	3210.5	3246	1774.5	17682
Камера № 4	7653	1206.5	2227	1636.5	12723
Камера № 5	7653	1206.5	2227	1636.5	12723

Загальне теплове навантаження на камерне устаткування під час збереження

Риба морожена $Q_{\text{заг1}} = 16.302 + 13.793 + 17.681 = 47.7 \text{ кВт}$

Риба солонa $Q_{\text{заг2}} = 12.723 + 12.723 = 25.4 \text{ кВт}$

Розрахуємо холодовидатність компресорів

Риба морожена $Q_o = \frac{1.062 \cdot 47.7}{0.8} = 63.3 \text{ кВт}$

Риба солонa $Q_o = \frac{1.04 \cdot 25.4}{0.8} = 33 \text{ кВт}$

Вибираємо централізовану схему холодильної установки з безпосереднім охолодженням, при якій холодильний агент(R-404A) кипить в приладах охолодження, розташованих в камері.

Для даної схеми створюємо загальне машинне відділення, в якому розміщуємо компресори, а також інше устаткування, що є загальним для всіх випарних систем. Для створення рівномірного температурного поля обираємо систему повітряного охолодження з використанням пристінних повітроохолоджувачів, по 3 в кожній камері.

Для камер зберігання риби мороженої з тепловим навантаженням на компресори при охолодженні $Q_o = 87 \text{ кВт}$ і при зберіганні $Q_o = 63.3 \text{ кВт}$ приймаємо 4 компресора (один як запасний) з $Q_o = 31.7 \text{ кВт}$ кожний. Під час охолодження працюють 3 компресора, при зберіганні працює 2 компресора, а будь-який з 2-х незадіяних компресорів може виконувати роль аварійного. Теплове навантаження

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на камерне устаткування $Q_0=62.2$ кВт , тому приймаємо 9 повітроохолоджувачів по 3 в кожній камері №1,2,3 з $Q_0=7.55$ кВт

Для камер зберігання риби солоної з тепловим навантаженням при охолодженні $Q_0 = 40.5$ кВт і при зберіганні $Q_0 = 33$ кВт приймаємо 3 компресора з $Q_0 = 21.7$ кВт кожний (один як запасний). Під час охолодження працюють усі 2 компресора. Теплове навантаження на камерне устаткування $Q_0 = 30$ кВт, тому приймаємо 4 повітроохолоджувача по 2 в кожній камері №4,5 з $Q_0 = 7.55$ кВт

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 Розрахунок повітроохолоджувача

Розрахунок ведеться для камер зберігання риби мороженої з $t_k = -20^\circ\text{C}$

У кожній камері 3 повітроохолоджувача, теплове навантаження на один повітроохолоджувач складає $Q_o = 7550 \text{ Вт}$

При конструюванні приймаємо такі вихідні дані

Температура повітря в камері $t_k = -20^\circ\text{C}$

Відносна вологість повітря в камері $\phi_k = 90\%$

Робоче тіло R404A

Температура кипіння R404A $t_o = -25^\circ\text{C}$

Геометричні розміри ребристої труби

Зовнішній діаметр $d_3 = 0.0125\text{м}$

Внутрішній діаметр $d_{\text{вн}} = 0.0117\text{м}$

Товщина стінки $\delta_T = 0.0004\text{м}$

Матеріал (мідь) $\lambda_T = 384 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Ребро

Висота ребра $h = 0.024\text{м}$

Товщина ребра $\delta_p = 0.0012\text{м}$

Крок ребер $u_p = 0.012\text{м}$

Матеріал ребер(алюміній)

$$\lambda_{\text{ребра}} = 204 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Товщина інею

$$\delta_i = 0.002 \text{ м}$$

Компоновка пучка труб

шаховий пучок

Крок труб в пучку

Поперечний (поперек потоку повітря):

$$S_1 = 0.06 \text{ м}$$

Подовжній (вздовж потоку повітря):

$$S_2 = 0.06 \text{ м}$$

Діагональний

$$S_{22} := \left[S_2^2 + \left(\frac{S_1}{2} \right)^2 \right]^{0.5} \quad [\text{м}] \quad (4.1)$$

$$S_{22} = \left[0.06^2 + \left(\frac{0.06}{2} \right)^2 \right]^{0.5} = 0.067 \text{ м}$$

Тепловий розрахунок

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

Задаємось величиною під охолодження повітря в камері: $\Delta t_{\text{п}} = 2^\circ\text{C}$

Температура повітря на виході із апарата

$$t_2 = t_k - \Delta t_{\text{п}} = -20 - 2 = -22^\circ\text{C}$$

Середня температура повітря

$$t_{\text{ср.п}} = 0.5 \cdot (t_2 + t_k) = 0.5 \cdot (-22 + (-20)) = -21^\circ\text{C}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температурний напір

$$\theta = t_{\text{ср.п}} - t_0 = 4^{\circ}\text{C}$$

Теплофізичні параметри повітря при середній температурі на вході і виході із апарата

Коефіцієнт теплопровідності

$$\lambda_{\text{air}} = 2.27 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$\nu_{\text{air}} = 11.69 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

Питома щільність

$$\rho_{\text{air}} = 1.428 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Питома теплоємність

$$c_p = 1.009 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Число Прандтля

$$Pr = 0.716$$

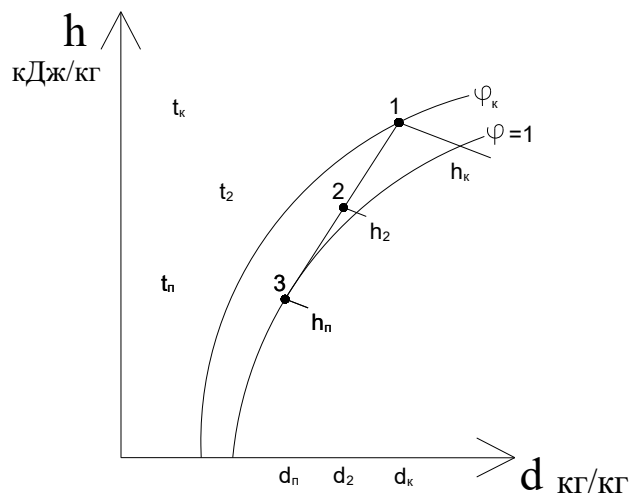


Рис. 4.1 – Процес обробки повітря в h-d діаграмі

Діаграма h-d представляє процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі в наступній послідовності 1-П-2

Задаємося температурою інєкції: $t_i = -22.15^{\circ}\text{C}$

По h-d діаграмі, за допомогою таблиць роботи та розрахункових залежностей, приведених нижче, визначаємо параметри повітря (t,d,h)

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Параметри повітря при їх температурах

	$t_k = -20^{\circ}\text{C}$	$t_i = -22.15^{\circ}\text{C}$
Ентальпія повітря, кДж/кг	$h_{BK} = -18.56$	$h_i = -20.72$
Вологомість повітря, кг/кг	$d_{BK} = 0.63 \cdot 10^{-3}$	$d_i = 0.52 \cdot 10^{-3}$
Вологість, %	$\varphi = 0.9$	$\varphi = 1$

Вологовміст повітря на виході із апарата:

$$d_2 = d_{BK} - \left[(t_k - t_2) \cdot \frac{d_{BK} - d_i}{t_k - t_i} \right] \left[\frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right] \quad (4.2)$$

$$d_2 = 0.63 \cdot 10^{-3} - \left[((-20) - (-22)) \cdot \frac{0.63 \cdot 10^{-3} - 0.52 \cdot 10^{-3}}{(-20) - (-22.15)} \right] = 5.277 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Ентальпія повітря при d_2 и t_2 $h_2 = -21.43 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Вологовміст повітря при вологості повітря 100% та температурі -22°C

$$d_{21} = 0.53 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Вологовміст повітря при вологості повітря 100% та температурі -20°C

$$d_{BK} = 0.67 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Відносна вологість повітря на виході із апарата

$$\varphi_2 = \frac{d_2}{d_{21}} = \frac{5.277 \cdot 10^{-4}}{0.53 \cdot 10^{-3}} = 0.996$$

Геометричні характеристики поверхонь ребристого елемента вільних від інею

Ребро: $A = 0.06\text{м}$, $B = 0.06\text{м}$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа зовнішньої поверхні ребра (пластинчатого) рівна

$$F_p = 2 \cdot (A \cdot B - 0.785 \cdot d_3^2) \left[\text{м}^2 \right] \quad (4.3)$$

$$F_p = 2 \cdot (0.06 \cdot 0.06 - 0.785 \cdot 0.0125^2) = 6.955 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами рівна

$$F_T = \pi \cdot d_3 \cdot (u_p - \delta_p) \left[\text{м}^2 \right] \quad (4.4)$$

$$F_T = \pi \cdot 0.0125 \cdot (0.012 - 0.0012) = 4.241 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елемента рівна

$$F_B = \pi \cdot d_{BH} \cdot u_p = 4.411 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна площа зовнішньої поверхні ребристого елемента рівна

$$F_H = F_p + F_T = 7.379 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт β і степінь ϕ оребрення теплообмінної поверхні будуть рівні

$$\beta = \frac{F_H}{F_B} = \frac{7.379 \cdot 10^{-3}}{4.411 \cdot 10^{-4}} = 16.726$$

$$\phi = \frac{F_H}{\pi \cdot d_H \cdot u_p} = \frac{7.379 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0.0125 \cdot 0.012} = 15.658$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умовна степінь оребрення теплообмінної поверхні рівна

$$\phi_4 = \frac{F_H}{F_T} = \frac{7.379 \cdot 10^{-3}}{4.241 \cdot 10^{-4}} = 17.398$$

Геометричні характеристики поверхні інею, який осідає на ребристому елементі, при прийнятій товщі шару $\delta_i = 0.002$ м.

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі рівна

$$F_{pi} = 2 \cdot \left[A \cdot B - 0.785 \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_i)^2 \right] \left[m^2 \right] \quad (4.5)$$

$$F_{pi} = 2 \cdot \left[0.06 \cdot 0.06 - 0.785 \cdot (0.0125 + 2 \cdot 0.002)^2 \right] = 6.773 \cdot 10^{-3} m^2$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами має площу

$$F_{ti} = \pi \cdot (d_H + 2 \cdot \delta_i) \cdot \left[u_p - (\delta_p + 2 \cdot \delta_i) \right] \left[m^2 \right] \quad (4.6)$$

$$F_{pi} = \pi \cdot (0.0125 + 2 \cdot 0.002) \cdot [0.012 - (0.0012 + 2 \cdot 0.002)] = 3.525 \cdot 10^{-4} m^2$$

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі рівна

$$F_{ni} = F_{ti} + F_{pi} = 3.525 \cdot 10^{-4} + 6.773 \cdot 10^{-3} = 7.125 \cdot 10^{-3} m^2$$

Коефіцієнт β_i оребрення поверхні, вкритою інесом, дорівнює

$$\beta_i = \frac{F_{ni}}{F_B} = \frac{7.125 \cdot 10^{-3}}{4.411 \cdot 10^{-4}} = 16.154$$

Мінімальний "живий" перетин одного ребристого елемента, вкритого шаром інею прийнятої товщі, рівний

$$f_{ж} = (S_1 - d_3 - 2 \cdot \delta_i) \cdot (u_p - \delta_p - 2 \cdot \delta_i) \left[m^2 \right] \quad (4.7)$$

$$f_{ж} = (0.06 - 0.0125 - 2 \cdot 0.002) \cdot (0.012 - 0.0012 - 2 \cdot 0.002) = 2.958 \cdot 10^{-4} m^2$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині повітроохолоджувача:

$$\omega_{\Pi} = 4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Визначаємо режим руху повітря, число Рейнольдса

$$\text{Re}_{\Pi} = \frac{\omega_{\Pi} \cdot d_3}{\nu_{\text{air}}} = 4277$$

Еквівалентний діаметр

$$d_e = \frac{2 \cdot (S_1 - d_3) \cdot (u_p - \delta_p)}{(S_1 - d_3) + (u_p - \delta_p)} [\text{м}] \quad (4.8)$$

$$d_e = \frac{2 \cdot (0.06 - 0.0125) \cdot (0.012 - 0.0012)}{(0.06 - 0.0125) + (0.012 - 0.0012)} = 0.018 \text{ м}$$

Число Нусельта

$$\text{Nu} = 0.178 \cdot \text{Re}_{\Pi}^{0.6} \cdot \left(\frac{S_2}{d_e} \right)^{-0.14} \quad (4.9)$$

$$\text{Nu} = 0.178 \cdot 4277^{0.6} \cdot \left(\frac{0.06}{0.018} \right) = 22.622$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря рівний

$$\alpha_k = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{air}}}{d_3} = \frac{22.622 \cdot 2.27 \cdot 10^{-2}}{0.0125} = 41.082 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома теплота фазового переходу при $t_i < 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ $r = 2835 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Ентальпія інею

$$h_i = 2.09 \cdot t_i = 2.09 \cdot (-22.15) = -46.293 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт теплопровідності інею $\lambda_i = 0.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Вологовміст повітря при середній температурі

$$d_m = 0.5 \cdot (d_{\text{вк}} + d_2) = 0.5 \cdot (0.63 \cdot 10^{-3} + 5.277 \cdot 10^{-4}) = 5.788 \cdot 10^{-4} \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Питома теплоємність вологого повітря

$$c_v = 1.009 + 1.87 \cdot d_m = 1.009 + 1.87 \cdot 5.788 \cdot 10^{-4} = 1.01 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт вологовипадення рівний

$$\xi = 1 + \left(d_{\text{вк1}} \cdot \phi_{\text{вк}} - d_i \right) \cdot \frac{r - h_i}{c_v \cdot (t_k - t_i)} \quad (4.10)$$

$$\xi = 1 + \left(0.67 \cdot 10^{-3} \cdot 0.9 - 0.52 \cdot 10^{-3} \right) \cdot \frac{2835 - (-46.293)}{1.01 \cdot (-20 - (-22.15))} = 1.11$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\alpha_{\text{пр}} = \left[\frac{1}{\alpha_{\text{к}} \cdot \xi} + \frac{\delta_{\text{і}}}{\lambda_{\text{і}}} \right]^{-1} \left[\frac{B_{\text{т}}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right] \quad (4.11)$$

$$\alpha_{\text{пр}} = \left[\frac{1}{41.082 \cdot 1.11} + \frac{0.002}{0.2} \right]^{-1} = 31.322 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\rho = 1.15 \cdot \frac{B}{d_3} = \frac{0.06}{0.0125} = 5.52$$

Умовна висота ребра

$$h_{\text{ум}} = 0.5 \cdot d_3 \cdot (\rho - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln(\rho)) [\text{м}] \quad (4.12)$$

$$h_{\text{ум}} = 0.5 \cdot 0.0125 \cdot (5.52 - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln(5.52)) = 0.045 \text{ м}$$

Коефіцієнт ефективності ребра

$$m_{\text{е}} = \left[2 \cdot \frac{\alpha_{\text{пр}}}{\delta_{\text{р}} \cdot \lambda_{\text{ребра}}} \right]^{0.5} \left[\frac{1}{\text{м}} \right] \quad (4.13)$$

$$m_{\text{е}} = \left[2 \cdot \frac{31.322}{0.0012 \cdot 204} \right]^{0.5} = 15.997 \frac{1}{\text{м}}$$

Безрозмірний комплекс

$$E = \frac{\tanh(m_{\text{е}} \cdot h_{\text{ум}})}{m_{\text{е}} \cdot h_{\text{ум}}} = \frac{\tanh(15.997 \cdot 0.045)}{15.997 \cdot 0.045} = 0.856$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра

$$\psi = 1 - 0.058 \cdot m_{\text{е}} \cdot h_{\text{ум}} = 1 - 0.058 \cdot 15.997 \cdot 0.045 = 0.958$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт що враховує контактний термічний опір між ребром та трубою, для мідних труб та алюмінієвих ребер дорівнює

$$c_k = 0.8$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента

$$\alpha_{\text{пр.н}} = \frac{\alpha_{\text{пр}} \cdot \left(F_p \cdot E \cdot \psi \cdot c_k + F_T \right)}{F_{\text{ні}}} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right] \quad (4.14)$$

$$\alpha_{\text{пр.н}} = \frac{\alpha_{\text{пр}} \cdot \left(6.955 \cdot 10^{-3} \cdot 0.856 \cdot 0.958 \cdot 0.8 + 4.241 \cdot 10^{-4} \right)}{7.125 \cdot 10^{-3}} = 21.927 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби

$$q_B = \alpha_k \cdot \xi \cdot \left(t_{\text{ср.п}} - t_i \right) \cdot \beta_i \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \right] \quad (4.15)$$

$$q_B = 41.082 \cdot 1.11 \cdot \left(-21 - (-22.15) \right) \cdot 16.154 = 847.216 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні R404A в трубах апарату

$$\alpha_0 = \left(100.3 + 0.19 \cdot t_0 \right) \cdot q_B^{0.25} = \left(100.3 + 0.19 \cdot (-25) \right) \cdot 847.216^{0.25} = 515.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коефіцієнт теплопередачі віднесений до зовнішньої поверхні інею

$$k_{\text{ні}} = \left[\frac{1}{\alpha_{\text{пр.н}}} + \phi \cdot \frac{\delta_T}{\lambda_T} + \frac{\beta_i}{\alpha_0} \right]^{-1} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right] \quad (4.16)$$

$$k_{\text{ні}} = \left[\frac{1}{21.927} + 15.658 \cdot \frac{0.0004}{384} + \frac{16.154}{515.5} \right]^{-1} = 12.994 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі віднесений до зовнішньої "сухої" поверхні апарату без інею

$$k_H = k_{Hi} \cdot \frac{\beta}{\beta_i} = 13.457 \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$$

Щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інею

$$q_H = k_{Hi} \cdot (t_{\text{ср.п}} - t_0) = 12.994 \cdot (-21 - (-25)) = 51.976 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Провіряємо значення раніше прийнятої температури поверхні інею

$$\Delta t_p = \frac{q_H}{\alpha_K \cdot \xi} = \frac{51.976}{41.082 \cdot 1.11} = 1.14^\circ\text{C}$$

Прийнята різниця температур повітря та поверхні інею

$$\Delta t = t_{\text{ср.п}} - t_i = -21 - (-22.15) = 1.15^\circ\text{C}$$

Відносна погрішність прийнятої та розрахункової різниці температур

$$\sigma = \left| \frac{\Delta t_p - \Delta t}{\Delta t_p} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.14 - 1.15}{1.14} \right| \cdot 100 = 0.877\%$$

Площа сухої поверхні повітроохолоджувача рівна

$$F_{\Pi} = \frac{Q_o}{\left[k_H - (t_{\text{ср.п}} - t_o) \right]} \left[\text{м}^2 \right] \quad (4.17)$$

$$F_{\Pi} = \frac{7550}{\left[13.457 - (-21 - (-25)) \right]} = 140.26 \text{м}^2$$

Компонувальний розрахунок апарату

Метою компонувального розрахунку повітроохолоджувача є:

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

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач рівна

$$V_B = \frac{Q_0}{\left[\rho_{\text{air}} \cdot (h_{\text{BK}} - h_2) 10^{-3} \right]} \left[\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right] \quad (4.18)$$

$$V_B = \frac{7550}{\left[1.428 \cdot (-18.56 - (-21.43)) 10^{-3} \right]} = 1.842 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Мінімальний "живий" перетин повітроохолоджувача з інєєм на теплообмінній поверхні рівний

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_B}{\omega_B} = \frac{1.842}{4} = 0.461 \text{м}^2$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача

$$F_{\text{ф}} = \frac{F_{\text{ж}} \cdot S_1 \cdot u_p}{f_{\text{ж}}} \left[\text{м}^2 \right] \quad (4.19)$$

$$F_{\text{ф}} = \frac{0.461 \cdot 0.06 \cdot 0.012}{2.958 \cdot 10^{-4}} = 1.121 \text{м}^2$$

Діаметр вентилятора

$$D_B = 0.5 \text{м}$$

Кількість вентиляторів

$$n = 3 \text{шт}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа прохідного перетину вентилятора

$$F_{\text{вен}} = 0.785 \cdot D_{\text{в}}^2 \cdot n = 0.785 \cdot 0.5 \cdot 3 = 0.589 \text{ м}^2$$

$$a = \frac{F_{\phi}}{F_{\text{вен}}} = \frac{1.121}{0.589} = 1.904$$

$$\text{Умова виконана : } 1.8 \leq \frac{F_{\phi}}{F_{\text{вен}}} \leq 2.66$$

Орієнтовні геометричні розміри теплообмінної секції

повітроохолоджувача у фронтальному перетині повітроохолоджувача у фронтальному перетині.

$$\text{Ширина} \quad H_h = \left(\frac{F_{\phi}}{n} \right)^{0.5} = \left(\frac{1.121}{3} \right)^{0.5} = 0.611 \text{ м}$$

$$\text{Довжина} \quad L_h = H_h \cdot n = 0.611 \cdot 3 = 1.834 \text{ м}$$

Орієнтування кількість труб у фронтальному перетині пучка

$$Z_{\text{п}} = \frac{H_h}{S_1} = \frac{0.611}{0.06} = 10.18 \text{ шт}$$

$$\text{Дійсне число труб у фронтальному перетині пучка} \quad Z_{\text{пл}} = 10 \text{ шт}$$

$$\text{Дійсна ширина} \quad H_{\text{hl}} = Z_{\text{пл}} \cdot S_1 = 10 \cdot 0.06 = 0.6 \text{ м}$$

$$\text{Дійсна довжина} \quad L_{\text{hl}} = \frac{F_{\phi}}{H_{\text{hl}}} = \frac{1.121}{0.6} = 1.86 \text{ м}$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині повітроохолоджувача

$$n_{\phi} = \frac{F_{\text{ж}}}{f_{\text{ж}}} = \frac{0.461}{2.958 \cdot 10^{-4}} = 1557 \text{ шт}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа "сухої" зовнішньої поверхні одного ряду труб у фронтальному перетині повітроохолоджувача

$$F_{\text{н1}} = n_{\text{ф}} \cdot F_{\text{ні}} = 1557 \cdot 7.125 \cdot 10^{-3} = 11.093 \text{ м}^2$$

Орієнтування кількість труб по ходу повітря в повітроохолоджувачі

$$Z_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_{\text{н1}}} = \frac{140.26}{11.093} = 12.443 \text{ шт}$$

Дійсне число труб по ходу повітря в повітроохолоджувачі

$$Z_{\text{пр1}} = 12 \text{ шт}$$

Розрахункові параметри теплообмінної секції ВО складають

Сумарна довжина труб апарат

$$\sum L = L_{\text{h1}} \cdot Z_{\text{пр1}} \cdot Z_{\text{пл}} = 1.86 \cdot 12 \cdot 10 = 224.2 \text{ м}$$

Площа зовнішньої поверхні

$$F_{\text{д}} = \sum L \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \beta = 224.2 \cdot \pi \cdot 0.0117 \cdot 16.729 = 137.8 \text{ м}^2$$

Глибина секції

$$H = S_2 \cdot Z_{\text{пр1}} = 0.06 \cdot 12 = 0.72 \text{ м}$$

Зведемо основні розрахунки в таблицю 3.2

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 – Таблиця основних розрахунків ПО

Об'ємна витрата повітря через ПО.	V_v	1.842 м ³ /с
Площа фронтального перетину ПО.	F_ϕ	1.121 м ²
Площа прохідного перетину вентилятора.	$F_{вен}$	0.589 м ²
Дійсне число труб у фронтальному перетині пучка.	$Z_{пл}$	10 шт
Число ребр. елементів у фронт. перетині ПО.	n_ϕ	1557 шт
Дійсне число труб по ходу повітря в ПО.	$Z_{прл}$	12 шт
Сумарна довжина труб апарату.	$\sum L$	224.2 м
Площа зовнішньої поверхні.	F_d	137.8 м ²
Глибина секції.	H	0.72 м
Холодovidатність	Q_o	7.55 кВт
Площа сухої поверхні повітроохолоджувача	F_Π	140.26 м ²
Висота ребра	h	0.024 м
Товщина ребра	δ_p	0.0012 м
Крок ребер	u_p	0.012 м
Матеріал ребер(алюміній)	$\lambda_{ребра}$	$204 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Компоновка пучка	шаховий	

5 Тепловий розрахунок холодильної машини

Тепловий розрахунок для камер з $t_k = -20^\circ\text{C}$, $t_k^* = 0^\circ\text{C}$

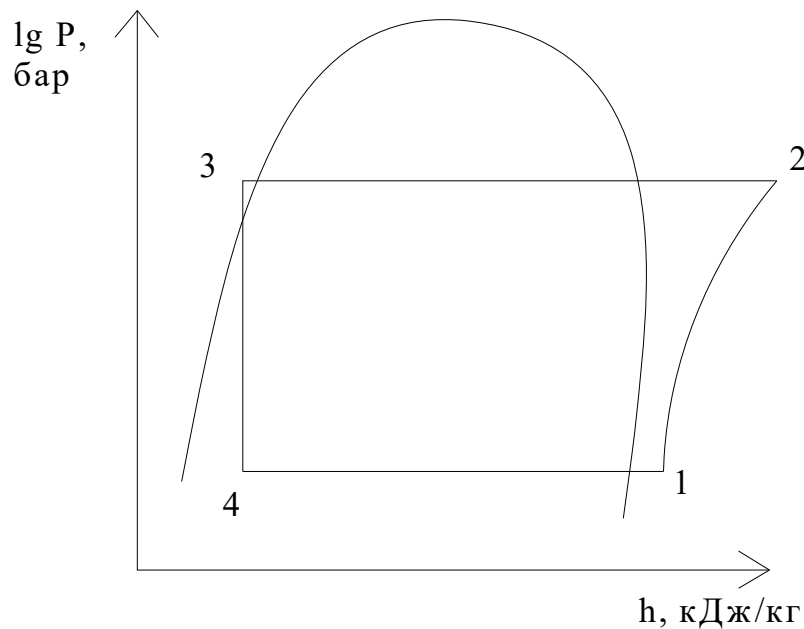


Рис. 5.1- Цикл одноступінчатої холодильної машини

Температура кипіння х/а

$$t_o = -25^\circ\text{C}, \quad T_o = 248 \text{ K}$$

$$t_o^* = 5^\circ\text{C}, \quad T_o^* = 268 \text{ K}$$

Температура конденсації х/а

$$t_k = 42^\circ\text{C}, \quad T_k = 315 \text{ K}$$

$$t_k^* = 42^\circ\text{C}, \quad T_k^* = 315 \text{ K}$$

Холодовидатність компресору

$$Q_o = 87 \text{ кВт}, \quad Q_o^* = 40.5 \text{ кВт}$$

Холодильний агент

R404A

Зведемо параметри холодильного циклу в таблицю 5.1

Таблиця 5.1 – Параметри холодильного циклу

Точка	Питома ентальпія кДж/кг	Температура °C	Тиск Бар	Питомий об'єм $\frac{м^3}{кг}$
1	375	0	2.5	0.088
2	440	88	18.2	
3	255	34	18.2	
4	255	-25	2.5	
×1	389	20	5.1	0.044
×2	430	79	18.2	
×3	254	35	18.2	
×4	254	-5	5.1	

Питомі характеристики циклу

Питома масова холодовидатність

$$q_o = h_1 - h_4 = 375 - 255 = 120 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.1)$$

$$^* q_o = ^* h_1 - ^* h_4 = 389 - 254 = 135 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна холодовидатність

$$q_v = \frac{q_o}{V_1} = \frac{120}{0.088} = 1.364 \cdot 10^3 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (5.2)$$

$$^* q_v = \frac{^* q_o}{^* V_1} = \frac{135}{0.044} = 3.068 \cdot 10^3 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота компресора

$$L_a = h_2 - h_1 = 440 - 375 = 65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.3)$$

$$^* L_a = ^* h_2 - ^* h_1 = 430 - 389 = 41 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питоме тепло відведено в конденсаторі

$$q_k = h_2 - h_3 = 440 - 255 = 185 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$^*q_k = ^*h_2 - ^*h_3 = 430 - 254 = 176 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата робочої речовини

$$G_a = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{87}{120} = 0.725 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$^*G_a = \frac{^*Q_o}{^*q_o} = \frac{40.5}{135} = 0.3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

(5.4)

Дійсна об'ємна холодовидатність компресору

$$V_d = G_a \cdot V_1 = 0.725 \cdot 0.088 = 0.064 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$^*V_d = ^*G_a \cdot ^*V_1 = 0.3 \cdot 0.044 = 0.013 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

(5.5)

Адіабатний холодильний коефіцієнт

$$\text{COP}_a = \frac{q_o}{L_a} = \frac{120}{65} = 1.846$$

$$^*\text{COP}_a = \frac{^*q_o}{^*L_a} = \frac{135}{41} = 3.29$$

(5.6)

Холодильний коефіцієнт Карно

$$\text{COP}_k = \frac{T_o}{T_k - T_o} = \frac{248}{315 - 248} = 3.701$$

$$^*\text{COP}_k = \frac{^*T_o}{^*T_k - ^*T_o} = \frac{268}{315 - 268} = 5.702$$

(5.7)

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Міра термодинамічної досконалості машини

$$\eta_{\text{МТД}} = \frac{\text{COP}_a}{\text{COP}_k} = \frac{1.846}{3.701} = 0.499$$

$$^*\eta_{\text{МТД}} = \frac{^*\text{COP}_a}{^*\text{COP}_k} = \frac{3.29}{5.702} = 0.577$$
(5.8)

Адіабатна потужність, витрачена на стиск пари в компресорі

$$N_a = G_a \cdot L_a = 0.74 \cdot 65 = 48.105 \text{ кВт}$$

$$^*N_a = ^*G_a \cdot ^*L_a = 0.3 \cdot 41 = 12.3 \text{ кВт}$$
(5.9)

Лінійний мертвий простір $c = 0.03$

Коефіцієнт розширення з мертвого простору $m = 1$

Витрати на мертвий простір

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.03 \cdot \left[\left(\frac{18.2}{2.5} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0.812$$

$$^*\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{^*P_2}{^*P_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.03 \cdot \left[\left(\frac{18.2}{5.1} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0.923$$

Коефіцієнти для фреонів $\alpha = 1.12$; $\beta = 0.5$;

Сумарний перегрів робочої речовини на всмоктуванні

$$\theta = t_1 - t_0 = 0 - (-25) = 25 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\lambda_w = \frac{T_o + \theta}{T_K \cdot \alpha + \beta \cdot \theta} = \frac{248 + 25}{315 \cdot 1.12 + 0.5 \cdot 25} = 0.747$$

$$\lambda_w^* = \frac{T_o^* + \theta}{T_K \cdot \alpha + \beta \cdot \theta} = \frac{268 + 25}{315 \cdot 1.12 + 0.5 \cdot 25} = 0.802$$

Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w = 0.812 \cdot 0.747 = 0.607$$

$$\lambda^* = \lambda_c^* \cdot \lambda_w^* = 0.923 \cdot 0.802 = 0.74$$

Теоретичний об'єм описаний поршнями компресора

$$V_h = \frac{V_D}{\lambda} = \frac{0.064}{0.607} = 0.105 \frac{m^3}{c} \quad (5.10)$$

$$V_h^* = \frac{V_D^*}{\lambda^*} = \frac{0.013}{0.74} = 0.018 \frac{m^3}{c}$$

Індикаторний ККД

Для фреонів $\hat{a} = 0.001$

$$\eta_i = \lambda_w + v \cdot t_o = 0.747 + 0.001 \cdot (-25) = 0.722 \quad (5.11)$$

$$\eta_i^* = \lambda_w^* + v \cdot t_o^* = 0.802 + 0.001 \cdot (-5) = 0.797$$

Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{47.125}{0.722} = 65.24 \text{ кВт} \quad (5.12)$$

$$N_i^* = \frac{N_a^*}{\eta_i^*} = \frac{12.3}{0.797} = 15.4 \text{ кВт}$$

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

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність тертя

$$N_{\text{тр}} = P_{\text{ітр}} \cdot V_{\text{h}} = 50 \cdot 0.105 = 5.25 \text{ кВт}$$

$$^* N_{\text{тр}} = ^* P_{\text{ітр}} \cdot ^* V_{\text{h}} = 50 \cdot 0.018 = 0.892 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора

$$N_{\text{е}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{і}} = 5.25 + 65.24 = 70.5 \text{ кВт}$$

(5.13)

$$^* N_{\text{е}} = ^* N_{\text{тр}} + ^* N_{\text{і}} = 0.892 + 15.4 = 16.3 \text{ кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення

$$\text{COP}_{\text{д}} = \frac{Q_{\text{o}}}{N_{\text{е}}} = \frac{87}{70.5} = 1.234$$

(5.14)

$$^* \text{COP}_{\text{д}} = \frac{^* Q_{\text{o}}}{^* N_{\text{е}}} = \frac{40.5}{16.3} = 2.48$$

Тепло відведене конденсатором

$$Q_{\text{к1}} = Q_{\text{o}} + N_{\text{е}} = 87 + 70.5 = 157.5 \text{ кВт}$$

(5.15)

$$^* Q_{\text{к1}} = ^* Q_{\text{o}} + ^* N_{\text{е}} = 40.5 + 16.3 = 56.82 \text{ кВт}$$

Загальне тепло відведене конденсатором

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{к1}} + ^* Q_{\text{к1}} = 157.5 + 56.82 = 214.32 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Результати розрахунків одноступінчатої холодильної установки

Найменування розрахункового параметру	$t_0 = -25^{\circ}\text{C}$	$t_k = -5^{\circ}\text{C}$
Питома масова холодовидатність, кДж/кг	120	135
Питома об'ємна холодовидатність, кДж/кг	$1.364 \cdot 10^3$	$3.068 \cdot 10^3$
Питома адіабатна робота компресора, кДж/кг	65	41
Масова витрата робочої речовини, кг/с	0.725	0.3
Дійсна об'ємна холодовидатність, м ³ /с	0.064	0.013
Теоретичний об'єм описаний поршнями компресора, м ³ /с	0.105	0.018
Адіабатна потужність витрачена на стискування пара в компресорі, кВт	48.1	12.3
Індикаторний ККД	0.722	0.797
Індикаторна потужність компресора, кВт	65.2	15.4
Ефективна потужність компресора, кВт	70.5	16.3
Тепло відведене конденсатором, кВт	157.5	56.8
Адіабатний холодильний коефіцієнт	1.846	3.29
Холодильний коефіцієнт Карно	3.701	5.702
Міра термодинамічної досконалості	0.499	0.577
Дійсний холодильний коефіцієнт	1.234	2.48

6 Розрахунок і підбір магістральних трубопроводів

Всмоктувальний колектор в компресор при $t_o = -25^\circ\text{C}$

Масова витрата агенту $G_{a1} = 0.725 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Питомий об'єм $V_1 = 0.088 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Об'єм пари, яка проходить по трубі

$$V_{\text{п}} = G_{a1} \cdot V_1 = 0.725 \cdot 0.088 = 0.063 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Швидкість руху пари $w = 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Площа поперечного перетину труби

$$F_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{п}}}{w} = \frac{0.063}{10} = 0.006 \text{ м}^2$$

Внутрішній діаметр труби

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{п}}}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.063}{\pi \cdot 10}} = 0.089 \text{ м}$$

По сортаменту сталевих труб приймаємо внутрішній діаметр

$d_{\text{вн}} = 0.1 \text{ м}$, зовнішній діаметр $d_{\text{зв}} = 0.108 \text{ м}$ і умовний прохід труби

$D_y = 0.1 \text{ м}$.

Нагнітальний колектор з компресора в конденсатор при $t_o = -25^\circ\text{C}$

Масова витрата агенту $G_{a1} = 0.725 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Питомий об'єм $V_2 = 0.016 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Об'єм пари, яка проходить по трубі

$$V_{\text{п}} = G_{a1} \cdot V_2 = 0.725 \cdot 0.016 = 0.011 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Швидкість руху пари $w = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Площа поперечного перетину труби

$$F_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{п}}}{w} = \frac{0.011}{15} = 7.3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Внутрішній діаметр труби

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{п}}}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.011}{\pi \cdot 15}} = 0.03 \text{ м}$$

По сортаменту сталевих труб приймаємо внутрішній діаметр

$d_{\text{вн}} = 0.0335 \text{ м}$, зовнішній діаметр $d_{\text{зв}} = 0.038 \text{ м}$ і умовний прохід труби $D_y = 0.032 \text{ м}$.

Рідина лінія з конденсатора в ресивер

Конденсатор обслуговує дві холодильні установки тому складаємо їх масові витрати.

Масова витрата агента $G_a = G_{a1} + G_{a2} = 0.725 + 0.3 = 1.025 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Щільність рідкого хладагенту $\rho_1 = 1020 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Об'єм рідини, яка проходить по трубі

$$V_p = \frac{G_a}{\rho_1} = \frac{1.025}{1020} = 1.005 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Швидкість руху рідини $w = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Внутрішній діаметр труби

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{п}}}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.005 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 1}} = 0.035 \text{ м}$$

По сортаменту сталевих труб приймаємо внутрішній діаметр

$d_{\text{вн}} = 0.0405 \text{ м}$, зовнішній діаметр $d_{\text{зв}} = 0.045 \text{ м}$ і умовний прохід труби $D_y = 0.04 \text{ м}$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Всмоктувальний колектор в компресор при $t_o = -5^{\circ}\text{C}$

Масова витрата агенту $G_{a2} = 0.3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Питомий об'єм $V_1 = 0.044 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Об'єм пари, яка проходить по трубі

$$V_{\text{п}} = G_{a2} \cdot V_1 = 0.3 \cdot 0.044 = 0.0132 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Швидкість руху пари $w = 10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Площа поперечного перетину труби

$$F_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{п}}}{w} = \frac{0.0132}{10} = 1.32 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутрішній діаметр труби

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{п}}}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.32 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 10}} = 0.013 \text{ м}$$

По сортаменту мідних труб приймаємо внутрішній діаметр

$d_{\text{вн}} = 0.014 \text{ м}$, зовнішній діаметр $d_{\text{зв}} = 0.016 \text{ м}$ і умовний прохід труби

$D_y = 0.014 \text{ м}$.

Нагнітальний колектор з компресора в конденсатор при $t_o = -5^{\circ}\text{C}$

Масова витрата агенту $G_{a2} = 0.3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Питомий об'єм $V_2 = 0.012 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$

Об'єм пари, яка проходить по трубі

$$V_{\text{п}} = G_{a2} \cdot V_2 = 0.3 \cdot 0.012 = 3.6 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Швидкість руху пари $w = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа поперечного перетину труби

$$F_{\text{тр}} = \frac{V_{\text{п}}}{w} = \frac{3.6 \cdot 10^{-3}}{15} = 2.4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Внутрішній діаметр труби

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{п}}}{\pi \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2.4 \cdot 10^{-4}}{\pi \cdot 15}} = 0.004 \text{ м}$$

По сортаменту мідних труб приймаємо внутрішній діаметр

$d_{\text{вн}} = 0.007 \text{ м}$, зовнішній діаметр $d_{\text{зв}} = 0.009 \text{ м}$ і умовний прохід труби

$D_y = 0.006 \text{ м}$.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 Підбір устаткування

Підбір компресорів

Для підбору компресорів використовуємо програму Bitzer-Software, задавши вихідними даними.

Камера зберігання риби мороженої $t_o = -25^{\circ}\text{C}$

Температура кипіння:

Температура конденсації: $t_{\text{кд}} = 42^{\circ}\text{C}$

Теплове навантаження при охолодженні: $Q_0 = 87 \text{ кВт}$

Теплове навантаження при зберіганні: $Q_0 = 63.32 \text{ кВт}$

Холодильний агент: R-404A

Камера зберігання риби солоної

Температура кипіння: $t_o = -5^{\circ}\text{C}$

Температура конденсації: $t_{\text{кд}} = 42^{\circ}\text{C}$

Теплове навантаження при охолодженні: $Q_0 = 40.5 \text{ кВт}$

Теплове навантаження при зберіганні: $Q_0 = 33 \text{ кВт}$

Холодильний агент: R-404A

Камера зберігання риби мороженої

З приведенного списку компресорів обираємо 4 компресора (один як запасний) фірми BITZER марки 6H-35.2Y-40P з $Q_0 = 31.8 \text{ кВт}$.

Камера зберігання риби солоної

З приведенного списку компресорів обираємо 3 (один як запасний) компресора фірми BITZER марки 4CC-6.2Y-40S з $Q_0 = 21.7 \text{ кВт}$.

Таблиця 7.1 - Характеристики компресора марки 6Н-35.2У-40Р

Кількість циліндрів	6
Напруга	380-420V PW-3-50Hz
Максимальна сила току	61.0 А
Вага	235 кг
Максимальний тиск	19/28 бар
Діаметр усмоктувальної лінії	54 мм
Діаметр нагнітальної лінії	35 мм
Тип масла	t<55 °C : BSE32
Рівень шуму	82 дБ
Довжина	795 мм
Висота	445 мм
Ширина	360 мм

Таблиця 7.2 - Характеристики компресора марки 4СС-6.2У-40S

Кількість циліндрів	4
Напруга	380-420V Y-3-50Hz
Максимальна сила току	15.9 А
Вага	90.5 кг
Максимальний тиск	19/28 бар
Діаметр усмоктувальної лінії	28 мм
Діаметр нагнітальної лінії	22 мм
Тип масла	t<55 °C : BSE32
Рівень шуму	72.5 дБ
Довжина	458 мм
Висота	353 мм
Ширина	304 мм

Підбір конденсатора

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

Холодильний агент: R-404A

Температура конденсації: $t_{\text{кд}} = 42^\circ\text{C}$

Температура і вологість навколишнього середовища: $t_{\text{с}} = 32^\circ\text{C}$, $\varphi = 68\%$

Теплове навантаження на конденсатор: $Q_0 = 214.32 \text{ кВт}$

З приведенного списку конденсаторів обираємо 2 конденсатори фірми Günter марки GVH 065.1C/2x2-LW.E з $Q_k = 110.3 \text{ кВт}$ кожний.

Таблиця 6.3-Характеристики конденсатора марки
GVH 065.1C/2x2-LW.E

Вентилятори	4 Шт. 1~230V 50Hz
Швидкість обертання	870 об/хв
Потужність (мех. ел.)	0.7 кВт
Споживаний струм	3.40 А
Загальний вжиток ел. енергії	2.8 кВт
Клас енергетичної ефективності	C
Корпус	Оцинк. Сталь , RAL 7035
Об'єм труб	92 л
Крок оребрення	2.2 мм
Вага (пустий)	497 кг
Кількість ходів	8
Максимальний робочий тиск	32 бар
Труби	Мідь
Оребрення	Алюміній

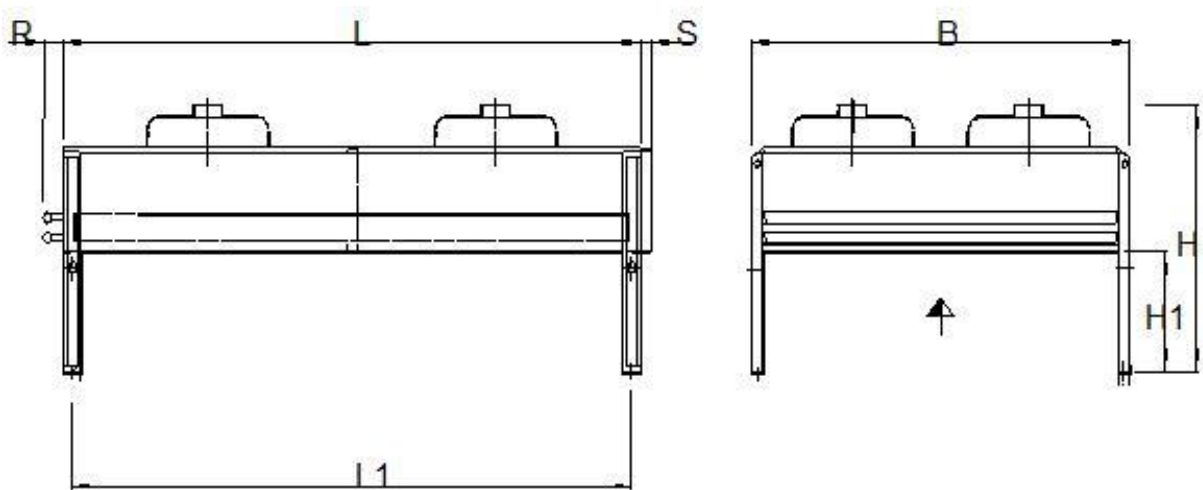


Рис. 7.1- Ескіз конденсатора з повітряним охолодженням.

Розміри конденсатора:

$L=2650$ мм $S=50$ мм
 $H1=600$ мм $R=130$ мм
 $L1=2575$ мм $H=1150$ мм
 $B=2195$ мм

Підбір повітроохолоджувача

Камера зберігання мороженої риби

Холодильний агент: R-404A

Температура кипіння: $t_o = -25^{\circ}\text{C}$

Теплове навантаження на ПО: $Q_0 = 7.55$ кВт

Камера зберігання риби солоної

Холодильний агент: R-404A

Температура кипіння: $t_o = -5^{\circ}\text{C}$

Теплове навантаження на ПО: $Q_0 = 7.7$ кВт

Камера зберігання риби мороженої

З приведенного списку повітроохолоджувачів обираємо 9
повітроохолоджувачів фірми CROCCO марки NHC 120 з $Q_0 = 7.8$ кВт.

Камера зберігання риби солоної

З приведенного списку повітроохолоджувачів обираємо 4
повітроохолоджувачів фірми CROCCO марки NHC 108 з $Q_0 = 7.8$ кВт

Таблиця 6.4 - Характеристики ПО марки NHC 120 та NHC 108

Вентилятори	3 шт. 1~220/240
Струмінь повітря	18 м
Труби	Мідь
Оребрення	Алюміній
Корпус	Алюмінієвий
Об'єм труб	20 л

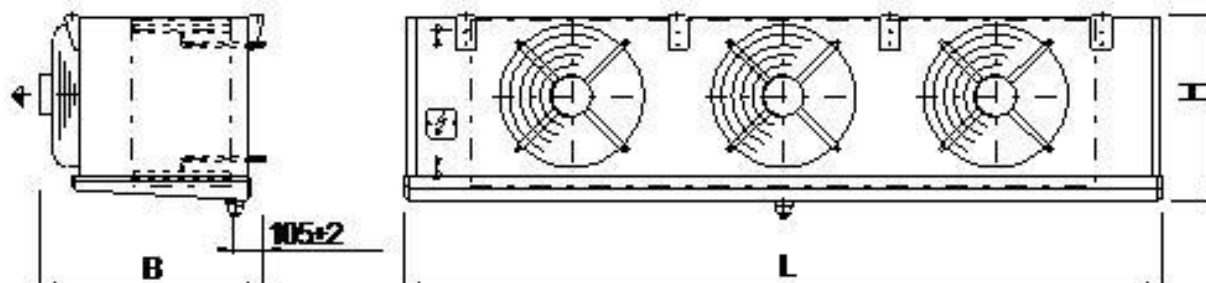


Рис. 7.2 – Ескіз ПО марки NHC 120 та NHC 108

Розміри повітроохолоджувача

$L = 2070$ мм

$H = 570$ мм

$B = 410$ мм

8 Охорона праці

Підприємство призначене для довготривалого зберігання солоної та замороженої риби. Для роботи охолоджувального обладнання передбачено використання одноступеневої холодильної установки, розташованої у компресорному відділенні. У якості холодильного агента застосовується хладон R404A.

Токсичні властивості холодоагенту.

Відповідно до прийнятої класифікації небезпечних речовин, усі шкідливі сполуки поділяються на чотири класи небезпеки. Оцінювання проводиться за сімома показниками токсичної дії, одним із яких є гранично допустима концентрація речовини у повітрі робочої зони.

Серед усіх критеріїв саме значення ГДК найбільш повно характеризує токсичність холодоагенту, однак лише цього параметра недостатньо для визначення фактичної небезпеки під час експлуатації обладнання. Основний вплив на організм людини відбувається через вдихання парів холодоагенту. У випадку порушення герметичності системи концентрація речовини у повітрі залежить від тиску та густини її пари.

За однакових значень ГДК та температурних умов холодоагент, що має більший тиск насиченої пари та вищу густину, швидше накопичується у повітрі робочої зони і створює підвищену небезпеку для персоналу порівняно з речовиною, яка характеризується нижчими параметрами. Саме тому для більш об'єктивної оцінки ризику застосовують коефіцієнт токсичної небезпеки.

Коефіцієнт токсичної небезпеки (КТН) є безрозмірним показником, що визначається як відношення густини сухої насиченої пари холодоагенту при температурі 20 °С до величини гранично допустимої концентрації у повітрі робочої зони. Чим вищим є значення цього коефіцієнта, тим жорсткіші

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вимоги повинні висуватися до заходів безпеки та умов експлуатації холодильної установки.

Таблиця 8.1

Холодильний агент	ГДК мгм/м ³	ХТО * 10 ⁻³
R404A	3000	10

По вибухопожежній і пожежній небезпеці приміщення відносять до категорії - «Д».

Таблиця 8.2

Категорія приміщення	Характеристика речовин і матеріалів, що знаходяться (що звертаються) в приміщенні
Д	Негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Допускається відносити до категорії Д приміщення, в яких знаходяться ГЖ в системах мастила, охолодження і гідроприводу устаткування, в яких не більше 60 кг в одиниці устаткування при тиску не понад 0,2 мПа, кабельні електропроводки до устаткування, окремі предмети меблів на місцях.

Відповідно до вимог нормативного документа щодо безпечної експлуатації фреонових холодильних установок, приміщення машинного та апаратного відділень, а також холодильні камери класифікуються за

вибухопожежною та електробезпекою згідно з чинними будівельними нормами та правилами улаштування електроустановок.

Під час проєктування холодильної установки особлива увага приділяється раціональному розміщенню обладнання. Планування повинно забезпечувати зручність монтажу, технічного обслуговування та ремонту агрегатів, а також мінімізувати довжину трубопроводів і площу виробничих приміщень. Одночасно враховується можливість модернізації обладнання без тривалої зупинки технологічного процесу, а також дотримання вимог пожежної та виробничої безпеки. Компресорне обладнання й апарати розташовуються у приміщенні висотою 4 м, яке має окремий вихід назовні.

Для забезпечення безпечної експлуатації обладнання, що працює під тиском, проводяться регулярні технічні огляди, внутрішні перевірки та гідравлічні випробування. Перед введенням у роботу та в процесі експлуатації всі судини перевіряються на міцність, герметичність зварних швів і рознімних з'єднань. Під час пневматичних випробувань забороняється механічне обстукування корпусів через небезпеку пошкодження. Якщо в процесі огляду виявляються дефекти, які можуть вплинути на надійність або безпечність роботи обладнання, подальша експлуатація таких апаратів не допускається.

Холодильна установка оснащується комплексом захисних пристроїв. Для контролю тиску використовуються реле високого тиску, манометри та запобіжні клапани, налаштовані відповідно до допустимих робочих параметрів. У разі перевищення встановлених значень система автоматично зупиняє компресор або блокує його запуск. Додатково застосовуються газосигналізатори, які забезпечують подачу світлового та звукового сигналу при появі витоків холодоагенту у повітрі робочої зони.

Заправлення холодильної установки хладоном здійснюється лише після перевірки відповідності холодоагенту технічним вимогам. Перед підключенням балонів контролюється тиск пари, який повинен відповідати температурі навколишнього середовища. Забороняється використовувати

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодоагент без супровідної документації, що підтверджує його якість. Під час виконання робіт персонал повинен застосовувати засоби індивідуального захисту, зокрема захисні окуляри. Балони з хладоном зберігаються у спеціально обладнаних приміщеннях на безпечній відстані від джерел тепла та електричних мереж.

Система автоматизації холодильної установки забезпечує контроль основних параметрів технологічного процесу, безпечний пуск і зупинку обладнання, а також передачу аварійних сигналів у разі виникнення несправностей. У холодильних камерах, двері яких не можуть бути відкриті зсередини, передбачена сигналізація типу «Людина в камері», що дозволяє оперативно повідомити персонал про небезпечну ситуацію.

Для створення безпечних та комфортних умов праці велике значення мають параметри виробничого мікроклімату. У приміщеннях підприємства застосовується механічна припливно-витяжна вентиляція, яка забезпечує подачу свіжого повітря та видалення забрудненого. За необхідності повітря очищується, нагрівається або охолоджується. Системи опалення підтримують нормативну температуру у холодний період року, а правильно організоване освітлення сприяє зниженню втомлюваності персоналу та підвищенню безпеки праці. Для уникнення засліплення та різких тіней використовуються світлорозсіювальні елементи та сонцезахисні пристрої.

Машинне та апаратне відділення холодильної установки належать до категорії Д за пожежною небезпекою, оскільки в них знаходяться негорючі матеріали та речовини у холодному стані. Це дозволяє знизити ризик виникнення пожежі, однак не виключає необхідності суворого дотримання правил пожежної безпеки та регулярного контролю технічного стану обладнання.

Згідно СНІП 2.09. 01-85, використовуваний матеріал відноситься до не спалюваного матеріалу.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.3

Група займистості	Матеріали	Конструкції
Не спалювані	Під впливом вогню або високої температури не займаються, тліють або обвуглюються.	З не спалюваних матеріалів

Протипожежне оснащення підприємства включає первинні засоби пожежогасіння та спеціальне обладнання для оперативної ліквідації загорянь. Для гасіння пожеж із застосуванням піни використовуються генератори високократної піни, а також хімічні вогнегасники типу ВХП-10. На території холодильного підприємства встановлюються пожежні щити, укомплектовані необхідним інвентарем: пінними та вуглекислотними вогнегасниками, ящиками з піском, покривалами з негорючих матеріалів, ломами, баграми та сокирами.

Важливу роль у забезпеченні пожежної безпеки відіграє автоматична пожежна сигналізація, яка дозволяє своєчасно виявити загоряння та оперативно передати сигнал до пожежної служби. На виробничих ділянках встановлюються спеціальні пожежні сповіщувачі, з'єднані з приймальною станцією. Для контролю пожежної ситуації використовуються димові, теплові та комбіновані системи сигналізації.

У разі отруєння хладоном потерпілого необхідно негайно винести на свіже повітря або перевести до теплого добре провітрюваного приміщення. При цьому слід послабити одяг, який ускладнює дихання, зняти забруднені речі та забезпечити людині стан спокою. Рекомендується проводити інгаляцію медичним киснем протягом 30–45 хвилин, а також зігрівати постраждалого за допомогою грілок, уникаючи можливих опіків через знижену чутливість шкіри. Додатково дозволяється давати міцний чай або

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

каву та використовувати нашатирний спирт для стимуляції дихання.

Незалежно від стану потерпілого обов'язково викликається швидка медична допомога.

При подразненні слизових оболонок рекомендується промивати ніс та горло водою або слабким содовим розчином. Якщо холодоагент потрапив в очі, їх потрібно негайно промити великою кількістю чистої води, після чого до прибуття лікаря використовувати темні захисні окуляри без накладання пов'язок. У випадку контакту хладону зі шкірою можливе обмороження тканин. Уражену ділянку необхідно помістити у теплу воду температурою 35–40 °С на декілька хвилин, після чого акуратно висушити та накласти стерильну марлеву пов'язку або нанести лікувальну мазь. Утворені пухирі забороняється проколювати чи розкривати.

У машинному відділенні холодильної установки повинна знаходитися аптечка для надання першої допомоги при ураженні холодоагентом. До її складу входять нашатирний спирт, валеріанові краплі, харчова сода для промивань, темні захисні окуляри, лікувальні мазі, перев'язувальні матеріали та допоміжні засоби для нанесення медикаментів. Окремо передбачається наявність балона з медичним киснем та необхідного обладнання для його використання.

Електробезпека на підприємстві забезпечується комплексом організаційних і технічних заходів, спрямованих на захист персоналу від ураження електричним струмом, дії електричної дуги та електромагнітного поля. Машинне відділення та холодильні камери належать до приміщень з підвищеним рівнем небезпеки через високу вологість, наявність струмопровідних підлог і щільне розташування технологічного обладнання.

Для захисту працівників застосовуються такі технічні засоби, як захисне заземлення, занулення, автоматичне захисне відключення, ізоляція струмоведучих елементів, електричне розділення мереж та спеціальні блокувальні пристрої. Найбільш поширеним методом є захисне заземлення, яке передбачає навмисне електричне з'єднання металевих неструмоведучих

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

частин обладнання із землею. Це дозволяє зменшити ризик ураження електричним струмом у випадку появи напруги на корпусах електроустановок.

Розрахунок заземлення.

Граничний допустимий опір заземлення в електроустановках з напругою до 1000 В не повинен перевищувати 4 Ом у будь-який час ($R=4$ Ом). При цьому струм, що проходить через тіло людини < 0.05 А.

Вибираємо тип і геометричні розміри заземлень: контурне $l=2$ м;
 $d = 40$ мм. Відстань між вертикальними заземленнями вибираємо рівним $L = 1$ м.

Визначаємо розрахунковий питомий опір ґрунту:

$$\rho_{расч.} = \rho_{физ.} \cdot \psi, \quad (7.1)$$

де $\rho_{физ.} = 30$ Ом – питомий опір ґрунту (чорнозем);

$\psi = 1.1$ - кліматичний коефіцієнт [5].

$$\rho_{расч.} = \rho_{физ.} \cdot \psi = 30 \cdot 1.1 = 33 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

Опір одного вертикального заземлювача з урахуванням опору ґрунту.

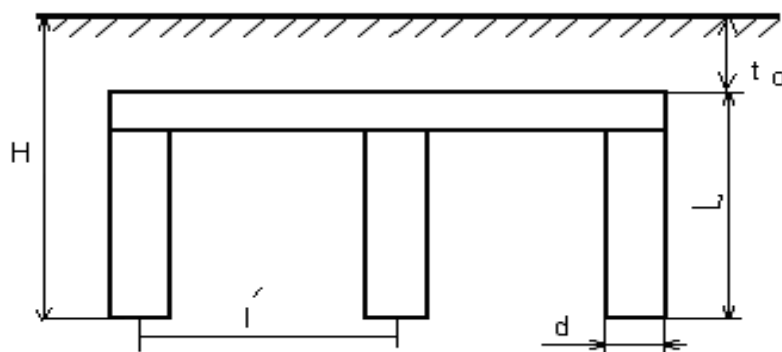


Рис. 7.1 – Схема заземлення

$$R_{стр.} = \frac{\rho_{расч.}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(\ln \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4H + l}{4H - l} \right), \text{ Ом}$$

$$d = 40 \text{ мм}, \quad l = 2 \text{ м}, \quad t_0 = 1 \text{ м}, \quad H = L/2 + t_0 = 1.5 \text{ м}$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_{\text{ср.}} = \frac{33}{2 \cdot \pi \cdot 1} \left(\ln \frac{2 \cdot 1}{0.04} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1,5 + 1}{4 \cdot 1,5 - 1} \right) = 137 \text{ Ом}$$

Визначимо кількість вертикальних заземлювачів

$$n_{\text{расч}} = \frac{R_{\text{ср.}}}{R_{\text{расч}}} \quad n_{\text{расч.}} = \frac{137}{4} = 34 \text{ шт}$$

Визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів

$$R_{\text{св}} = \frac{R_{\text{ср.}}}{\eta \cdot n} = \frac{137}{0.27 \cdot 34} = 7.3 \text{ Ом}$$

η – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів, приймаємо $\eta = 0.27$ [5].

Довжина сполучної смуги при розміщенні по контуру:

$$l_{\text{пол.}} = 60 \cdot 2 = 120 \text{ м}$$

Опір смуги з урахуванням опору ґрунту:

$$R_{\text{пол.}} = \frac{\rho_{\text{расч.}}}{\eta \cdot 2\pi \cdot l_{\text{пол}}} \ln \frac{l_{\text{пол.}}^2}{d \cdot t_0} = \frac{33}{0.27 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 120} \ln \frac{120^2}{0.04 \cdot 1} = 2.1 \text{ Ом}$$

Загальний опір всієї системи

$$R_{\text{общ.}} = \frac{R_{\text{общ.ст.}} \cdot R_{\text{пол.}}}{R_{\text{общ.ст.}} + R_{\text{пол.}}} = \frac{5.7 \cdot 2.1}{5.7 + 2.1} = 1.54 \text{ Ом}$$

Оскільки $R_{\text{общ}}$ не перевищує $R_{\text{треб}} < 4 \text{ Ом}$, розрахунок виконаний вірно.

Розрахунок кількості балонів з вуглекислотою для внутрішньої пожежогасінні.

Кількість вогнегасного газового складу:

$$G_{\text{г}} = 1.25 \cdot (G_{\text{в}} \cdot V_{\text{п}} \cdot K_{\text{у}}), \text{ кг}$$

де $G_{\text{в}}$ – вогнегасна концентрація газового складу для вуглекислоти,

$$G_{\text{г}} = 0.7 \text{ кг/м}^3;$$

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

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

K_y – коефіцієнт, який враховує особливості процесу газообміну,

$$K_y = 1.5 [5];$$

$$G_T = 1.25 \cdot 0.7 \cdot 72 \cdot 1.5 = 94.5 \text{ кг}$$

Необхідну кількість робочих балонів з вуглекислотою:

$$N_B = G_T / (V_6 \cdot \rho \cdot \alpha_n), \text{ од,}$$

де $V_6 = 25$ л – об'єм балона;

$\rho = 0.625$ кг/л – щільність засобу гасіння;

$\alpha_n = 1$ – коефіцієнт заповнення.

$$N_B = 94.5 / (25 \cdot 0.625 \cdot 1) = 6 \text{ од}$$

Визначення об'єму недоторканного запасу води для гасіння пожежі.

Розрахунок пожежних водоймищ зводиться до визначення ємкості водоймищ і їх кількості. Розрахуємо ємкість пожежного резервуару для гасіння пожежі на промисловому підприємстві виходячи з таких даних: об'єм приміщення компресорного цеху $V = 72 \text{ м}^3$, категорія приміщення – Д.

Ємкість водоймища визначимо з умови забезпечення потрібної по нормам витрати води на зовнішню пожежогасінню в перебігу розрахункового часу.

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

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

приймаю $k = 1.2 [5]$;

g – витрата води на зовнішню пожежогасінню, $g = 15$ л/с [5];

n – кількість пожеж, при території виробництва до 150 гектар можливий одна пожежа, понад 150 гектар – дві пожежі, приймаю $n = 1$;

τ – тривалість гасіння пожежі.

При ступені вогнестійкості I і II з виробництвами категорій Г і Д розрахункову тривалість гасіння пожежі слід приймати рівній двом годинам; у решті випадків – три години, приймаю $\tau = 2$ ч.

$$V_B = 1.2 \cdot 15 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 3.6 = 129.7 \text{ м}^3, \text{ приймаємо } V_B = 130 \text{ м}^3$$

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок системи штучного освітлення проводимо при наступних початкових даних:

- довжина цеху, $A = 6,0$ м;
- ширина цеху, $B = 4,0$ м;
- висота підвісу світильника $h = 3,2$ м;
- напруга в мережі $V = 220$ В.

До початку розрахунку необхідно провести вибір джерел світла, тип світильників, систему освітлення. Вибираємо як джерело світла газорозрядні лампи. Система освітлення - загальна. Вибираємо світильники типу ПВЛП. Далі розподіляємо світильники і визначаємо їх кількість.

Забезпечення рівномірного розподілу джерела досягається в тому випадку, якщо відношення відстані між центрами світильників (L) до висоти їх підвісу над робочою поверхнею ($h_{\text{раб}}$) складає певне число для типу світильників.

В даному випадку приймаємо $\frac{L}{h_{\text{раб}}} = 1,5$ м, приймаємо $h_{\text{раб}} = 3,2$ м, тоді $L = 4,8$ м

Визначаємо кількість необхідних світильників (ПВЛП):

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2}$$

де $A = 6.0$ м - довжина цеху, $B = 4.0$ м - ширина цеху;

$$N = \frac{6,0 \cdot 4,0}{4,8^2} = 1,04 \approx 2 \text{ світильника}$$

Визначуваний світловий потік ламп світильника:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot k \cdot z \cdot 100}{N \cdot \eta}, \text{ лм}$$

де E_n – мінімальна нормована освітленість, приймаємо $E_n = 150$ лк [5];

S – площа приміщення, $S = 24$ м²;

k – коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп, $k = 1,5$ [5];

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

z – відношення середньої освітленості до мінімальної

$z = 1,1$ (для люмінесцентних ламп);

η – коефіцієнт використання світлового потоку, який залежить від величини i – індексу приміщення.

Визначимо індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{h_{\text{раб.}} \cdot (A + B)}$$

$$i = \frac{6,0 \cdot 4,0}{3,2 \cdot (6,0 + 4,0)} = 0,75$$

$$\Phi = \frac{150 \cdot 24 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 100}{2 \cdot 39} = 7615 \text{ лм}$$

Відповідно до виконаного розрахунку вибираємо 2 світильника з трьома лампами ($n=3$) ЛТБ 40 ($r=40$ Вт) зі світловим потоком 2580 лм.

Погрішність вибору ламп

$$\square = \frac{n \cdot \Phi_{\text{л}} - \Phi}{n \cdot \Phi_{\text{л}}} = \frac{3 \cdot 2580 - 7615}{2 \cdot 2580} \cdot 100\% = 1.16\%$$

Допустиме відхилення $-10\% \leq \Delta \leq +20\%$

Потужність електросвітильної установки:

$$R = r \cdot N \cdot n = 40 \cdot 2 \cdot 3 = 240 \text{ Вт.}$$

Розрахунок вентиляції.

Розрахунок вентиляції.

Вентиляція у виробничому приміщенні передбачається для недопущення накопичення у повітрі шкідливих речовин, а також для підтримання необхідних мікрокліматичних умов. Її робота полягає у видаленні забрудненого повітря з приміщення за допомогою витяжної системи та подачі чистого зовнішнього повітря через припливну вентиляцію.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У нормальних умовах кількість повітря, що видаляється, повинна відповідати кількості повітря, яке надходить у приміщення. Водночас ефективність вентиляції щодо відведення надлишкового тепла залежить від температури зовнішнього повітря. За способом організації повітрообміну вентиляційні системи поділяють на природні, механічні та комбіновані.

Для проєктованого цеху необхідно передбачити аварійну вентиляцію, оскільки у разі розгерметизації обладнання можливе раптове надходження значної кількості холодоагенту в повітря робочої зони. Така система повинна забезпечувати швидке видалення забрудненого повітря та зниження концентрації шкідливих речовин до безпечного рівня.

Продуктивність вентиляційної системи визначаємо за кратністю повітрообміну.

$$L = k \cdot V_{\text{пом}} \left[\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right], \quad (7.14)$$

де k – кратність повітрообміну, приймаємо для робочої вентиляції:

а) припливної $k = 3 \text{ год}^{-1}$; б) витяжної $k = 4 \text{ год}^{-1}$. Аварійна вентиляція поєднана з витяжною.

$V_{\text{пом}}$ – об'єм приміщення, $V_{\text{пом}} = 72 \text{ м}^3$.

$$L_{\text{прип}} = 3 \cdot 72 = 216 \text{ м}^3/\text{год}.$$

$$L_{\text{вит}} = 4 \cdot 72 = 288 \text{ м}^3/\text{год}$$

Визначимо потужність вентилятора

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta P_n}{\eta_v \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot 3.6 \cdot 10^6} [\text{кВт}], \quad (7.15)$$

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

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						85
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ΔP_n – втрати тиску в мережі повітроводів; приймаємо для робочої вентиляції: високонапірні вентилятори ($2900 < \Delta P_n < 4500$) Па;

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

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

$$\text{припливна} - N = \frac{1.2 \cdot 216 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 0.22 \text{ кВт}$$

$$\text{витяжна} - N = \frac{1.2 \cdot 288 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 0.28 \text{ кВт}$$

Приймаю для витяжної вентиляції осьовий вентилятор МЦ № 6 при $n = 960$ об/хв; для припливної вентиляції осьовий вентилятор МЦ № 5 при $n = 1440$ об/хв.

Висновок: дотримання встановлених норм, правил безпеки та виконання необхідних організаційних і технічних заходів забезпечить на даному холодильному підприємстві надійну та безпечну експлуатацію обладнання, зниження ризику виникнення аварійних ситуацій, а також створення безпечних умов праці для персоналу і захист здоров'я людей.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки по роботі

1. Проведено огляд та аналіз холодильного ланцюга, який відповідає технології зберігання замороженої та солоної риби
2. Спроековано будівельну та теплоізоляційну конструкцію холодильника, розраховані теплопритоки в камери зберігання продукції.
3. Проведено тепловий розрахунок одноступеневої холодильної машини.
4. Проведено тепловий та конструктивний розрахунок камерного повітроохолоджувача.
5. Підібрано основне та допоміжне устаткування холодильної установки.
6. Розроблено розділ охорони праці, з метою забезпечення безпечного обслуговування холодильної установки підприємства.
7. Виконано всі необхідні креслення по холодильнику, який проектується.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Апарати холодильних установок [Текст] : посіб. до проведення практ. занять та самост. роботи студентів / А. Ю. Лагутін. — Одеса : ОДАХ, 2006. — 60 с.
2. Апарати холодильних установок : посіб. до курсового проектування [Електронний ресурс] : для здобувачів освіти спец. 142 "Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" / О. В. Зімін, О. М. Томчик ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2022. — 23 с.
3. Проектування поршневого компресора холодильних машин та теплових насосів [Електронний ресурс] : посібник для самост. роботи : для здобувачів вищої освіти за спец. 142 "Енергетичне машинобудування" / Л. І. Морозюк, В. В. Соколовська-Єфименко, Б. Г. Грудка, А. В. Мошкатюк ; Одес. нац. акад. харч. технологій. — Одеса, 2021. — Електрон. текст. дані: 113 с.
4. Холодильні установки. Проектування: Навч. посібник/І.Г. Чумак, А.Ю. Лагутін, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін; за ред. докт. техн. н. проф. І.Г. Чумака.- 3-тє вид., перераб. та доп.- Одеса: Друк, 2007.- 480 с.
5. Холодильні установки [Текст] : підручник / І. Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар'яновський, Е. Г. Парцхаладзе ; під заг. ред. І.Г. Чумака; Одес. держ. акад. холоду. — Одеса : Рефпринтінфо, 2003. — 536 с
6. Мнацаканов Г.К. Основи проектування холодильників [Текст] : навч. посіб. — Одеса : ОГАХ, 2006. — 58 с.
7. Кваліфікаційна робота : метод. вказівки до виконання та оформлення роботи для здобувачів СВО "Бакалавр" [Електронний ресурс] : спец. 142 "Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" ден. та заоч. форм навчання / М. Г. Хмельнюк, Л. І. Морозюк, О. Ю.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						88
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Яковлева та ін. ; відп. за вип. М. Г. Хмельнюк ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ОНАХТ, 2021. — 20 с.

8. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.

9. Холодильні установки спеціального призначення [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, О. С. Подмазко ; Одес. нац. акад. харч. технологій. — Херсон : Вид. Грінь Д.С., 2013. — 488 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 483.

10. Холодильні установки та сфери їх використання [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, О. С. Подмазко, І. О. Подмазко ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій. — Херсон : Грінь Д.С., 2014. — 484 с. : іл.

11. Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості [Текст] : навч. посіб. / О. С. Тітлов, С. Ф. Горикін. — Львів : Новий Світ-2000, 2012. — 286 с. : табл., рис. — (Вища освіта в Україні). — Бібліогр.: с. 219.

12. Хорольський В.П., Коренець Ю.М., Основи проектування холодильних систем: навчальний посібник — Кривий Ріг: ДонНУЕТ, 2023. 218 с.

13. Холодильні машини [Електронний ресурс] : конспект лекцій та посібник для самост. роботи : для студентів галузі знань 14 "Електрична інженерія", спец. 142 "Енергетичне машинобудування". Ч. 2 / Л. І. Морозюк, В. В. Соколовська-Єфименко, С. В. Гайдук, Б. Г. Грудка ; Одес. нац. акад. харч. технологій. — Одеса, 2017. — Електрон. текст. дані: 59 с.

					КРБ.ХУКП.0.499-03.3.12	Арк.
						89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		