МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім. акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»	**«До захисту допущено»**
Директор інституту	Завідувач кафедри
_____ Сергій БЛАЖЕНКО	_____ Валентин ПЕТРЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)	(підпис) (імя та прізвище)
«___» _____ 2025 р.	«___» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування
(код та назва спеціальності)
освітньо-професійної програми _____
Холодильні техніка та технологія
на тему: Проект м'ясокомбінату з порівняльним аналізом систем розподілу повітря в камерах шокової заморозки, методами CAE

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ХМ-2-7М

Сорокін Євгеній Юрійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник Масліков Максим Михайлович _____
(прізвище , ім'я) (підпис)

Консультант _____ _____
(прізвище , ім'я) (підпис)

Рецензент _____ _____
(прізвище , ім'я) (підпис)

Я як здобувач Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

_____
(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2025 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки
Освітній ступінь магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)
Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технологогії

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ТЕХТ
проф. Петренко В.П.
"17" вересня 2025 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Сорокін Євгеній Юрійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект м'ясокомбінату з порівняльним аналізом систем розподілу повітря в камерах шокової заморозки, методами CAE
керівник роботи к.т.н., доц. Масліков Максим Михайлович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від 17.09.2025 року № 712-кс
2. Строк подання здобувачем роботи 02.12.2025 року
3. Вихідні дані до роботи розрахувати холодильник м'ясокомбінату продуктивністю 150 тон переробки сировини на добу, а також виконати тривимірне моделювання систем розподілу повітря.
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): ВСТУП, 1. ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ТА СХЕМ ХОЛОДИЛЬНОЇ ОБРОБКИ ПРОДУКЦІЇ, 2. ОБ'ЄМНО-ПЛАНУВАЛЬНІ РІШЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ХОЛОДИЛЬНОГО СКЛАДУ, 3. ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ІЗОЛЯЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ, 4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАДХОДЖЕНЬ ДО ОХОЛОДЖУВАНИХ ПРИМІЩЕНЬ, 5. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ, 6. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ТА ПІДБІР КОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТУ,7. РОЗРАХУНОК ТА КОМПЛЕКТАЦІЯ ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ,8. ПРОЕКТУВАННЯ ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ ТА ВИБІР КОМПОНЕНТІВ СХЕМИ, 9. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ ТА ПІДБІР НАСОСНОГО ОБЛАДНАННЯ, 10. ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КАМЕР, 11. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ,СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРА
5. Перелік графічного матеріалу
Не передбачено

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання____17.09.2025_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу	17.09-19.09.2025	
	Виконання розділів кваліфікаційної роботи	20.09.25-17.11.25	
	Оформлення ПЗ, презентація, консультація з розділів	18.11-02.12.2025	

Здобувач _____ ____Є.Ю. Сорокін____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ _____М.М. Масліков__
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У магістерській роботі розроблено комплексний проект промислового холодильного складу. Основною метою є створення енергоефективної системи холодопостачання, що гарантує рівномірність температурного поля в камерах зберігання продукції.

У роботі обґрунтовано технологічну схему та об’ємно-планувальні рішення об’єкта. Виконано теплотехнічний розрахунок огороджувальних конструкцій з вибором сучасної ізоляції, а також детальний розрахунок теплового балансу для визначення експлуатаційних навантажень.

Проведено термодинамічний розрахунок циклу, на основі якого здійснено вибір компресорного агрегату, теплообмінного та допоміжного обладнання. Виконано гідравлічний розрахунок магістралей холодоагенту та холодоносія з подальшим підбором насосних станцій.

Науковою новизною та особливістю роботи є проведення чисельного моделювання (CFD) аеродинаміки повітряних потоків в охолоджуваному об'ємі з використанням програмного комплексу ANSYS. Це дозволило проаналізувати картину розподілу швидкостей та температур повітря, виявити потенційні "застійні зони" та оптимізувати розміщення повітроохолоджувачів для забезпечення ефективного обдування продукції.

Розроблено заходи з охорони праці. Запропоновані рішення підтверджені розрахунками та комп'ютерним моделюванням, що гарантує надійність та економічність спроектованої системи.

Ключові слова: холодильний склад, система холодопостачання, ANSYS, CFD-моделювання, розподіл повітря, тепловий баланс, компресорний агрегат, енергоефективність, аеродинаміка.

					00МР.142.003.012.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Сорокін Є.Ю.			Проект м’ясокомбінату з порівняльним аналізом систем розподілу повітря в камерах шокової заморозки, методами CAE	Літ.	Лист. 4 / Листів
Перевір.		Масліков М.М.					
Реценз.						НУХТ, ННІТІ ХМ-маг	
Н. Контр.							
Затверд.		Петренко В.П.					

ABSTRACT

The master's thesis presents a comprehensive design project of an industrial cold storage facility. The primary aim is to create an energy-efficient refrigeration supply system that ensures the uniformity of the temperature field within the product storage chambers.

The thesis substantiates the technological scheme and space-planning solutions of the facility. A thermal engineering calculation of building envelopes with the selection of modern insulation was performed, as well as a detailed heat balance calculation to determine operational loads.

A thermodynamic calculation of the cycle was conducted, serving as the basis for the selection of the compressor unit, heat exchange, and auxiliary equipment. Hydraulic calculations for refrigerant and coolant pipelines were carried out, followed by the selection of pumping stations.

The scientific novelty and distinct feature of the work is the implementation of numerical simulation (CFD) of airflow aerodynamics within the refrigerated space using the ANSYS software suite. This allowed for the analysis of air velocity and temperature distribution patterns, identification of potential "dead zones," and optimization of air cooler placement to ensure effective product cooling.

Occupational health and safety measures have been developed. The proposed solutions are validated by calculations and computer modeling, ensuring the reliability and cost-effectiveness of the designed system.

Keywords: cold storage warehouse, refrigeration supply system, ANSYS, CFD modeling, airflow distribution, heat balance, compressor unit, energy efficiency, aerodynamics.

ЗМІСТ

ВСТУП	**7**
1. ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ТА СХЕМ ХОЛОДИЛЬНОЇ ОБРОБКИ ПРОДУКЦІЇ	**8**
2. ОБ'ЄМНО-ПЛАНУВАЛЬНІ РІШЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ХОЛОДИЛЬНОГО СКЛАДУ	**13**
3. ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ІЗОЛЯЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ	**15**
4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАДХОДЖЕНЬ ДО ОХОЛОДЖУВАНИХ ПРИМІЩЕНЬ	**25**
5. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ	**45**
6. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ТА ПІДБІР КОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТУ	**47**
7. РОЗРАХУНОК ТА КОМПЛЕКТАЦІЯ ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ	**60**
8. ПРОЕКТУВАННЯ ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ ТА ВИБІР КОМПОНЕНТІВ СХЕМИ	**69**
9. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ ТА ПІДБІР НАСОСНОГО ОБЛАДНАННЯ	**76**
10. ТРИВИМІРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КАМЕР	**85**
11. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	**104**
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРА	**112**

ВСТУП

Сучасне м’ясопереробне виробництво функціонує в умовах жорсткої конкуренції, де ключовими факторами успіху є енергоефективність технологічних процесів та стабільно висока якість готової продукції. Критичним етапом у ланцюгу створення вартості є процес шокового заморожування, який забезпечує мікробіологічну безпеку та збереження нативної структури тканин м'яса завдяки формуванню дрібнокристалічної структури льоду. Проте, традиційні емпіричні підходи до проектування холодильних камер часто призводять до нерівномірного розподілу повітряних потоків, виникнення «мертвих зон» та надмірних енерговитрат, що можуть сягати 50% від загального споживання енергії підприємством.

Ефективність шокового заморожування залежить не лише від температури холодоагенту, але й від аеродинаміки камери. Дослідження показують, що збільшення швидкості руху повітря в діапазоні 5–15 м/с навіть на 1 м/с здатне скоротити час заморожування яловичини на 2–6,5%. Однак досягнення оптимальної швидкості (зазвичай не менше 6 м/с для інтенсивного теплообміну) по всій поверхні продукту є складним інженерним завданням, особливо при повному завантаженні тунельних або спіральних апаратів.

У цьому проекті розглядається розробка дільниці шокового заморожування м'ясокомбінату з інтеграцією методів комп'ютерного інжинірингу (Computer-Aided Engineering). Використання CFD-моделювання (Computational Fluid Dynamics) дозволяє візуалізувати поля швидкостей та температур, прогнозувати зони неефективного теплообміну та оптимізувати конструкцію повітророзподільників (напрямних лопаток, дефлекторів) ще на етапі проектування,.

Метою роботи є порівняльний аналіз різних систем розподілу повітря в камерах шокової заморозки на основі цифрових моделей, що дозволить обґрунтувати вибір найбільш енергоефективного рішення, мінімізувати усушку продукції та гарантувати відповідність температурних режимів вимогам стандартів безпечності харчових продуктів.

1.ТЕХНОЛОГІЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБРОБЛЕННЯ ПРОДУКЦІЇ

1.1. Охолодження м’яса та м’ясопродуктів

Охолодження є першим бар'єром на шляху псування м'яса. Основною метою є зниження температури в товщі продукту до рівня, що пригнічує ріст мезофільних бактерій (зокрема, Salmonella, E. coli), при цьому мінімізуючи втрати маси та енерговитрати.

Традиційне повітряне охолодження (Air Chilling)

Це найбільш поширений метод, що використовує холодне повітря як теплоносій. Процес зазвичай відбувається в камерах тунельного типу або камерах періодичної дії.

Параметри процесу:

Температура повітря: Від -1°C до +2°C. Використання нижчих температур на початковому етапі (shock chilling) дозволяє прискорити процес, але вимагає контролю, щоб уникнути підморожування поверхні.

Швидкість руху повітря: Від 0.5 до 3.0 м/с. Висока швидкість інтенсифікує тепловіддачу, але також збільшує випаровування вологи.

Вологість: Підтримка високої відносної вологості (90-95%) є критичною для зменшення усушки.

Проблема усушки (Shrinkage):

Втрати маси при повітряному охолодженні є значною економічною проблемою. Волога випаровується з теплої поверхні туші, намагаючись досягти рівноваги з холодним, сухішим повітрям. Втрати можуть сягати 1.5–2.5% від маси парної туші за перші 24 години.4 Для підприємства, що переробляє 1000 голів ВРХ на добу, втрата 2% маси еквівалентна втраті десятків тонн м'яса на тиждень.

Гідроаерозольне охолодження (Spray Chilling)

Для боротьби з усушкою була розроблена технологія спрей-охолодження (spray chilling). Метод полягає у періодичному зрошенні туш холодною водою під час циклу охолодження.

Механізм дії:

Вода, що наноситься на поверхню туші, випаровується, забираючи значну кількість тепла (прихована теплота пароутворення води становить близько 2260 кДж/кг, що значно більше, ніж теплоємність повітря). Це дозволяє досягти двох цілей:

Прискорення охолодження: Завдяки випаровуванню поверхня туші охолоджується швидше.

Зменшення усушки: Вода, що випаровується, заміщує власну вологу м'яса.

Режими та ефективність:

Типовий режим включає короткі цикли зрошення (наприклад, 40-60 секунд) кожні 15 хвилин протягом перших 4-12 годин охолодження. Дослідження 5 показують, що цей метод дозволяє знизити втрати маси до 0.4–0.5%, а в деяких випадках досягти нульової усушки. Більше того, спрей-охолодження може покращити вихід м'яса при обвалюванні на 0.53%.6

Ризики та регулювання:

Існує тонкий баланс між збереженням маси та фальсифікацією ваги шляхом надмірного поглинання води. Законодавство багатьох країн (зокрема США та ЄС) суворо регламентує, що кількість води, доданої під час спрей-охолодження, не повинна перевищувати кількість води, втраченої через випаровування. Тобто, кінцева вага охолодженої туші не повинна перевищувати вагу парної туші.

Крім того, використання води створює потенційний ризик мікробіологічного забруднення, якщо вода не є стерильною або рециркулює. Тому часто використовують воду з додаванням органічних кислот (молочної, оцтової) або сполук хлору, що дозволяє додатково знизити бактеріальне обсіменіння поверхні.

Вакуумне охолодження (Vacuum Cooling)

Вакуумне охолодження базується на принципі зниження температури кипіння води при зниженні тиску. Коли тиск у камері падає нижче тиску насиченої пари при поточній температурі продукту, вода на поверхні та в порах починає інтенсивно кипіти, забираючи теплоту.

Застосування та обмеження:

Цей метод є надзвичайно швидким (хвилини замість годин) і широко використовується для овочів та квітів. У м'ясній промисловості його застосування для свіжих туш обмежене через ризик надмірної втрати вологи та погіршення зовнішнього вигляду (підсихання). Проте, для вареного м'яса та готових страв вакуумне охолодження є високоефективним.8 Воно дозволяє дуже швидко пройти небезпечну температурну зону (+50°C... +10°C), де активно розмножуються мезофільні бактерії, такі як Clostridium perfringens, що можуть виживати при термообробці у вигляді спор.

Гаряче обвалювання (Hot Boning)

Традиційна технологія передбачає охолодження цілих туш або напівтуш перед обвалюванням. Альтернативою є "гаряче обвалювання", коли м'ясо відділяється від кісток ще до охолодження (в парному стані).

Переваги:

Енергоефективність: Не потрібно витрачати енергію на охолодження кісток та зайвого жиру, які становлять до 30-40% маси туші.

Економія площі: Обвалене м'ясо в блоках займає значно менше місця в холодильнику, ніж цілі туші.

Зменшення усушки: Швидке пакування гарячого м'яса у вакуумні пакети запобігає випаровуванню вологи.10

Недоліки:

Основний ризик – це холодове скорочення, оскільки малі шматки м'яса охолоджуються набагато швидше, ніж ціла туша. Тому гаряче обвалювання вимагає обов'язкового застосування електричної стимуляції та суворого контролю гігієни, оскільки тепле м'ясо є ідеальним середовищем для бактерій.

Збереження якості замороженого м'яса залежить від стабільності температури та бар'єрних властивостей пакування.

1.2. Температурні режими та рекристалізація

Стандартною температурою зберігання є -18°C. При цій температурі ріст

мікроорганізмів повністю зупиняється. Однак, ферментативні реакції (ліполіз, протеоліз) та хімічні процеси (окислення жирів) продовжуються, хоч і дуже повільно. Зниження температури до -30°C значно подовжує термін зберігання, але експоненціально збільшує енерговитрати.

Рекристалізація:

Найбільшою загрозою для якості під час зберігання є коливання температури. Якщо температура піднімається (наприклад, з -20°C до -10°C), найдрібніші кристали льоду тануть через свій високий поверхневий енергетичний потенціал (ефект Кельвіна). Вода мігрує до більших кристалів і при повторному охолодженні осідає на них. Цей процес, відомий як Ostwald ripening або міграційна рекристалізація, призводить до росту великих кристалів за рахунок дрібних, що руйнує структуру м'яса навіть у замороженому стані.27 Тому логістичні операції повинні бути максимально швидкими, а транспортні засоби – надійно ізольованими.

1.3. Терміни зберігання

Термін придатності залежить від виду м'яса (вмісту ненасичених жирних кислот) та температури. Свинина, багата на ненасичені жири, зберігається гірше за яловичину через ризик прогіркання.

Згідно з ДСТУ 4823:2007 28:

При -12°C: Свинина — 3 міс.

При -18°C: Свинина — 6 міс.

При -25°C: Свинина — 12 міс.

Американські норми (USDA) вказують, що при стабільних -18°C м'ясо безпечне майже необмежено довго, але його якість (смак, текстура) починає погіршуватися після 4-12 місяців.

1.4. Пакування та їстівні покриття

Вакуумне пакування є золотим стандартом, оскільки відсутність кисню гальмує окислення ліпідів та запобігає «опікам холодом» (freezer burn) –

сублімації льоду з поверхні продукту. Однак, повітряні порожнини в погано упакованому продукті діють як теплоізолятор, сповільнюючи заморожування.

Їстівні покриття (Edible Coatings):

Це інноваційний напрямок, що дозволяє створити додатковий захисний бар'єр безпосередньо на продукті. Покриття на основі біополімерів (хітозан, альгінат, желатин, крохмаль) можуть містити активні компоненти – антиоксиданти та антимікробні речовини (ефірні олії, нізин, наночастинки).

Дослідження 32 показують, що покриття з хітозану з ефірною олією орегано можуть подовжити термін зберігання охолодженої курятини з 4 до 12 днів, ефективно пригнічуючи Listeria monocytogenes та Salmonella. В ЄС вже доступні комерційні суміші для покриттів (наприклад, Panifix), що дозволяють покращити зовнішній вигляд та збереженість продукції.

Приймаємо температуру в камері зберігання охолодженого м'яса -2°С, початкова температура м'яса +5°С, кінцева – 0°С, час зберігання 7 діб; замороженого -18°С, початкова температура м'яса -8°С, кінцева – -18°С, час охолодження до кінцевої температури 24 доби, термін зберігання до 120 діб. Зберігання охолодженого м'яса проводимо у контейнерах, замороженого – на стелажах. Циркуляція повітря в обох випадках помірна

2. ОБ'ЄМНО-ПЛАНУВАЛЬНІ РІШЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ХОЛОДИЛЬНОГО СКЛАДУ

2.1. Склад приміщень холодильника.

Згідно з завданням приймаю, що він складається з таких камер:

- камера охолодження (місткість 60 т);
- камера замороження (місткість 500 т);
- камера зберігання замороженого м'яса (1900 т);
- допоміжні приміщення (машинне відділення, вагова, експедиція, службові приміщення).

Розмір сітки колон, приймаю 6×12 м.

2.2. Площа основних камер.

Визначаю потрібну площу основних камер. Рахую, що у всіх камерах продукт знаходиться на підвісних коліях.

а) Камера зберігання мороженого м'яса за формулою (7.4 літ. 1).

$$Fk.зб. = \frac{1,2 \cdot Вк}{0,25} = \frac{1,2 \cdot 1900}{0,25} = 9600м^2$$

Кількість будівельних прямокутників за формулою (7.6 літ.1).

$$n = \frac{Fк.зб.}{fстр.} = \frac{9600}{72} = 133,3$$

Приймаю 134 будівельних прямокутники.

б) Камери охолодження за формулою (7.5 літ. 1).

$$Fк.ох. = \frac{М \cdot \tau}{qF \cdot 24} = \frac{60 \cdot 24}{0,2 \cdot 24} = 350м^2.$$

де М=60 т/добу – добова продуктивність камери, τ – тривалість холодильної обробки (приймаю 24 години), q_F=0,2 – норма завантаження на 1м^2 будівельної площі (м'ясо на підвісних коліях).

Кількість будівельних прямокутників n=4,86. Приймаю, 6.

в) Морозильна камера за формулою (7.4 літ. 1).

$$Fмор. = \frac{1,2 \cdot Вк}{0,25} = \frac{1,2 \cdot 500}{0,25} = 1920м^2$$

Кількість будівельних прямокутників n=26,7. Приймаю, 27.

2.3. Загальна площа основних приміщень зберігання.

$$Fк.збер. = Fк.зб. + Fк.ох. = 9600 + 350 = 9950м^2$$

2.4. Площа допоміжних приміщень.

$$Fдоп. = 0,3 \cdot Fк.збер. = 0,3 \cdot 9950 = 2985м^2$$

Кількість будівельних прямокутників n=41,6. Приймаю – 42.

2.5. Загальна площа охолоджуємого холодильника.

$$Fох. = Fдоп. + Fк.збер. + Fмор. = 1920 + 9950 + 2985 = 14855м^2$$

2.6. Визначаю площу службових приміщень та машинного відділення:

$$Fм.в. = 0,1 \cdot Fох. = 0,1 \cdot 14855 = 1485,5м^2$$

2.7. Кількість будівельних прямокутників n=20,6. Приймаю, 21.

$$Fсл. = 0,2 \cdot Fох. = 0,2 \cdot 14855 = 2971м^2$$

Кількість будівельних прямокутників n=41,3. Приймаю, 43.

2.8. Розміщення камер.

Розташовую камери як показано на рис.1. з врахуванням критої залізничної платформи шириною 3 метри та критої автомобільної такої ж ширини.

Холодильник планую оснащений коридорами шириною по 6 метрів. Підвісні колії, котрі розташовані на території холодильника, виконую з кутників розміром полки 70мм, а не як прийнято з двотаврової балки. Застосування таких підвісних колії дає можливість робити перехрестя, розгалуження та вільний відбір напівтуш з камер не розвантажуючи її повністю.

3. ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ІЗОЛЯЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ

По завданню холодильник розташовано у м. Хмельницький, тому параметри зовнішнього повітря приймаю наступні:

глибина промерзання ґрунту 170 см,

середня температура 7,2°С,

розрахункова літня температура 31°С,

розрахункова зимня температура -21°С,

відносна вологість влітку 52%,

відносна вологість взимку 82%.

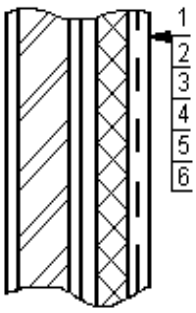
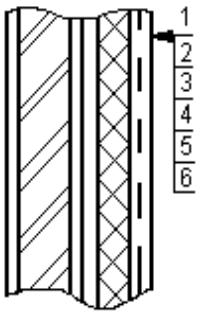
Приймаємо, що будівля – каркасного типу; колони розміром 400×400 мм, стіни з цегли, будівельні балки односкатні довжиною 12 м і висотою 890 мм. Висота камер від чистої підлоги до низу балки 6 м. Покриття безчердачного типу. Плити перекриття – ребристі, довжиною 6 м та товщиною полки 35 мм. Склад огороджень, характеристика шарів огородження наведено в таблиці 3.1. Утеплення стін з пінопласту полістирольного ПСБ-С. Стіни які не підлягають утепленню – це перегородки між корпусом машинного відділення та службовими приміщеннями. Всі зовнішні стіни виконую з цегли товщиною 380 мм. Температури для розрахунку ізоляції наведені на мал.1., коридори, службові та допоміжні приміщення не охолоджуються.

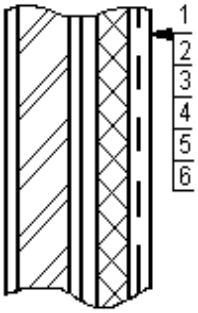
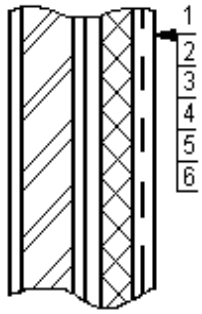
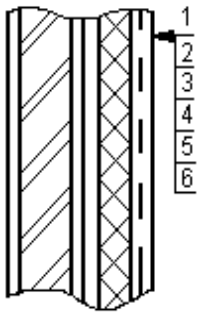
Зовнішня стіна камер зберігання

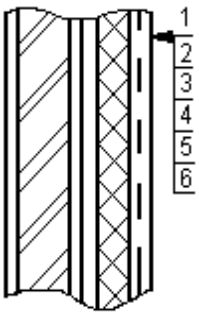
Стіна зовнішня камер зберігання мороженого м’яса з номерами 5, 8, 18, 21, 24, 27, з зовнішнім повітрям платформ VIII (35) та VII (34).

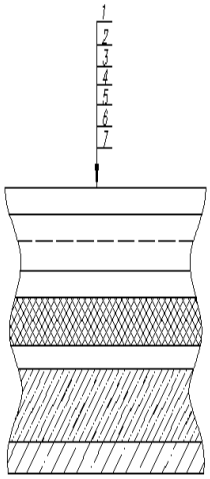
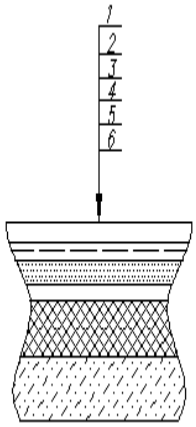
Температура в камерах -18°С, охолодження здійснюється повітря охолодниками, відповідно циркуляція повітря помірна. Потрібне значення коефіцієнта теплопередачі для камер з $t_в$=-18°С холодильника, розташованого в середній кліматичній зоні, $k_0^{тр}$=0,25 Вт/(м^2·К) відповідно табл. 8.2 (літ. 1). Коефіцієнт тепловіддачі приймаю за табл. 8.1 (літ. 1). $\alpha_н$=23 Вт/(м^2·К), $\alpha_в$=9 Вт/(м^2·К)

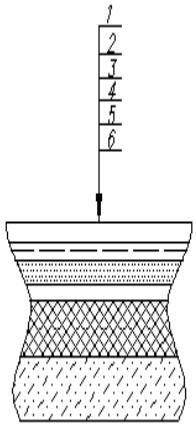
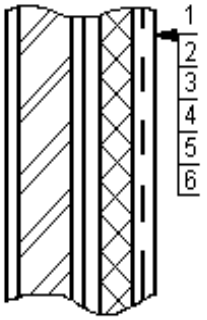
Табл. 3.1.1. Термічні опори різних шарів будівельних конструкції.

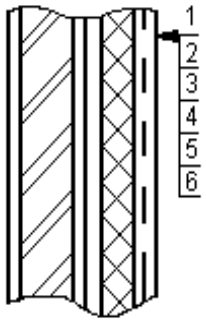
Номер та назва огорожі	Конструкція огорожі	№	Назва та матеріал шару	Товщина δ_i, м	Коефіцієнт теплопровідності λ_i, Вт/(м·К)	Тепловий опір $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, (м²·К)/Вт
1) стіна зовнішня камер зберігання мороженого м'яса		1	Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,38	0,81	0,469
		6	Штукатурка складним розчином	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,546
2) Стіна між камерою охолодження III (14) та платформою VIII		1	Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,38	0,81	0,469
		6	Штукатурка складним розчином	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,546
3) стіна між камерами зберігання мороженого м'яса II та не охолоджу-ваними приміщ-еннями		1	Штукатурка складним розчином по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,24	0,81	0,296
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,373

4) Стіна між машзалом та камерами зберігання мороженого м'яса		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,38	0,81	0,469
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,546
5) Стіни між морозилкою І та коридорами XI		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,24	0,81	0,296
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,373
6) Стіни між камерою замороження І (7, 19) та камерами зберігання мороженого м'яса II (6, 22)		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,12	0,81	0,148
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,225
7) Стіни між камерою замороження І (7, 19) та камерами зберігання мороженого м'яса II (6, 22		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,12	0,81	0,148
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,225
8) Стіни між камерами охолодження III (14, 4) та камерами		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити

зберігання мороженого м'яса II (18, 11)		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,12	0,81	0148
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,225
9) Стіна між камерою охолодження III (14) та камерою замороження I (15)		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,12	0,81	0,148
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,225
10) Сіни між камерами охолодження III (14, 4) та тамбуром IV (3) та коридором XI		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,24	0,81	0,296
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,373
11) Сіна між камерою охолодження III (4) та експедицією VI (1)		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,12	0,81	0,148
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,225
12) Підлога в камерах замороження		1	Монолітне бетонне покриття з тяжкого бетону	0,04	1,86	0,0215
		2	Армована стяжка	0,08	1,86	0,043
		3	Пароізоляція (шар пергаміну)	0,001	0,15	Не враховую
		4	Плитна теплоізоляція (ПСБ-С)	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		5	Цементно-піщаний розчин	0,025	0,98	0,026
		6	Ущільнений пісок	1,35	0,58	2,328
		7	Бетонна підготовка з	-	-	-

			електронагрівачами			
			Сумарний опір			2,42
13) Підлога в камерах зберігання мороженого м'яса		1	Монолітне бетонне покриття з тяжкого бетону	0,04	1,86	0,0215
		2	Армована стяжка	0,08	1,86	0,043
		3	Пароізоляція (шар пергаміну)	0,001	0,15	Не враховую
		4	Плитна теплоізоляція (ПСБ-С)	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		5	Цементно-піщаний розчин	0,025	0,98	0,026
		6	Ущільнений пісок	1,35	0,58	2,328
		7	Бетонна підготовка з електронагрівачами	-	-	-
			Сумарний опір			2,42
14) Підлога в камерах охолодження		1	Монолітне бетонне покриття з тяжкого бетону	0,04	1,86	0,0215
		2	Армована стяжка	0,08	1,86	0,043
		3	Пароізоляція (шар пергаміну)	0,001	0,15	Не враховую
		4	Плитна теплоізоляція (ПСБ-С)	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		5	Цементно-піщаний розчин	0,025	0,98	0,026
		6	Ущільнений пісок	1,35	0,58	2,328
		7	Бетонна підготовка з електронагрівачами	-	-	-
			Сумарний опір			2,42
15) Стеля камер замороження		1	П'ять шарів гідроізола на бітумній мастиці	0,012	0,3	0,04
		2	Стяжка з бетону по металевій сітці	0,04	1,86	0,022
		3	Гравій керамзітний	0,005	0,20	0,025
		4	Пароізоляція	0,001	0,15	Не враховую
		5	Плитна теплоізоляція (ПСБ-С)	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		6	Залізобетонна плита	0,035	2,04	0,017
			Сумарний опір			0,104
16) Стеля камер зберігання		1	П'ять шарів гідроізола на бітумній мастиці	0,012	0,3	0,04
		2	Стяжка з бетону по металевій сітці	0,04	1,86	0,022
		3	Гравій керамзітний	0,03	0,20	0,15
		4	Пароізоляція	0,001	0,15	Не враховую
		5	Плитна теплоізоляція (ПСБ-С)	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		6	Залізобетонна плита	0,035	2,04	0,017
			Сумарний опір			0,235
17) Стеля камер охолодження		1	П'ять шарів гідроізола на бітумній мастиці	0,012	0,3	0,04
		2	Стяжка з бетону по металевій сітці	0,04	1,86	0,022
		3	Гравій керамзітний	0105	0,20	0,525
		4	Пароізоляція	0,001	0,15	Не враховую
		5	Плитна теплоізоляція (ПСБ-С)	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		6	Залізобетонна плита	0,035	2,04	0,017

			Сумарний опір			0,61
18) Стеля над експедицією з ваговою та тамбуром		1	П’ять шарів гідроізола на бітумній мастиці	0,012	0,3	0,04
		2	Стяжка з бетону по металевій сітці	0,04	1,86	0,022
		3	Гравій керамзітний	0,18	0,20	0,9
		4	Пароізоляція	0,001	0,15	Не враховую
		5	Плитна теплоізоляція (ПСБ-С)	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		6	Залізобетонна плита	0,035	2,04	0,017
			Сумарний опір			0,985
19) Перегородки між камерами зберігання мороженого м’яса		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,12	0,81	0,148
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,225
20) Перегородки між морозилками		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,12	0,81	0,148
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,225
21) Перегородка між ваговою та тамбуром		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,12	0,81	0,148
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,225
22) Зовнішня стіна експедиції		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно	0,05	Потрібно

та вагової				визначити		визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,38	0,81	0,46
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,546
23) Стіна між експедицією та коридором XI		1	Штукатурка складна по металевій сітці	0,02	0,98	0,02
		2	Теплоізоляція з ПСБ-С	Потрібно визначити	0,05	Потрібно визначити
		3	Пароізоляція два шару гідроізола на бітумній мастиці	0,004	0,30	0,013
		4	Штукатурка цементно-піщана	0,02	0,93	0,022
		5	Кладка з цегли на цементному розчині	0,24	0,81	0,296
		6	Штукатурка складна	0,02	0,93	0,022
			Сумарний опір			0,373

За наступною методикою визначаю термічний опір окремих шарів будівельної конструкції, без врахування шару теплоізоляції, котрі зазначені в таблиці (для наступних пунктів розрахунку даного пояснення не роблю, так як у кожному розділі порядок дій однаковий).

$$R1 = \frac{\delta 1}{\lambda 1} = \frac{0.02}{0.98} = 0.02 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

$$R3 = \frac{\delta 3}{\lambda 3} = \frac{0.004}{0.3} = 0.13 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

$$R4 = \frac{\delta 4}{\lambda 4} = \frac{0.02}{0.93} = 0.022 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

$$R5 = \frac{\delta 5}{\lambda 5} = \frac{0.38}{0.81} = 0.469 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

$$R6 = \frac{\delta 6}{\lambda 6} = \frac{0.02}{0.93} = 0.022 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

Коефіцієнт теплопровідності для цих шарів приймаю з дод. 3 (літ. 1). Підраховую загальний термічний опір всіх шарів, окрім теплоізоляційного.

$$\sum \frac{\delta i}{\lambda i} = 0.02 + 0.013 + 0.022 + 0.469 + 0.022 = 0.546 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

Потрібна товщина ізоляційного шару.

$$\delta_{iз}^{потр} = \lambda iз \cdot \left[\frac{1}{k_0^{тр}} - \left(\frac{1}{\alpha н} + \sum_{i=1}^{n}\frac{\delta i}{\lambda i} + \frac{1}{\alpha в}\right)\right] = 0{,}05 \cdot \left[\frac{1}{0{,}25} - \left(\frac{1}{23} + 0{,}546 + \frac{1}{9}\right)\right] = 0{,}165м$$

Приймаю товщину ізоляцій 175мм (один шар – 100мм, один шар – 50мм, один шар – 25мм).

Визначаю дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{д} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha н} + \sum_{i=1}^{n}\frac{\delta i}{\lambda i} + \frac{1}{\alpha в}\right) + \frac{\delta iз}{\lambda iз}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0{,}546 + \frac{1}{9}\right) + \frac{0{,}175}{0{,}05}} = 0{,}2381\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Розрахунок ізоляції всіх інших стін холодильника проводжу аналогічно. Результати розоахунку та прийняті значення товщини ізоляції наведено в таблиці 3.2. Крім того для даної стіни проводжу перевірку на випадіння вологи. Загальний термічний опір всіх шарів, окрім теплоізоляційного:

$$\sum \frac{\delta i}{\lambda i} = 0{,}546\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

Перевіряю на виділення вологи на стіні, так як різниця температур більше 10°С. З h-d – діаграми вологого повітря визначаю параметри зовнішнього повітря (приймаю, що відносна вологість в компресорній на рівні 60%): $t_в$=18°С, φ=60%, тоді $t_{т.р.}$=10,1°С.

Температура поверхні стінки:

$$\tau в > tв - \frac{tв - tн}{R0 \cdot \alpha в} = 18 - \frac{18-(-18)}{\frac{1}{0{,}21}\cdot 8} = 17^{\circ}C.$$

Відповідно конденсації не буде і товщина ізоляції правильна.

Підлоги камер

Підлога в камерах замороження та зберігання зберігання мороженого м’яса. Для цих приміщень приймаю однакову підлогу із-за того що коефіцієнт теплопередачі все рівно майже однаковий. В розрахунку враховую шари котрі знаходяться вище бетонної підготовки з нагрівними пристроями.

Потрібний коефіцієнт теплопередачі підлоги для морозильних камер ($t_в$=-25°С) та камер збереження мороженого м’яса ($t_в$=-18°С) $k_0^{тр}$=0,21Вт/(м^2·К) відповідно табл. 8.3 (літ.1). Коефіцієнт тепловіддачі приймаю за табл. 8.1 (літ.1) – $\alpha_в$=7 Вт/(м^2·К).

Загальний термічний опір всіх шарів, окрім теплоізоляційного.

$$\sum \frac{\delta i}{\lambda i} = 2{,}42 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

Потрібна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{із}^{потр} = 0{,}05 \cdot \left[\frac{1}{0{,}21} - \left(\frac{1}{7} + 2{,}42\right)\right] = 0{,}11м$$

Приймаю товщину ізоляцій 125мм (один шар– 100мм, один– 25мм).

Визначаю дійсне значення коефіцієнта теплопередачі.

$$k_0^д = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_в} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta i}{\lambda i}\right) + \frac{\delta із}{\lambda із}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{7} + 2{,}42\right) + \frac{0{,}125}{0{,}05}} = 0{,}198 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Результати розрахунку товщини ізоляції підлоги решти приміщень зводжу до табл.3.2.

Стеля камер

Будова утеплення стелі однакова для всіх камер. Але товщина ізоляції різна. Різницю товщини крівлі вирівнюю різною товщиною кірамзитного гравію (від 5 до 200 мм).

Потрібний коефіцієнт теплопередачі $k_0^{тр}$=0,22 Вт/(м^2·К) відповідно табл. 8.2 (літ.1). Коефіцієнт тепловіддачі приймаю за табл. 8.1 (літ.1).

Загальний термічний опір всіх шарів, окрім теплоізоляційного.

$$\sum \frac{\delta i}{\lambda i} = 0{,}104 \frac{м^2 \cdot К}{Вт}$$

Потрібна товщина ізоляційного шару.

$$\delta_{із}^{потр} = 0{,}05 \cdot \left[\frac{1}{0{,}22} - \left(\frac{1}{7} + 0{,}104 + \frac{1}{23}\right)\right] = 0{,}213м$$

Приймаю товщину ізоляцій 225мм (два шари–100мм, один – 25мм).

Визначаю дійсне значення коефіцієнта теплопередачі.

$$k_0^д = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_н} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta i}{\lambda i} + \frac{1}{\alpha_в}\right) + \frac{\delta із}{\lambda із}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{7} + 0{,}104 + \frac{1}{23}\right) + \frac{0{,}225}{0{,}05}} = 0{,}209 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Результати розрахунку товщини ізоляції стелі решти приміщень зводжу до табл.3.2.

Табл. 3.2. Загальна таблиця ізоляції по огородженням.

Огорожа	$t_в$, °С	$\alpha_н$, Вт/(м²·К)	$\alpha_в$, Вт/(м²·К)	$R_н$, $\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$	$R_в$, $\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$		Товщина теплоізоляції, мм		Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К)	
							$\delta_{із}^{потр}$	$\delta_{із}^{д}$	$k_0^{тр}$	$k_0^{д}$
1.Стіна зовнішня камер зберігання мороженого м'яса з номерами 5, 8, 18, 21, 24, 27, з зовнішнім повітрям	-18	23	9	0,043	0,111	0,546	165	175	0,25	0,24
2.Стіни між камерою охолодження III (14) та платформою VIII (35).	-3	23	11	0,043	0,091	0,546	104	125	0,36	0,31
3.Стіна між камерами зберігання мороженого м'яса та не охолоджуваними приміщеннями	-18	8	9	0,125	0,111	0,373	142	150	0,29	0,277
4.Стіна між машзалом XII (36) та камерами зберігання мороженого м'яса	-18	8	9	0,125	0,111	0,546	199	200	0,21	0,21
5.Стіна між морозилкою I та коридорами XI.	-25	8	11	0,125	0,091	0,373	152	175	0,275	0,245
6.Стіни між камерою замороження (7,19) та камерами зберігання мороженого м'яса(6, 22). Стіна між камерою замороження (15) та камерами зберігання мо роженого м'яса(18, 11).	-25	9	11	0,111	0,091	0,225	77	100	0,51	0,41
7.Стіна між камерами охолодження (14, 4) та камерами зберігання мороженогом'яса(18, 11).	-18	9	11	0,111	0,091	0,225	128	150	0,336	0,292
8.Стіна між камерою охолодження III (14) та камерою замороження I (15).	-25	11	11	0,091	0,091	0,225	147	150	0,298	0,294
9.Стіни між камерами охолодження III (14, 4) та тамбуром IV (3) та коридором XI.	-3	8	11	0,125	0,091	0,373	90	100	0,42	0,39
10.Стіна між камерою охолодження III (4) та експедицією VI (1).	-3	8	11	0,125	0,091	0,225	96	100	0,424	0,41
11.Підлога в камерах замороження. Підлога в камерах зберігання мороженого м'яса.	-25		7		0,143	2,42	110	125	0,21	0,198
12.Підлога в камерах охолодження.	-3		7		0,143	2,42	-6	0	0,41	0,391
13.Стеля камер замороження.	-25	23	7	0,043	0,143	0,104	213	225	0,22	0,209
14.Стеля камер зберігання.	-18	23	7	0,043	0,143	0,235	187	200	0,24	0,226
15.Стеля камер охолодження.	-3	23	7	0,043	0,143	0,61	107	125	0,34	0,303
16.Стеля над експедицією з ваговою та тамбуром.	12	23	7	0,043	0,143	0,985	38	50	0,52	0,46
17.Перегородки між камерами зберігання мороженого м'яса.	-18 / -18	9	9	0,111	0,111	0,225	68	75	0,553	0,514
18.Перегородки між морозилками.	-25 / -25	11	11	0,091	0,091	0,225	77	75	0,56	0,56
19.Перегородка між ваговою та тамбуром.	12 / 12	8	8	0,125	0,125	0,225	62	75	0,58	0,506
20.Зовнішня стіна експедиції та вагової.	12	23	8	0,043	0,125	0,546	42	50	0,64	0,583
21.Стіна між експедицією та коридором XI.	12	8	8	0,125	0,125	0,373	47	50	0,64	0,62

4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАДХОДЖЕНЬ ДО ОХОЛОДЖУВАНИХ ПРИМІЩЕНЬ

4.1. Теплонадходження через огороджувальні конструкції

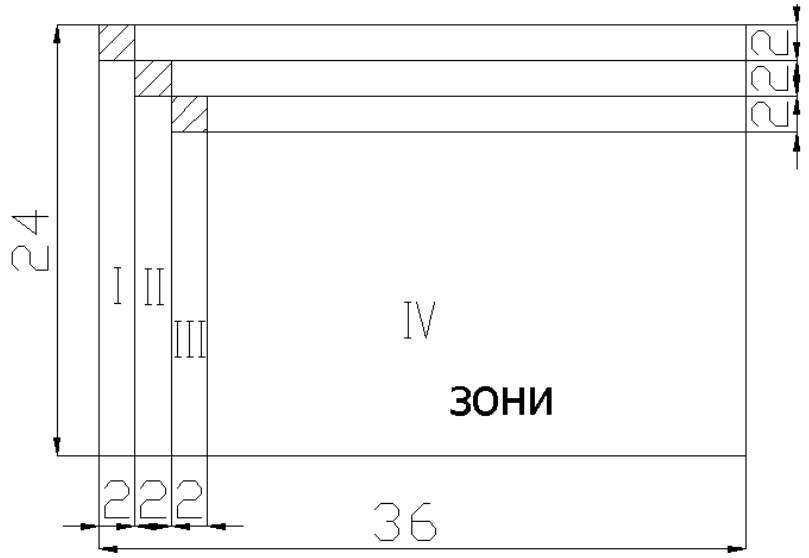
Підлога в експедиції та ваговій.

Підлогу в експедиції я не утепляв, тому розрахунок веду за формулою:

$$Q_{іт} = \sum k_{ум} \cdot F \cdot (t_н - t_в) \cdot m \cdot 10^{-3},$$

де m – коефіцієнт котрий враховує відносне зростання термічного опору підлоги при наявності ізоляції (при її відсутності m=1).

Розглядаю експедицію з ваговою як одне приміщення. Схема для розрахунку наведена нижче.



Мал. 4.1. Схема розрахунку теплонадходжень через підлогу кутового приміщення.

Коефіцієнти теплопередачі для відповідних зон I, II, III, IV дорівнюють, відповідно, 0,47; 0,23; 0,12; 0,07 Вт/(м^2·К).

Площі відповідних зон:

$$F_I = 2 \times 24 + 2 \times 36 = 48 + 72 = 120 м^2$$

$$F_{II} = 2 \times 22 + 2 \times 34 = 44 + 64 = 112 м^2$$

$$F_{III} = 2 \times 20 + 2 \times 32 = 40 + 64 = 104 м^2$$

$$F_{IV} = 18 \times 30 = 540 м^2$$

Загальні теплонадходження через підлогу в експедиції дорівнюють:

$$Q_{1T}^{експ.} = 0,47 \cdot 120 \cdot (31-12) \cdot 10^{-3} + 0,23 \cdot 112 \cdot (31-12) \cdot 10^{-3} + 0,12 \cdot 104 \cdot (31-12) \cdot 10^{-3} +$$
$$+ 0,07 \cdot 540 \cdot (31-12) \cdot 10^{-3} = 2,52 \text{ кВт}$$

При розрахунку теплонадходження через ***покриття*** враховую теплонадходження від сонячної радіації.

З попередніх розрахунків для *камери охолодження* – $k_0^д$=0,303 Вт/(м^2·К). Температурний напір Δt_c=14,9°С. Площа для розрахунку 1м^2.

Відповідно, теплонадходження будуть дорівнювати:

$$q_{1C}^{19} = k_0^{\partial} \cdot \Delta t_c \cdot 10^{-3} = 0,303 \cdot 1 \cdot 14,9 \cdot 10^{-3} = 0,0045 \frac{кВт}{м^2}$$

За рахунок різниці температур.

Температура в камері $t_в$=-3°С. Температура зовні $t_з$=31°С. Відповідно, тепловий напір складає Θ=34°С. Площа для розрахунку 1м^2. З попередніх розрахунків – $k_0^д$=0,303 Вт/(м^2·К).

Відповідно, теплонадходження через 1м^2 будуть дорівнювати:

$$q_{1T}^{19} = k_0^{\partial} \cdot \theta \cdot 10^{-3} = 0,303 \cdot 1 \cdot 34 \cdot 10^{-3} = 0,0103 \frac{кВт}{м^2}$$

Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям. Температура в камері $t_в$=-18°С. Відповідно, тепловий напір складає $\Theta=0,7 \cdot (t_з - t_в)=0,7 \cdot (31+18)=34,3$°С. Площа для розрахунку 1м^2. З попередніх розрахунків – $k_0^д$=0,4 Вт/(м^2·К).

Відповідно, теплонадходження через 1м^2 будуть дорівнювати:

$$q_{1T}^{23} = k_0^{\partial} \cdot \theta \cdot 10^{-3} = 0,4 \cdot 1 \cdot 34,3 \cdot 10^{-3} = 0,0137 \frac{кВт}{м^2}$$

Отримані результати та розрахунки для решти огороджень заношу до загальної таблиці 4.1.

Табл. 4.1. Загальна таблиця теплонадходжень до камер за рахунок сонячної радіації та різниці температур.

Огорожа	$k_0^д$, Вт/(м²·К)	F, м²	$t_н$, °С	Θ, °С	$q_{1т}$, кВт/м²	$Q_{1т}$, кВт	$q_{1с}$, кВт/м²	$\Delta t_с$, °С	$Q_{1с}$, кВт	$Q_{1об}$, кВт
Камера №1, №2 - експедиція та вагова (12°С)										
15.Зовнішні стіни експедиції (північ).	0,583	282	31	19	0,0111	3,13				3,13
15.Зовнішні стіни експедиції (захід).	0,583	180	31	19	0,0111	2				2
14.Стіна між експедицією та ваговою, та не охолоджуваними приміщеннями (до камери №3).	0,62	144		13,3	0,00825	1,2				1,2
14.Стіна між експедицією та ваговою, та не охолоджуваними приміщеннями (до коридору).	0,62	186		13,3	0,00825	1,54				1,54
13.Стіна між камерою охолодження та експедицією.	0,41	144	-3	-15	-0,0062	-0,89				
30.Двері між експедицією та коридором.	0,4	6		13,3	0,0053 2	0,032				0,032
29.Двері між експедицією та зовнішнім повітрям.	0,4	6×3шт	31	19	0,0076	0,14				0,14
Підлога		864		19		2,52				2,52
Стеля (22)	0,46	864	31	19	0,0087	7,52	0,0069	14,9	5,96	13,48
									Загалом Q_1=	24
Камера №4 – охолодження (-3°С)										
13.Стіна між камерою охолодження та експедицією.	0,41	144	12	15	0,0062	0,89				0,89
28.Двері між камерою охолодження та не охолоджуваним приміщенням, котре контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6×2шт		23,8	0,0095	0,114				0,114

11.Стіни між камерами охолодження та не охолоджуваними приміщеннями, котрі контактують з зовнішнім повітрям (коридор XI та тамбур IV).	0,39	90×2шт		23,8	0,0093	1,674				1,674
7.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та камерою охолодження.	0,292	144	-18	-15	-0,0044	-0,63				
16.Підлога камери охолодження.	0,391	216	1	4	0,0016	0,35				0,35
19.Стеля камери охолодження.	0,303	216	31	34	0,0103	2,22	0,0045	14,9	0,972	3,192
									Загалом Q_1=	6,22
Камера №11 – зберігання (-18°С)										
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та не охолоджуваними приміщеннями, котрі контактують з зовнішнім повітрям.	0,277	228		34,3	0,0095	2,2				2,2
7.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та камерою охолодження 4.	0,292	144	-3	15	0,0044	0,63				0,63
7.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та камерою охолодження 14.	0,292	48	-3	15	0,0044	0,21				0,21
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6×2шт		34,3	0,0137	0,16				0,16
6.Стіна між камерою замороження та камерою зберігання замороженого м'яса.	0,41	144	-25	-7	-0,00287	-0,41				
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	288	1	19	0,0038	1,1				1,1
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	288	31	49	0,0111	3,2	0,0034	14,9	1	4,2
									Загалом Q_1=	8,5
Камера №14 – охолодження (-3°С)										

11.Стіни між камерами охолодження та не охолоджуваними приміщеннями, котрі контактують з зовнішнім повітрям (коридор XI та тамбур IV).	0,39	96		23,8	0,0093	0,9				0,9
7.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та камерою охолодження 11.	0,292	48	-18	-15	-0,0044	-0,21				
7.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та камерою охолодження 18.	0,292	144	-18	-15	-0,0044	-0,63				
12.Стіна між камерою охолодження та зовнішнім середовищем.	0,31	90	31	34	0,0105	0,9				0,9
10.Стіна між камерою замороження та камерою охолодження.	0,294	90	-25	-22	-0,0065	-0,59				
26.Двері між камерою охолодження та вулицею.	0,4	6	31	34	0,0136	0,08				0,08
27.Двері між камерою замороження та камерою охолодження.	0,4	6	-25	-22	-0,0088	-0,053				
16.Підлога камери охолодження.	0,391	216	1	4	0,0016	0,35				0,35
19.Стеля камери охолодження.	0,303	216	31	34	0,0103	2,2	0,0045	14,9	0,972	3,172
									Загалом Q_1=	5,4
Камера №15 – замороження (-25°C)										
6.Стіна між камерою замороження та камерою зберігання замороженого м'яса 11.	0,41	144	-18	7	0,00287	0,41				0,41
6.Стіна між камерою замороження та камерою зберігання замороженого м'яса 18.	0,41	144	-18	7	0,00287	0,41				0,41
10.Стіна між камерою замороження та камерою охолодження.	0,294	90	-3	22	0,0065	0,59				0,59
8.Стіна між камерою замороження та не охолоджуваними приміщеннями.	0,245	90		39,2	0,0096	0,864				0,864

27.Двері між камерою замороження та камерою охолодження.	0,4	6	-3	22	0,0088	0,053				0,053
24.Двері між камерою замороження та коридором XI.	0,4	6		39,2	0,0157	0,094				0,094
17.Підлога камер замороження.	0,198	216	1	26	0,00515	1,1				1,1
20.Стеля камери замороження.	0,209	216	31	56	0,0117	2,53	0,0031	14,9	0,67	3,2
									Загалом Q_1=	6,72
Камера №18 – зберігання (-18°С)										
7.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та камерою охолодження.	0,292	144	-3	15	0,00438	0,63				0,63
6.Стіна між камерою замороження та камерою зберігання замороженого м'яса.	0,41	144	-28	-7	-0,00287	-0,41				
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	288	10	28	0,014	4				4
1.Зовнішня стіна камер зберігання замороженого м’яса.	0,24	90	31	49	0,012	1,08				1,08
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та не охолоджуваними приміщеннями, котрі контактують з зовнішнім повітрям.	0,277	90		34,3	0,0095	0,86				0,86
25.Двері між камерою зберігання та вулицею.	0,4	6	31	49	0,0196	0,12				0,12
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6		34,3	0,0137	0,08				0,08
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	14,71

Камера №21 – збереження (-18°С)										
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	288×2шт	10	28	0,014	8,064				8,064
1.Зовнішня стіна камер зберігання замороженого м’яса.	0,24	90	31	49	0,012	1,08				1,08
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та не охолоджуваними приміщеннями, котрі контактують з зовнішнім повітрям.	0,277	90		34,3	0,0095	0,855				0,855
25.Двері між камерою зберігання та вулицею.	0,4	6	31	49	0,0196	0,12				0,12
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6		34,3	0,0137	0,08				0,08
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	18,14
Камера №24 – збереження (-18°С)										
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	288	10	28	0,014	4,03				4,03
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором XI.	0,277	90		34,3	0,0095	0,86				0,86
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором X.	0,277	288		34,3	0,0095	2,74				2,74
1.Зовнішня стіна камер зберігання замороженого м’яса.	0,24	90	31	49	0,012	1,08				1,08
25.Двері між камерою зберігання та вулицею.	0,4	6	31	49	0,0196	0,12				0,12
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6		34,3	0,0137	0,08				0,08

18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
Загалом Q_1=										16,85
Камера №27 – зберігання (-18°С)										
1.Зовнішня стіна камер зберігання замороженого м’яса.	0,24	192	31	49	0,012	2,3				2,3
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором Х.	0,277	137		34,3	0,0095	1,3				1,3
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та не охолоджуваними приміщеннями 41 та 40.	0,277	144		34,3	0,0095	1,4				1,4
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	192	10	28	0,014	2,7				2,7
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6×2шт		34,3	0,0137	0,16				0,16
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
Загалом Q_1=										15,8
Камери №28, №29, №30, №32 – зберігання (-18°С)										
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	192×2шт	10	28	0,014	5,4				5,4
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором Х.	0,277	132		34,3	0,0095	1,3				1,3
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та не охолоджуваними приміщеннями та 40.	0,277	144		34,3	0,0095	1,4				1,4
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6×2шт		34,3	0,0137	0,16				0,16

18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	1409	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	16,2
Камера №31 – зберігання (-18°С)										
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м'яса.	0,514	192×2шт	10	23	0,014	5,4				5,4
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором Х.	0,277	90		34,3	0,0095	0,9				0,9
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та не охолоджуваними приміщеннями та 40.	0,277	96		34,3	0,0095	0,912				0,912
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6		34,3	0,0137	0,08				0,08
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	288	1	19	0,0038	1,1				1,1
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	288	31	49	0,0111	3,2	0,0034	14,9	1	4,2
									Загалом Q_1=	12,6
Камера №33 – зберігання (-18°С)										
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м'яса.	0,514	192	10	28	0,014	2,7				2,7
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором Х.	0,277	132		34,3	0,0095	1,3				1,3
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та не охолоджуваними приміщеннями та 40.	0,277	144		34,3	0,0095	1,4				1,4
4.Стіна між камерою збереження мороженого м'яса та не охолоджуваним приміщенням, котре не контактує з зовнішнім повітрям.	0,277	192		29,4	0,0081	1,6				1,6
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64

21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	15
Камера №26 – зберігання (-18°С)										
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором Х.	0,277	288		34,3	0,0095	2,74				2,74
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором XI.	0,277	90		34,3	0,0095	0,86				0,86
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6		34,3	0,0137	0,08				0,08
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	288	10	28	0,014	4,03				4,03
4.Стіна між камерою збереження мороженого м'яса та не охолоджуваним приміщенням, котре не контактує з зовнішнім повітрям.	0,277	96		29,4	0,0081	0,78				0,78
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	16,43
Камера №23 – зберігання (-18°С)										
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором XI.	0,277	90		34,3	0,0095	0,86				0,86
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6		34,3	0,0137	0,08				0,08
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	288×2шт	10	28	0,014	8,064				8,1
4.Стіна між камерою збереження мороженого м'яса та не охолоджуваним приміщенням, котре не контактує з зовнішнім повітрям.	0,277	96		29,4	0,0081	0,78				0,78

18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	17,8
Камери №9, №10, №13, №17, №20 – зберігання (-18°С)										
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором XI.	0,277	90		34,3	0,0095	0,86				0,86
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6		34,3	0,0137	0,08				0,08
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	288×2шт	10	28	0,014	8,064				8,1
5.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та компресорною.	0,21	96	22	40	0,0084	0,81				0,81
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	17,8
Камера №8 – зберігання (-18°С)										
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором XI.	0,277	90		34,3	0,0095	0,86				0,86
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6		34,3	0,0137	0,08				0,08
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	288	10	28	0,014	4,03				4,03
1.Зовнішня стіна камер зберігання замороженого м’яса.	0,24	288	31	49	0,012	3,5				3,5
5.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та компресорною.	0,21	96	22	40	0,0084	0,81				0,81
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64

21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	17,22
Камера №5 – зберігання (-18°С)										
1.Зовнішня стіна камер зберігання замороженого м'яса.	0,24	288	31	49	0,012	3,5				3,5
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м'яса.	0,514	288	10	28	0,014	4,03				4,03
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором XI.	0,227	90×2шт		34,3	0,0095	1,71				1,71
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6×2шт		34,3	0,0137	0,16				0,16
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	17,34
Камера №25 – зберігання (-18°С)										
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором X.	0,277	288		34,3	0,0095	2,74				2,74
3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором XI.	0,277	90×2шт		34,3	0,0095	1,71				1,71
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6×2шт		34,3	0,0137	0,16				0,16
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м'яса.	0,514	288	10	28	0,014	4,03				4,03
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
									Загалом Q_1=	16,58
Камери №6 та №22 – зберігання (-18°С)										

3.Стіна між камерою зберігання мороженого м'яса та коридором XI.	0,277	90×2шт		34,3	0,0095	1,71				1,71
23.Двері між камерою зберігання замороженого м'яса та коридором, котрий контактує з зовнішнім повітрям.	0,4	6×2шт		34,3	0,0137	0,16				0,16
2.Перегородка між камерами зберігання мороженого м’яса.	0,514	288	10	28	0,014	4,03				4,03
6.Стіна між камерою замороження та камерою зберігання замороженого м'яса.	0,41	288	-25	-7	-0,00287	-,083				
18.Підлога камер зберігання мороженого м'яса.	0,191	432	1	19	0,0038	1,64				1,64
21.Стеля камери зберігання замороженого м'яса.	0,226	432	31	49	0,0111	4,8	0,0034	14,9	1,5	6,3
Загалом Q_1=										13,84
Камери №7 та 19 – замороження (-25°С)										
6.Стіна між камерою замороження та камерою зберігання замороженого м'яса.	0,41	288	-18	7	0,00287	0,83				0,83
8.Стіна між камерою замороження та не охолоджуваними приміщеннями.	0,245	90+96		39,2	0,0096	1,8				1,8
24.Двері між камерою замороження та коридором XI.	0,4	6		39,2	0,0157	0,09				0,09
9.Стіни між камерами замороження.	0,56	288	10	35	0,0196	5,64				5,64
17.Підлога камер замороження.	0,198	432	1	26	0,00515	2,22				2,22
20.Стеля камери замороження.	0,209	432	31	56	0,0117	5,1	0,0031	14,9	1,34	6,44
Загалом Q_1=										17,02
Камери №12 та №16 – замороження (-25°С)										
9.Стіни між камерами замороження.	0,56	288×2шт	10	35	0,0196	11,3				11,3

8.Стіна між камерою замороження та не охолоджуваними приміщеннями.	0,245	90+96		39,2	0,0096	1,8				1,8
24.Двері між камерою замороження та коридором XI.	0,4	6		39,2	0,0157	0,09				0,09
17.Підлога камер замороження.	0,198	432	1	26	0,00515	2,22				2,22
20.Стеля камери замороження.	0,209	432	31	56	0,0117	5,1	0,0031	14,9	1,34	6,44
									Загалом Q_1=	21,85

4.2. Теплонадходження від вантажу

Визначаю реальну ємність камер по продукту.

Камери зберігання мороженого м'яса:

- Камери 8, 9, 10, 13, 17, 20, 23, 26, 5, 6, 22, 25, 18, 21, 24. В камерах по 11 гілок підвісних колій по 35 метрів довжиною, навантаження на 1 метр підвісних колій 0,25 т/м. Загальна довжина підвісних колій 11·35=385м. Загальна завантаженість камер складає 385·0,25=96,25т.
- Камера 11. В камері 11 гілок підвісних колій по 23 метрів довжиною, навантаження на 1 метр підвісних колій 0,25 т/м. Загальна довжина підвісних колій 11·23=253м. Загальна завантаженість камер складає 253·0,25=63,25т.
- Камери 27, 28, 29, 30, 32, 33. В камерах по 15 гілок підвісних колій по 23 метрів довжиною, навантаження на 1 метр підвісних колій 0,25 т/м. Загальна довжина підвісних колій 15·23=345м. Загальна завантаженість камер складає 345·0,25=86,25т.
- Камера 31. В камері 10 гілок підвісних колій по 23 метрів довжиною, навантаження на 1 метр підвісних колій 0,25 т/м. Загальна довжина підвісних колій 10·23=230м. Загальна завантаженість камер складає 230·0,25=57,5т.

Визначаю реальну ємність камер замороження.

- Камери 7, 12, 16, 19. В камерах по 11 гілок підвісних колій по 33 метрів довжиною, навантаження на 1 метр підвісних колій 0,25 т/м. Загальна довжина підвісних колій 11·33=363м. Загальна завантаженість камер складає 363·0,25=90,75т.
- Камера 15. В камері 11 гілок підвісних колій по 17 метрів довжиною, навантаження на 1 метр підвісних колій 0,25 т/м. Загальна довжина підвісних колій 11·17=187м. Загальна завантаженість камер складає 187·0,25=46,75т.

Камери охолодження (4, 14).

- В камерах по 11 гілок підвісних колій по 17 метрів довжиною, навантаження на 1 метр підвісних колій 0,25 т/м. Загальна довжина підвісних колій 11·17=187м. Загальна завантаженість камер складає 187·0,25=46,75т.

Теплонадходження розраховую наступним чином.

Для камер зберігання приймаю добове надходження продукту до кожної камери складає 8% від завантаженості камер. Припускаю, що в камерах зберігання температура мороженого м'яса при надходженні -8°С ($h_п$=39,4 кДж/кг), а при зберіганні температура вирівнюється з температурою камери, тобто температура продукту кінцева -18°С ($h_к$=4,6 кДж/кг). Припускаю, що продукт надходить до камери рівномірно на протязі доби, тому для врахування цього приймаю за час обробки 24 години.

З усього вище сказаного отримую, для камер 8, 9, 10,13, 17, 20, 23, 26, 5, 6, 22, 25, 18, 21, 24.

$$M_{пр}=0,08\cdot M_{кам}=0,08\cdot 96,25=7,7т/доб.$$

$$Q_2=M_{пр}\cdot \Delta h/(24\cdot 3,6)=7,7\cdot(39,4-4,6)/(24\cdot 3,6)=3,1кВт$$

Розрахунок для наступних камер аналогічне, тому детально їх не розписую.

Камера 11.

Надходить 8% на добу, $t_к$=-18°С ($h_к$=4,6 кДж/кг), час – 24години.

$$M_{пр}=0,08\cdot M_{кам}=0,08\cdot 63,25=5,06т/доб.$$

$$Q_2=M_{пр}\cdot \Delta h/(24\cdot 3,6)=5,6\cdot(39,4-4,6)/(24\cdot 3,6)=2,04кВт$$

Камери 27 – 30 та 32, 33 ($t_в$=-18°С).

Всі параметри аналогічні.

$$M_{пр}=0,08\cdot M_{кам}=0,08\cdot 86,25=6,9т/доб.$$

$$Q_2=M_{пр}\cdot \Delta h/(24\cdot 3,6)=6,9\cdot(39,4-4,6)/(24\cdot 3,6)=2,8кВт$$

Камера 31.

$$M_{пр}=0,08\cdot M_{кам}=0,08\cdot 57,5=4,6т/доб.$$

$$Q_2=M_{пр}\cdot \Delta h/(24\cdot 3,6)=4,6\cdot(39,4-4,6)/(24\cdot 3,6)=1,85кВт$$

Камери замороження.

Камери 7, 12, 16, 19 ($t_в$=-25°С).

Враховую, що на замороження надходить партія м'яса, котра повністю займає камеру. Тривалість замороження 20 годин. Температури, початкова +5°С, кінцева -8°С (за табл. 5.3 літ. 1). В такому випадку ентальпій $h_п$=246,5 кДж/кг, $h_к$=39,4 кДж/кг.

$$Q_2=1,3\cdot M_{пр}\cdot \Delta h/(\tau_{обр.}\cdot 3,6)=1,3\cdot 90,75\cdot(246,5-39,4)/(20\cdot 3,6)=339,3кВт$$

Камера 15.

Всі параметри аналогічні попереднім.

$$Q_2=1,3\cdot M_{пр}\cdot \Delta h/(\tau_{обр.}\cdot 3,6)=1,3\cdot 46,75\cdot(246,5-39,4)/(20\cdot 3,6)=174,8кВт$$

Камери охолодження.

Припускаю, що їх завантаження періодичне і завантажується повністю вся камера. Тривалість охолодження дорівнює тривалості замороження, тобто 20 годин. Початкова температура напівтуші, припускаю для літа, дорівнює 39°С, а кінцева 5°С (табл. 5.3 літ. 1). Відповідно, $h_п$=357,8 кДж/кг, $h_к$=246,5 кДж/кг.

$$Q_2=1,3\cdot M_{пр}\cdot \Delta h/(\tau_{обр.}\cdot 3,6)=1,3\cdot 46,75\cdot(357,8-246,5)/(20\cdot 3,6)=93,9кВт$$

Теплонадходження від тари не враховую, так як її нема. Всі результати обчислень заношу до таблиці 4.2.

Табл. 4.2. Теплонадходження від вантажу.

№ кам.	F,м^2	$t_в$,° С	Добове надходження вантажу, т/доб	Температура продукту, °С		Етальпія, кДж/кг		Q_2, кВт
				t_1	t_2	h_1	h_2	
8, 9, 10, 13, 17, 20, 23, 26, 5, 6, 22, 25, 18, 21, 24	По 432	-18	По 7,7	-8	-18	39,4	4,6	По 3,1
11	288	-18	5,06	-8	-18	39,4	4,6	2,04
27 – 30, 32, 33	По 432	-18	По 6,9	-8	-18	39,4	4,6	По 2,8
31	288	-18	4,6	-8	-18	39,4	4,6	1,85
7, 12, 16, 19	По 432	-25	По 90,75	5	-8	246,5	39,4	По 339,3
15	216	-25	46,75	5	-8	246,5	39,4	174,8
4, 14	По 216	-3	По 46,75	39	5	357,8	246,5	По 93,9

4.3. Експлуатаційні теплонадходження

Теплонадходження від освітлення.

Камери збереження замороженого м’яса.

Камери 8, 9, 10, 13, 17, 20, 23, 26, 5, 6, 22, 25, 18, 21, 24.

Приймаю теплоту, котру виділяє джерело освітлення в одиницю часу на 1м^2 площі – А=2,3 Вт/м^2 (для камер збереження замороженого м’яса) за §9.5 літератури 1.

$$q_1=A\cdot F\cdot 10^{-3}=2,3\cdot 432\cdot 10^{-3}=0,994 \text{ кВт}$$

Камера 11.

$$q_1=A\cdot F\cdot 10^{-3}=2,3\cdot 288\cdot 10^{-3}=0,66 \text{ кВт}$$

Камери 27, 28, 29, 30, 32, 33.

$$q_1=A\cdot F\cdot 10^{-3}=2,3\cdot 432\cdot 10^{-3}=0,994 \text{ кВт}$$

Камера 31.

$$q_1=A\cdot F\cdot 10^{-3}=2,3\cdot 288\cdot 10^{-3}=0,66 \text{ кВт}$$

Камери замороження.

Камера 7, 12, 16, 19.

Приймаю А=4,7 Вт/м^2 за §9.5 літератури 1 (для всіх камер замороження).

$$q_1=A\cdot F\cdot 10^{-3}=4,7\cdot 432\cdot 10^{-3}=2,03 \text{ кВт}$$

Камера 15.

$$q_1=A\cdot F\cdot 10^{-3}=4{,}7\cdot 216\cdot 10^{-3}=1{,}02 \text{ кВт}$$

Камери охолодження (4, 14).

Приймаю А=4,7 Вт/м^2 за §9.5 літератури 1.

$$q_1=A\cdot F\cdot 10^{-3}=4{,}7\cdot 216\cdot 10^{-3}=1{,}02 \text{ кВт}$$

Експедиція з ваговою.

Приймаю А=4,7 Вт/м^2 за §9.5 літератури 1.

$$q_1=A\cdot F\cdot 10^{-3}=4{,}7\cdot 864\cdot 10^{-3}=4{,}06 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від перебування людей.

Приймаю, за §9.5 літератури 1 для камер площа котрих 216м^2, 288м^2 кількість робітників складає по 3 чоловіки; для камер з площею 432м^2 – 4 чоловіки. Для експедиції – 10 чоловік. Тоді для камер з F=216 та F=288м^2 отримую.

$$q_2=0{,}35\cdot n=0{,}35\cdot 3=1{,}05 \text{ кВт}$$

0,35 кВт – тепловиділення від людини при тяжкій фізичній роботі.

Для площі 432м^2.

$$q_2=0{,}35\cdot n=0{,}35\cdot 4=1{,}4 \text{ кВт}$$

Для експедиції.

$$q_2=0{,}35\cdot n=0{,}35\cdot 10=3{,}5 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від робочих електродвигунів.

Приймаю, для камер зберігання замороженого м’яса потужність електродвигунів 4 кВт (§9.5 літ. 1).

$$q_3=N_e=4 \text{ кВт}$$

Приймаю, для камер замороження – 16 кВт. А для камери №15 – 10 кВт.

$$q_3=N_e$$

Для камер охолодження, приймаю, N_e=5 кВт.

Приймаю, N_e=10 кВт для експедиції.

Теплонадходження при відкриванні дверей.

Камери збереження мороженого м’яса.

Приймаю, К – питомий тепло приток від відкривання дверей для камер з висотою 6м та площею більшою за 150м^2 складає 8 Вт/м^2 (табл. 9.2 літ. 1).

Камери 8, 9, 10, 13, 17, 20, 23, 26, 5, 6, 22, 25, 18, 21, 24.

$$q_4=K\cdot F\cdot 10^{-3}=8\cdot 432\cdot 10^{-3}=3,5 \text{ кВт}$$

Камера 11. $q_4=K\cdot F\cdot 10^{-3}=8\cdot 288\cdot 10^{-3}=2,3$ кВт

Камери 27, 28, 29, 30, 32, 33. $q_4=K\cdot F\cdot 10^{-3}=8\cdot 432\cdot 10^{-3}=3,5$ кВт

Камера 31. $q_4=K\cdot F\cdot 10^{-3}=8\cdot 288\cdot 10^{-3}=2,3$ кВт

Камери замороження. Камера 7, 12, 16, 19. Приймаю К=12 Вт/м^2 (для всіх камер замороження). $q_4=K\cdot F\cdot 10^{-3}=12\cdot 432\cdot 10^{-3}=5,2$ кВт

Камера 15.

$$q_4=K\cdot F\cdot 10^{-3}=12\cdot 216\cdot 10^{-3}=2,6 \text{ кВт}$$

Камери охолодження (4, 14).

Приймаю К=10 Вт/м^2 (таб. 9.2 літ. 1).

$$q_4=K\cdot F\cdot 10^{-3}=10\cdot 216\cdot 10^{-3}=2,16 \text{ кВт}$$

Експедиція з ваговою.

Приймаю К=20 Вт/м^2 за таб. 9.5 літератури 1, тому що площа експедиції більша за 150м^2.

$$q_4=K\cdot F\cdot 10^{-3}=20\cdot 864\cdot 10^{-3}=17,3 \text{ кВт}$$

Результати розрахунків заношу до таблиці та в ній знаходжу Q_4 – експлуатаційні теплонадходження за формулою.

$$Q_4=q_1+q_2+q_3+q_4$$

Табл. 4.3. Загальні експлуатаційні теплонадходження.

№ кам.	F,м^2	A, Вт/м^2	q_1, кВт	n	q_2, кВт	q_3, кВт	K, Вт/м^2	q_4, кВт	Q_4, кВт
8, 9, 10, 13, 17, 20, 23, 26, 5, 6, 22, 25, 18, 21, 24	По 432	2,3	По 1	4	По 1,4	По 4	8	По 3,5	По 9,9
11	288	2,3	0,7	3	1,05	4	8	2,3	8,05
27 – 30, 32, 33	По 432	2,3	По 1	4	По 1,4	По 4	8	По 3,5	По 9,9
31	288	2,3	0,7	3	1,05	4	8	2,3	8,05
7, 12, 16, 19	По 432	4,7	По 2,03	4	По 1,4	По 16	12	По 5,2	По 24,63
15	216	4,7	1,02	3	1,05	10	12	2,6	14,67
4, 14	По 216	4,7	По 1,02	3	По 1,05	По 5	10	По 2,16	По 9,23
1+2	864	4,7	4,06	10	3,5	10	20	17,3	34,86

Після цього всі отримані результати заношу до таблиці 4.4. для знаходження теплового навантаження в камерах. В цій таблиці q_F – питоме навантаження на камерне обладнання, віднесене до 1м^2.

Табл. 4.4. Повне теплове навантаження обладнання

№ кам.	Назва	F_k, м^2	Температура, °С		Навантаження на обладнання, кВт				$q_F = \frac{\sum Q_{обл}}{F_k}$
			$t_в$	t_0	$Q_{1обл}$	$Q_{2обл}$	$Q_{4обл}$	$\sum Q_{обл}$	
1+2	Експедиція	864	12	2	24		34,86	58,86	0,068
4	Охолодження	216	-3	-13	6,22	93,9	9,23	109,35	0,506
5	Зберігання	432	-18	-28	17,34	3,1	9,9	30,34	0,07
6	Зберігання	432	-18	-28	13,84	3,1	9,9	26,84	0,06
7	Замороження	432	-25	-35	17,02	339,3	24,63	380,95	0,88
8	Зберігання	432	-18	-28	17,22	3,1	9,9	30,22	0,07
9	Зберігання	432	-18	-28	17,8	3,1	9,9	30,8	0,071
10	Зберігання	432	-18	-28	17,8	3,1	9,9	30,8	0,071
11	Зберігання	288	-18	-28	8,5	2,04	8,05	18,59	0,0645
12	Замороження	432	-25	-35	21,85	339,3	24,63	385,78	0,89
13	Зберігання	432	-18	-28	17,8	3,1	9,9	30,8	0,071
14	Охолодження	216	-3	-13	5,4	93,9	9,23	108,53	0,502
15	Замороження	216	-25	-35	6,72	174,8	14,67	196,19	0,91
16	Замороження	432	-25	-35	21,85	339,3	24,63	385,78	0,89
17	Зберігання	432	-18	-28	17,8	3,1	9,9	30,8	0,071
18	Зберігання	432	-18	-28	14,71	3,1	9,9	27,71	0,064
19	Замороження	432	-25	-35	17,02	339,3	24,63	380,95	0,88
20	Зберігання	432	-18	-28	17,8	3,1	9,9	30,8	0,071
21	Зберігання	432	-18	-28	18,14	3,1	9,9	31,14	0,072
22	Зберігання	432	-18	-28	13,84	3,1	9,9	26,84	0,06
23	Зберігання	432	-18	-28	17,8	3,1	9,9	30,8	0,071
24	Зберігання	432	-18	-28	16,85	3,1	9,9	22,85	0,053
25	Зберігання	432	-18	-28	16,58	3,1	9,9	29,58	0,068
26	Зберігання	432	-18	-28	16,43	3,1	9,9	29,43	0,068
27	Зберігання	432	-18	-28	15,8	2,8	9,9	28,5	0,066
28	Зберігання	432	-18	-28	16,2	2,8	9,9	28,9	0,067
29	Зберігання	432	-18	-28	16,2	2,8	9,9	28,9	0,067
30	Зберігання	432	-18	-28	16,2	2,8	9,9	28,9	0,067
31	Зберігання	288	-18	-28	12,6	1,85	8,05	22,5	0,078
32	Зберігання	432	-18	-28	16,2	2,8	9,9	28,9	0,067
33	Зберігання	432	-18	-28	15	2,8	9,9	27,7	0,064
Загалом при температурі				2	24		34,86		
Загалом при температурі				-13	11,62	187,8	18,46		
Загалом при температурі				-28	368,45	67,19	224		
Загалом при температурі				-35	84,46	1532	113,19		

5. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ХОЛОДИЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ

Визначення необхідної холодопродуктивності компресорів базується на зведених даних таблиці теплонадходжень. Розрахунок виконується шляхом підсумування теплових навантажень для кожного контуру температури кипіння (t_0) за спрощеною методикою, яка враховує специфіку режимів роботи м'ясопереробного підприємства. Навантаження на компресор котрий працює при t_0=2°С.

$$\sum Q_{+2}=0,9\cdot\sum Q_{1обл}+0,75\cdot\sum Q_{4обл}=0,9\cdot24+0,75\cdot34,86=47,45 \text{ кВт}$$

Навантаження на компресор котрий працює при t_0=-13°С.

$$\sum Q_{-13}=0,9\cdot\sum Q_{1обл}+\sum Q_{2обл}+0,65\cdot\sum Q_{4обл}=0,9\cdot11,62+187,8+0,65\cdot18,46=210,3 \text{ кВт}$$

Навантаження на компресор котрий працює при t_0=-28°С.

$$\sum Q_{-28}=0,9\cdot\sum Q_{1обл}+\sum Q_{2обл}+0,55\cdot\sum Q_{4обл}=0,9\cdot368,45+67,19+0,55\cdot224=522 \text{ кВт}$$

Навантаження на компресор котрий працює при t_0=-35°С.

$$\sum Q_{-35}=0,9\cdot\sum Q_{1обл}+\sum Q_{2обл}+0,7\cdot\sum Q_{4обл}=0,9\cdot84,46+1532+0,7\cdot113,19=1687,25 \text{ кВт}$$

Розрахункову (потрібну) холодопродуктивність для підбору компресорів (на кожну температуру кипіння окремо) визначаю за формулою:

$$Q_{КМ}=k\cdot\sum Q_{\tau},$$

де k – коефіцієнт, котрий враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки; $\sum Q_{\tau}$ – сумарне навантаження на компресори для кожної температури кипіння.

Для безпосереднього охолодження аміаком, приймаю наступні значення коефіцієнта k: при +2°С та -13°С – 1,05; при -28°С – 1,07; при -35°С – 1,085.

$$Q_{КМ(+2)}=1,05\cdot47,45=49,8 \text{ кВт}$$

$$Q_{КМ(-13)}=1,05\cdot210,3=220,82 \text{ кВт}$$

$$Q_{КМ(-28)}=1,07\cdot522=558,54 \text{ кВт}$$

$$Q_{КМ(-35)}=1,085\cdot1687,25=1830,7 \text{ кВт}$$

Приймаю, коефіцієнт робочого часу b=0,9 – аміачні компресори великої холодопродуктивності. Тоді підбираю компресори враховуючі цей запас.

$Q_{КМ(+2)д} = Q_{КМ(+2)}/b = 49,8/0,9 = 55,3$ кВт

$Q_{КМ(-13)д} = Q_{КМ(-13)}/b = 220,82/0,9 = 245,4$ кВт

$Q_{КМ(-28)д} = Q_{КМ(-28)}/b = 558,54/0,9 = 620,6$ кВт

$Q_{КМ(-35)д} = Q_{КМ(-35)}/b = 1830,7/0,9 = 2034,1$ кВт

6. ВИБІР РОЗРАХУНКОВОГО РОБОЧОГО РЕЖИМУ, ПОБУДОВА ЦИКЛУ ТА РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Для вибору робочого режиму мені потрібно знати температуру кипіння t_0 та температуру конденсації $t_к$.

Уточнюю температуру кипіння. В ідеальному випадку потрібно провести техніко-економічний розрахунок, щоб обрати оптимальний варіант у співвідношенні якість-вартість. Але я роблю приблизний розрахунок і тому рахую температури і цикл за деякими своїми припущеннями, які ґрунтуються на загальних рекомендаціях до проектування холодильних установок.

Температура кипіння в експедиції.

$$t_{0експ}= t_{експ}-(5…10)°C=12-10=2°C$$

Температура кипіння в камерах охолодження.

$$t_{0ох}= t_{ох}-(5…10)°C=-3 - 7=-10°C$$

Температура кипіння в камерах зберігання мороженого м’яса.

$$t_{0зб}= t_{зб}-(5…10)°C=-18 - 7=-25°C$$

Температура кипіння в камерах замороження.

$$t_{0зам}= t_{зам}-(5…10)°C=-25 - 5=-30°C$$

Обираю температуру конденсації з таких міркувань. Для охолодження оборотної води у завданні вказана градирня. Приймаю, для конденсаторів горизонтальні кожухотрубні теплообмінники. Як було вказано вище параметри зовнішнього повітря наступні:

a. середня температура повітря 7,2°C,
b. розрахункова літня температура 31°C,
c. розрахункова зимова температура -21°C,
d. відносна вологість влітку 52%,
e. відносна вологість взимку 82%.

Визначаю температуру оборотної води на виході з градирні (як температуру мокрого термометра, див. діаграму вологого повітря) – $t_м$=23,1°C. Приймаю температуру води, що поступає на конденсатор, приблизно на 3°C

вище ніж температура мокрого термометру, тобто $t_{ω1}$=26°С. Приймаю, що вода в конденсаторі нагріється на Δt=4°С (§11.1 літ. 1). Тоді температура на виході з конденсатора дорівнює:

$$t_{ω2}= t_{ω1}+ Δt =26+4=30°C.$$

В такому випадку температура конденсації буде вища на 2…4°С, тому для гарного теплообміну приймаю температуру конденсації вищу на 4°С. Отримую $t_к$=34°С.

За діаграмою lgp – h визначаю тиски котрі відповідають прийнятим температурам:

- для температури кипіння в експедиції $p_{0експ}$=0,46 МПа,
- для температури кипіння в камерах охолодження $p_{0ох}$=0,29 МПа,
- для температури кипіння в камерах зберігання мороженого м'яса $p_{0зб}$=0,16 МПа,
- для температури кипіння в камерах замороження $p_{0зам}$=0,125 МПа,
- для тиску конденсації $p_к$=1,38 МПа.

Визначаю яку машину (одно або двоступеневу) потрібно для кожної температури кипіння, роблю це за відношенням тисків:

- експедиція $p_к/p_{0експ}$=1,38/0,46=3 – одноступенева машина
- камера охолодження $p_к/p_{0ох}$=1,38/0,29=4,76 – одноступенева машина
- камера зберігання мороженого м'яса $p_к/p_{0зб}$=1,38/0,16=8,625 – двоступенева машина
- камера замороження $p_к/p_{0зам}$=1,38/0,125=11,04 – двоступенева ХМ. Для побудови циклу визначаю проміжні тиски та відповідні температури. Проміжний тиск для камер зберігання замороженого м'яса:

$$pm = \sqrt{pк \cdot p0зб} = \sqrt{1{,}38 \cdot 0{,}16} = 0{,}47МПа$$

відповідна температура t_m=3°С. Проміжний тиск для камер замороження:

$$pm = \sqrt{pк \cdot p0зам} = \sqrt{1{,}38 \cdot 0{,}125} = 0{,}415МПа$$

відповідна проміжна температура t_m~0°С. Для спрощення розрахунку циклу та

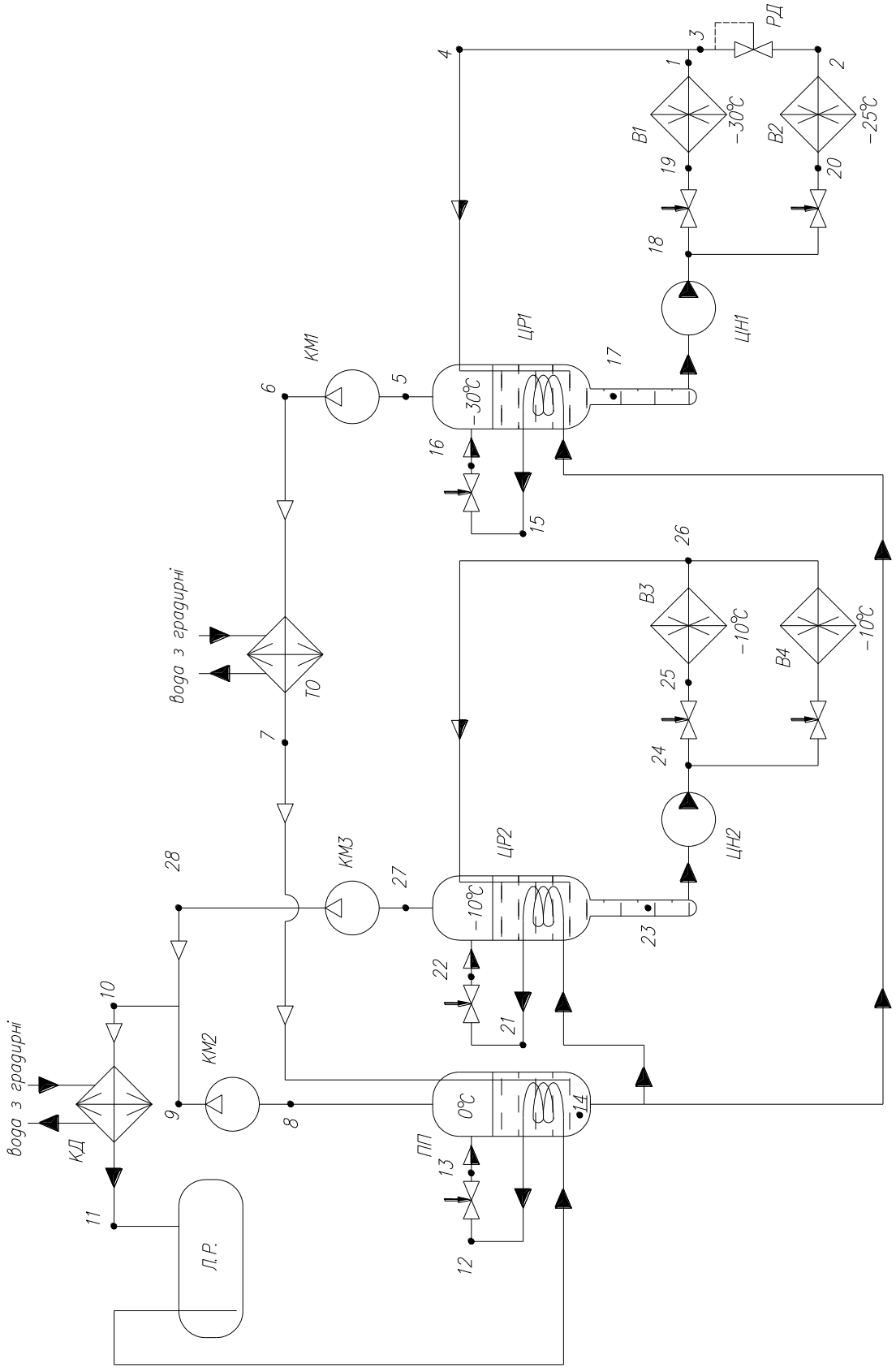
полегшення експлуатації, приймаю, живлення випарників на -25°С та на -30°С від одного циркуляційного ресивера в якому підтримується тиск насичення при -30°С, таким чином після випарників на -25°С встановлюю регулятор тиску «після себе». Відповідно проміжний тиск приймаю рівним p_m=0,425 МПа та проміжну температуру t_m=0°С. Окрім цього, за рекомендаціями по літ.1 стор. 71 експедицію охолоджую аміаком з температурою кипіння -10°С, відповідно цю камеру включаю до складу одноступеневої машини котра охолоджує камери охолодження.

Для побудови циклу приймаю наступні вихідні дані машини:

- насосно циркуляційна подача холодоагенту до приладів охолодження (підвищення тиску насосом, приймаю на рівні 0,25…0,4 МПа та підвищення температури, при цьому, відбувається на 3…5°С);
- перегрів пари перед всмоктуванням на одноступеневій машині $t_{вс1}=t_{0ох}+(5…10)$°С;
- перегрів пари на першому ступені двоступеневої машини $t_{вс2}=t_{0зам}+(10…20)$°С;
- перегрів другого ступеня двоступеневої машини $t_{вс3}=t_m+(3…5)$°С;
- переохолодження холодоагенту в конденсаторі $t_{по}=t_к-(2…3)$°С;
- переохолодження холодоагенту в змієвиках $t_{по}=t_і+(3…5)$°С.

Розрахункову схему холодильної машини зображено на мал. 6.1.

За даною схемою побудовано цикл машини на мал. 6.2. На діаграмі враховано всі вихідні дані котрі було перелічено вище. Відповідно значення цих температур такі:$t_{вс1}$=-10+10=0 °С, $t_{вс2}$=-30+10=-20 °С, $t_{вс3}$=0+5=5 °С, $t_{по}$=34-2=32 °С, $t_{поЦР1}$=-30+5=-25 °С, $t_{поЦР2}$=-10+5=-5 °С, $t_{поПП}$=0+5=5 °С



Мал. 6.1. Розрахункова схема холодильної машини. За даними побудованого циклу заповнюю таблицю.

Табл. 6.1. Параметри робочих точок циклу.

№ точки	Температура, °С	Тиск, МПа	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, $м^3/кг$
1	-30	0,125	1575	-
2	-25	0,16	1587	-
3	-28	0,125	1587	-
4	-30	0,125	1577,8	-
5	-20	0,125	1600	1,000
6	70	0,425	1792	-
7	35	0,425	1700	-
8	5	0,425	1625	0,300
8/	0	0,425	1617	-
9	88	1,38	1794	0,125
10	90	1,38	1800	-
11	32	1,38	505	-
12	5	1,38	383,3	-
13	0	0,425	383,3	-
14	0	0,425	358,3	-
15	-25	0,425	250	-
16	-30	0,125	250	-
17	-30	0,125	221	-
18	-25	0,5	250	-
19	-30	0,125	250	-
20	-25	0,16	250	-
21	-5	0,425	333	-
22	-10	0,29	333	-
23	-10	0,29	308	-
24	-5	0,6	333	-
25	-10	0,29	333	-
26	-10	0,29	1608	-
27	0	0,29	1633	0,440
28	110	1,38	1858	-

Визначаю витрату холодильного агенту, яку потрібно відводити від приладів охолодження.

$$m1 = \frac{QKM(-35)д}{h1 - h19} = \frac{2034,1}{1575 - 250} = 1,54\frac{кг}{с}$$

$$m2 = \frac{QKM(-28)д}{h2 - h20} = \frac{620,6}{1587 - 250} = 0,464\frac{кг}{с}$$

$$m3 = \frac{QKM(-13)д}{h26 - h25} = \frac{245,4}{1608 - 333} = 0,192\frac{кг}{с}$$

$$m4 = \frac{QKM(+2)д}{h26 - h25} = \frac{55,3}{1608 - 333} = 0,043\frac{кг}{с}$$

Знаходжу положення точки 4 (суміш двох потоків), з матеріального балансу цієї точки. Для спрощення розрахунків не враховую паро виділення при дроселюванні, дані втрати компенсую в подальших розрахунках за рахунок підвищених коефіцієнтів запасу.

$$h_1 \cdot m_1 + h_3 \cdot m_2 = h_4 \cdot (m_1 + m_2)$$

$$1575 \cdot 1,54 + 1587 \cdot 0,464 = h_4 \cdot (1,54 + 0,464)$$

$$h_4 = (1575 \cdot 1,54 + 1587 \cdot 0,464) / (1,54 + 0,464) = 1577,8 \text{ кДж/кг}$$

Знаходжу положення точки 7, пара після теплообмінника ТО. В даному випадку приймаю, що вода надходить з градирні з температурою $t_{ω1}$=26°С.

$$t_7 = t_{ω1} + (8…10) = 26 + 9 = 35 \text{ °C}$$

Визначаю загальну кількість пари котра всмоктується з циркуляційного ресивера ЦР1 (пароутворення у дросельних вентилях не враховую).

$$M^{/} = m_1 + m_2 + m_{ПО1}$$

де m_1 та m_2 – кількість пари утвореної у випарниках; $m_{ПО1}$ – пара утворена при охолоджені рідини у змієвику (знаходжу з балансу).

Тоді:

$$M^{/} = 1,54 + 0,464 + 0,174 = 2,178 \text{ кг/с}$$

Визначаю загальну кількість пари котра всмоктується з циркуляційного ресивера ЦР2 (пароутворення у дросельних вентилях не враховую).

$$M^{//} = m_3 + m_4 + m_{ПО2}$$

де m_3 та m_4 – кількість пари утвореної у випарниках; $m_{ПО2}$ – пара утворена при

охолоджені рідини у змієвику (знаходжу з балансу).

Тоді:

$$M^{//}=0,192+0,043+0,0047=0,2397 \text{ кг/с}$$

Визначаю загальну кількість пари котра відсмоктується компресором з проміжної посудини (тепловий баланс проміжної посудини).

Визначаю загальну кількість пари, котра відсмоктується компресором з проміжної посудини. Для полегшення розрахунку розділяю розрахунок на два етапи: підраховую скільки пари утворюється в наслідок борбатування, кількість пари утворена за рахунок переохолодження рідини.

Кількість пари утвореної в результаті борбатквання (тепловий баланс проміжної посудини без врахування пароутворення при переохолоджені рідкого аміаку у змієвику).

$$M\cdot h_{13}+M^{/}\cdot h_7=(M^{/}+M^{//})\cdot h_{14}+M_0\cdot h_{8'}$$

Пара утворена при охолоджені рідини у змієвику.

Тоді загальна кількість пари, що поступає до компресора буде така:

$$M_з=M_0+ m_{ПО3}=2,374+0,28=2,654 \text{ кг/с}.$$

Знаходжу положення точки 10, точка змішування двох потоків перед конденсатором.

$$M_з\cdot h_9+M^{//}\cdot h_{28}=(M_з+M^{//})\cdot h_{10}$$

$$h_{10}=(M_з\cdot h_9+M^{//}\cdot h_{28})/(M_з+M^{//})=(2,374\cdot 1794+0,2397\cdot 1858)/(2,374+0,2397)==$$

1800 кДж/кг

Заповнюю таблицю до кінця.

Визначаю теоретичні показники циклу:

питома масова холодопродуктивність ступенів.

$$q_{0(-30)}=h_1 – h_{19}=1575\text{-}250=1325 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{0(-25)}=h_2 – h_{20}=1587\text{-}250=1337 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{0(-10)}=h_{26} – h_{25}=1608\text{-}333=1275 \text{ кДж/кг};$$

питома теоретична робота компресорів

$$w_{h(-30)}=h_6 - h_5=1792\text{-}1600=192 \text{ кДж/кг};$$

$w_{h(-10)}=h_{28}-h_{27}=1858-1633=255$ кДж/кг;

$w_{h(0)}=h_9-h_8=1794-1625=169$ кДж/кг;

питоме теоретичне навантаження на конденсатор

$q_К=h_{10}-h_{11}=1800-505=1295$ кДж/кг,

питоме теоретичне навантаження на теплообмінник

$q_{ТО}=h_6-h_7=1792-1700=92$ кДж/кг

Визначаю об'ємну продуктивність компресорів (об'ємну подачу):

$V_{hКМ1}=M^{/}\cdot v_5=2{,}178\cdot 1{,}000=2{,}178$ м^3/с;

$V_{hКМ2}=M_з\cdot v_8=2{,}654\cdot 0{,}300=0{,}7962$ м^3/с;

$V_{hКМ3}=M^{//}\cdot v_{27}=0{,}2397\cdot 0{,}440=0{,}1055$ м^3/с.

Розрахунок теоретичного циклу завершено. За отриманими даними по об'ємній продуктивності та за потрібною холодопродуктивністю випарників приймаю поршневі компресори на одноступеневу машину та ступінь високого тиску двоступеневої машини. На ступінь низького тиску встановлюю гвинтовий компресор ще і тому що навантаження цього ступеня може коливатися у широких межах і потрібно забезпечити плавне регулювання холодопродуктивності.

Тепловий розрахунок поршневого компресора одноступеневої машини. Методика розрахунку наступна (за літ. 3 розділ 5.2.1.).

Теоретичну подачу компресора (об'єм, описуваний поршнями компресора), м^3/с, визначаю за наступною формулою

$$V_m = V_\partial/\lambda$$

де λ – об'ємний коефіцієнт подачі компресора.

Коефіцієнт подачі визначаю за формулою

$$\lambda = \lambda_i \lambda'_\omega,$$

де λ_i – індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора; λ'_ω – коефіцієнт нагрівання.

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора визначаю за формулою

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c\left[\left(\frac{p_k + \Delta p_н}{p_0}\right)^{1/n} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0}\right],$$

де $\Delta p_{вс}$ – депресія на всмоктуванні, $\Delta p_{вс}$=5...10 кПа (приймаю $\Delta p_{вс}$=0,01 МПа); $\Delta p_н$ – депресія на нагнітанні, $\Delta p_н$=5...10 кПа (приймаю $\Delta p_н$=0,01 МПа); c=0,03...0,05 – відносний мертвий простір (приймаю c=0,04); n – показник політропи розширення (приймаю n=1,15).

$$\lambda_{i(-10)} = \frac{0{,}29 - 0{,}01}{0{,}29} - 0{,}04 \cdot \left[\left(\frac{1{,}38 + 0{,}01}{0{,}29}\right)^{1/1{,}15} - \frac{0{,}29 - 0{,}01}{0{,}29}\right] = 0{,}848$$

Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільностей,

$$\lambda'_{\omega(-10)} = T_0/T_к = (273 - 10)/(273 + 34) = 0{,}8567$$

$$\lambda_{(-10)} = 0{,}848 \cdot 0{,}8567 = 0{,}7265$$

$\Sigma V_{T(-10)}$=0,1055/0,7265=0,1452 м^3/с

З таблиці 14.1 літ. 1 для роботи на температуру кипіння t_0=-15°С приймаю три поршневі компресори П-80 сумарною об'ємною подачею $\Sigma V_{КМ(-10)}$=3·0,058=0,174 м^3/с (кожен по V_T=0,058 м^3/с).

Другий ступінь двоступеневої машини. Порядок розрахунку аналогічне попередньому. Приймаю депресію на нагнітанні та всмоктуванні, відносний мертвий простір та показник політропи розширення такими самими, як і вище.

$$\lambda_{i(0)} = \frac{0{,}425 - 0{,}01}{0{,}425} - 0{,}04 \cdot \left[\left(\frac{1{,}38 + 0{,}01}{0{,}425}\right)^{1/1{,}15} - \frac{0{,}425 - 0{,}01}{0{,}425}\right] = 0{,}903$$

$$\lambda'_{\omega(0)} = T_{ПР}/T_к = 273/(273 + 34) = 0{,}89$$

$$\lambda_{(0)} = 0{,}903 \cdot 0{,}89 = 0{,}804$$

$\Sigma V_{T(0)} = V_{hКМ2}/\lambda_{(0)}$= 0,7962/0,804=0,99 м^3/с

З таблиці 14.1 літ. 1 для роботи на температуру кипіння t_0=-15°С приймаю вісім поршневих компресора П-220 сумарною об'ємною подачею $\Sigma V_{КМ(0)}$=8·0,167=1,336 м^3/с (кожен по V_T=0,167 м^3/с). З питань безпеки експлуатації з цих восьми компресорів встановлюю два компресори, для забезпечення запасу потужності.

Дійсна масова витрата:

$$\Sigma M_{КМ(-10)}=\lambda_{(-10)}\cdot\Sigma V_{КМ(-10)}/v_{27}=0,7265\cdot0,174/0,44=0,2873 \text{ кг/с},$$

$$\Sigma M_{КМ(0)}=\lambda_{(0)}\cdot\Sigma V_{КМ(0)}/v_{8}=0,804\cdot1,336/0,3=3,581 \text{ кг/с}.$$

Теоретична потужність компресора, кВт

$$\Sigma N_{т(-10)}=\Sigma M_{КМ(-10)}\cdot w_{h(-10)}=0,2873\cdot255=73,261 \text{ кВт},$$

$$\Sigma N_{т(0)}=\Sigma M_{КМ(0)}\cdot w_{h(0)}=3,581\cdot169=605,1 \text{ кВт}.$$

Дійсна (індикаторна) потужність компресора, кВт

$$\Sigma N_i=\Sigma N_т/\eta_i,$$

де η_i – індикаторний ККД компресора, який визначаю за формулою І.І.Левіна $\eta_i=\lambda'_\omega+вt_0$, (в – дослідний коефіцієнт, в=0,002 та в=0,001 відповідно для аміачних горизонтальних та вертикальних компресорів). Вважаю що в мене горизонтальний компресор, тому в=0,002.

$$\eta_{i(-10)}=0,8567+0,002\cdot(-10)=0,8367,$$

$$\Sigma N_{i(-10)}=73,261/0,8367=87,559 \text{ кВт},$$

$$\eta_{i(0)}=0,89+0,002\cdot0=0,89,$$

$$\Sigma N_{i(0)}=605,1/0,89=680 \text{ кВт}.$$

Ефективна потужність компресора, кВт, що враховує витрату потужності в парах тертя:

$$\Sigma N_e=\Sigma N_т/\eta_e=\Sigma Ni/\eta_м=\Sigma N_т/(\eta_i\eta_м),$$

де η_e – ефективний ККД; $\eta_м$ – механічний ККД (рис.1 розділу 5.2.1. літ. 3).

Приймаю $\eta_e=0,755$; $\eta_м=0,89$.

$$\Sigma N_{e(-10)}=87,559/0,89=98,381 \text{ кВт},$$

ступінь стиснення компресорів другого ступеня $p_к/p_{пр}=1,38/0,425=3,25$, тому приймаю $\eta_e=0,775$; $\eta_м=0,9$

$$\Sigma N_{e(0)}=680/0,9=755,432 \text{ кВт}.$$

Потужність тертя, кВт,

$$\Sigma N_{т(-10)}=\Sigma N_{e(-10)}-\Sigma N_{i(-10)}=98,381-87,559=10,825 \text{ кВт},$$

$$\Sigma N_{т(0)}=\Sigma N_{e(0)}-\Sigma N_{i(0)}=755,432-680=75,432 \text{ кВт}.$$

Необхідна потужність електродвигуна

$$\Sigma N_{ел}=\Sigma N_e/\eta_{ел}, \text{ кВт},$$

де $\eta_{ел}=0,9$ – електричний ККД (рис.1 розділ 5.2.1. літ.3).

$$\Sigma N_{ел(-10)}=98,381/0,9=109,313 \text{ кВт},$$

$$\Sigma N_{ел(0)}=755,432/0,9=839,37 \text{ кВт}$$

Встановлена потужність електродвигунів підібраних компресорів 37 кВт та 132 кВт, тобто є запас потужності.

Тепловий розрахунок гвинтового компресора двоступеневої машини. Методику розрахунку приймаю з літ. 1.

Визначаю потрібну об'ємну продуктивність компресора. З мал. 11.2 літ.1 приймаю коефіцієнт подачі.

$t_0=-30$ °C $\quad p_{пр}/p_0=0,425/0,125=3,4 \quad \lambda_{(-30)}=0,85$

Потрібна (теоретична) продуктивність компресора.

$$\Sigma V_{T(-30)}=V_{hKM1}/\lambda_{(-30)}=2,178/0,85=2,5624 \text{ м}^3/\text{с}$$

З табл. 14.1 літ.1 та табл. 14.3 літ. 1 приймаю гвинтовий бустерний агрегат 1АН260-7-6 з компресором ВХ260-7-6 у котрого теоретична об'ємна продуктивність $V_T=0,486$ м^3/с. Приймаю сім компресорів сумарною об'ємною подачею $\Sigma V_{KM(-30)}=7\cdot 0,486=3,402$ м^3/с. Для забезпечення надійності системи встановлюю, з цих сіми компресорів, один компресор надлишковий.

Дійсна масова витрата.

$$\Sigma M_{KM(-30)}=\lambda_{(-30)}\cdot\Sigma V_{KM(-30)}/v_5= 0,85\cdot 3,402/1=2,8917 \text{ кг/с}$$

Теоретична потужність компресора.

$$\Sigma N_{т(-30)}= \Sigma M_{KM(-30)}\cdot w_{h(-30)}=2,8917\cdot 192=555,21 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна)потужність компресора.

$$\Sigma N_{i(-30)}=\Sigma N_{т(-30)}/\eta_i,$$

де за літ. 4 с.180 рекомендується приймати $\eta_i\approx\lambda$, тому я приймаю $\eta_i=0,8$.

$$\Sigma N_{i(-30)}=555,21/0,8=694 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компрессора (приймаю $\eta_м=0,9$).

$$\Sigma N_{e(-30)}=\Sigma N_{i(-30)}/\eta_м=694/0,9=771,125 \text{ кВт}$$

Потужність тертя.

$$\Sigma N_{т(-30)}=\Sigma N_{e(-30)}-\Sigma N_{i(-30)}=771,125-694=77,125 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність електродвигуна (приймаю $\eta_{ел}=0,9$).

$$\Sigma N_{ел(-30)}=\Sigma N_{e(-30)}/\eta_{ел}=771,125/0,9=856,81 \text{ кВт},$$

Встановлена потужність електродвигунів підібраних компресорів 160 кВт. Завдяки такій потужності є запас по потужності. Але можна встановити і електродвигуни на 132 кВт.

Для знаходження реального навантаження на конденсатор знаходжу реальне положення точок 9 та 28 через індикаторний ККД.

$$\eta i(0)=\frac{h9-h8}{h9`-h8}$$

Звідси

$$h9`=\frac{h9-h8}{\eta i(0)}+h8=\frac{1794-1625}{0,89}+1625=1814,9 кДж/кг$$

$$h28`=\frac{h28-h27}{\eta i(-10)}+h27=\frac{1858-1633}{0,8367}+1633=1902 кДж/кг$$

З цих розрахунків знаходжу реальне положення точки змішування.

$$(M_з+M^{//})\cdot h_{10`}=M_з\cdot h_{9`}+M^{//}\cdot h_{28`}$$

Звідки знаходжу шукані величини.

$$h_{10`}=(M_з\cdot h_{9`}+M^{//}\cdot h_{28`})/(M_з+M^{//})=$$

$$=(2,654\cdot 1814,9+0,2397\cdot 1902)/(2,654+0,2397)=1822,1 \text{ кДж/кг}$$

Навантаження на конденсатор.

$$Q_{КД}=(M_з+M^{//})\cdot(h_{10`}-h_{11})=(2,654+0,2397)\cdot(1822,1-505)=3811,3 \text{ кВт}$$

Визначаю навантаження на теплообмінник.

Ентальпія кінця стискання.

$$\eta i(-30)=\frac{h6-h5}{h6`-h5}$$

Звідси

$$h6`=\frac{h6-h5}{\eta i(-30)}+h5=\frac{1792-1600}{0,8}+1600=1840 кДж/кг$$

$$Q_{ТО}=M^{/}\cdot(h_{6'}-h_7)=2,178\cdot(1840-1700)=305 \text{ кВт}$$

Середній коефіцієнт робочого часу компресорів.

$$b=\Sigma V_Т/\Sigma V_{КМ}=(0,1452+0,99+2,5624)/(0,174+1,336+3,402)=0,753$$

Даний коефіцієнт робочого часу компресорів задовольняє умовам нормальної роботи компресорів (коефіцієнт робочого часу повинен бути в межах 0,6…0,9).

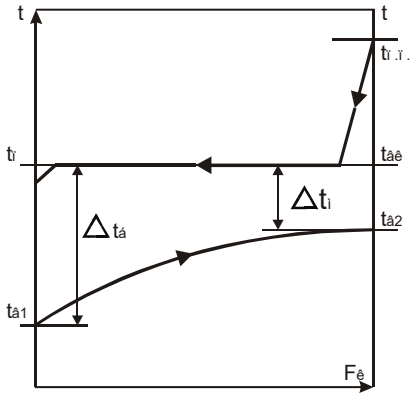
Дійсна холодопродуктивність компресорів

$Q_{0(0)}=\Sigma M_{КМ(0)}\cdot(h_8-h_{14})=3,581\cdot(1617-358,3)=4507,4$ кВт, $Q_{0(-10)}=\Sigma M_{КМ(-10)}\cdot q_{0(-10)}=0,2873\cdot1275=366,3$ кВт, $Q_{0(-30)}=\Sigma M_{КМ(-30)}\cdot q_{0(-30)}=2,8917\cdot1325=3831,5$ кВт.

7. РОЗРАХУНОК ТА КОМПЛЕКТАЦІЯ ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ

7.1. Конденсатор

Так як я встановлюю горизонтальний кожухотрубний конденсатор, то, приймаю, коефіцієнт теплопередачі на рівні 700 Вт/(м^2·К). Я це роблю за рекомендаціями літ.3 та приймаю для варіанту коли багато накипу на теплопередаючій поверхні. Навантаження конденсатора, визначено в тепловому розрахунку, $Q_к$=3811,3 кВт.



Мал. 7.1. Схема зміни температури у конденсаторі.

Схема зміни температур холодоагенту та охолодної води вздовж поверхні теплопередачі, для визначення середнього температурного напору приведена на мал. 7.1.

На даному малюнку $t_{в1}$=26 °С, $t_{в2}$=30 °С, $t_п$=34 °С.

Таким чином $\Delta t_{ср}$ буде дорівнювати

$$\Delta t_{ср}=(t_{в2}-t_{в1})/\ln((t_п-t_{в1})/(t_п-t_{в2}))=(30-26)/\ln((34-26)/(34-30))=5,77\ °С.$$

Площа теплопередачі.

$$F_к=Q_к/(k\cdot\Delta t_{ср})=3811,3\cdot10^3/(700\cdot5,77)=943,625\ м^2$$

Приймаю для встановлення в безпосередню роботу 4 горизонтальних кожуходтрубних конденсатори КТГ-250 та один у резерв. Характеристики даного конденсатора такі:

Табл. 7.1. Технічні дані КГТ-250.

Площа внутрішньої теплопередаваючої поверхні, м^2	Габаритні розміри, мм				Кількість труб	Довжина труб	Діаметр умовного проходу під'єднувальних патрубків, мм			Об'єм міжтрубного простору, м^3	Об'єм трубного простору, м^3	Маса, кг
	Діаметр кожуха	Довжина	Ширина	Висота			Вода	Аміак				
								Вхід	Вихід			
269	1000	5845	1520	1940	870	5000	250	125	50	3,5	1,77	6864

Примітка: 1. Труби в конденсаторі діаметром 25×2,5 мм, безшовні, стальні (Ст.10). 2. Кількість ходів для води 8. 3. Умовний прохід запобіжного клапану $D_у$=25 мм.

Витрата охолодної води з теплового балансу: $Q_к=m_в c_в(t_{в2}- t_{в1})$

$$m_В=Q_К/(c_В\cdot(t_{в2}- t_{в1}))=3811,3/(4,19\cdot(30-26))=227,4 \text{ кг/с}$$

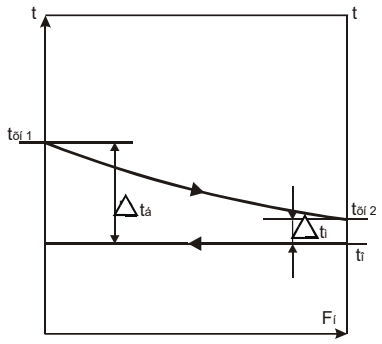
7.2. Випарники

Для встановлення приймаю тільки повітроохолодники для всіх камер. Єдина різниця між ними це потужність електродвигунів на вентиляторах. Для камер зберігання потрібно забезпечити помірну циркуляцію, для замороження та охолодження – інтенсивна, для експедиції помірна.

7.2.1. Повітроохолодник камер замороження.

Приймаю коефіцієнт теплопередачі на рівні 12,2 Вт/(м^2·К), для затоплених повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 3…5 м/с. З визначення теплового навантаження на камерне обладнання маю наступні значення: камери 7 та 19 $\Sigma Q_{обл.(7,19)}$=380,95 кВт, камери 12 та 16 $\Sigma Q_{обл.(12,16)}$=385,78 кВт, камера 15 $\Sigma Q_{обл.(15)}$=196,19 кВт.

Схема зміни температур холодоагенту та камерного повітря при проході вздовж поверхні теплопередачі, для визначення середнього температурного напору приведено на мал. 7.2.



Мал. 7.2. Зміна температури у випарнику.

На даному малюнку $t_{хн1}$=-20 °С, $t_{хн2}$=-29 °С, t_0=-30 °С.

Таким чином $\Delta t_{ср}$ буде дорівнювати

$$\Delta t_{ср}=(t_{хн1}- t_{хн2})/\ln((t_{хн1}- t_0)/(t_{хн2}-t_0))=(-20-(-29))/\ln((-20-(-30))/(-29-(-30)))=3,9\ °C.$$

Площа теплопередачі камер 7 та 19.

$$F_{в(-30)}=\Sigma Q_{обл.(7,19)}/(k\cdot\Delta t_{ср})=380,95\cdot10^3/(12,2\cdot3,9)=8006,5\ м^2$$

Приймаю для встановлення 32 повітроохолодника ammolite UKJ-NM-1 263. Ці повітроохолодники розташовую у два ряди по висоту, що складає 4,48 м, по ширині камери буде встановлено 5 апаратів загальною довжиною 10,85 м, що дозволяє зробити технологічної коридор шириною 1 м. Таким чином в одному ряді буде 10 апаратів, тоді, при встановлені їх у 3 ряди по довженні камери, вони займають 4,92 м. Данні розрахунки базуються на наступній таблиці.

Примітка: Тепопередаваюча поверхня виконана на базі стальних безшовних труб діаметром 25×2 мм. Ребра пластинчасті стальні розміром 460×140×0,4 мм насаджені на 2 ряди труби (по 6 труб у кожному ряді). Розташування труб коридорне – по осям труб 76×70 мм. Шаг ребер змінний: на перших рядах по ходу повітря 17,5мм, на інших – 13,5мм.

Відтаювання повітроохолодника приймаю за допомогою електронагрівника у піддоні потужністю 2,4 кВт.

Площа теплопередачі камер 12 та 16.

$$F_{в(-30)}=\Sigma Q_{обл.(12,16)}/(k\cdot\Delta t_{ср})=385,78\cdot10^3/(12,2\cdot3,9)=8108\ м^2.$$

Приймаю для встановлення 32 ammolite UKJ-NM-1 263. Всі викладки по розміщенню та характеристикам дано приладу описані вище.

Площа теплопередачі камери 15.

$$F_{в(-30)}=\Sigma Q_{обл.(15)}/(k\cdot\Delta t_{ср})=196{,}19\cdot10^3/(12{,}2\cdot3{,}9)=4123{,}37\ м^2.$$

Приймаю для встановлення 16 підвісних ammolite UKJ-NM-1 263 Необхідна об'ємна продуктивність по повітрю.

$$V_{пв} = Q_{обл}/(\rho_{пв}(i_1-i_2)),$$

де $\rho_{пв}$=1,44 – густина повітря, що виходить із повітроохолодника, кг/м^3; i_1=-18, i_2=-28,5 – ентальпії повітря на вході та виході із повітроохолодника, кДж/кг.

$V_{пв(-30)} =\Sigma Q_{обл.(7,19)}/(\rho_{пв}(i_1-i_2))=380{,}95/(1{,}44\cdot(-18+28{,}5))=25{,}195$ м^3/с,

Дійсна подача встановлених вентиляторів 495 м^3/с. Це перевищує розрахункове значення, а значить забезпечує гарну циркуляцію повітря.

$V_{пв(-30)} =\Sigma Q_{обл.(12,16)}/(\rho_{пв}(i_1-i_2))=385{,}78/(1{,}44\cdot(-18+28{,}5))=25{,}52$ м^3/с,

Дійсна подача встановлених вентиляторів 495 м^3/с. Це перевищує розрахункове значення, а значить забезпечує гарну циркуляцію повітря.

$V_{пв(-30)} =\Sigma Q_{обл.(15)}/(\rho_{пв}(i_1-i_2))=196{,}19/(1{,}44\cdot(-18+28{,}5))=12{,}96$ м^3/с,

Дійсна подача встановлених вентиляторів 240 м^3/с. Це перевищує розрахункове значення, а значить забезпечує гарну циркуляцію повітря.

7.2.2. Повітроохолодник камер охолодження та експедиції.

Приймаю коефіцієнт теплопередачі на рівні 15,17 Вт/(м^2·К), для затоплених повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 3…5 м/с. З визначення теплового навантаження на камерне обладнання маю наступні значення: камери 4 та 14 $\Sigma Q_{обл.(4)}$=109,35 кВт (більше з двох навантажень), експедиція $\Sigma Q_{обл.(1,2)}$=58,86 кВт.

Данні для середньологарифмічної температури для камери охолодження $t_{хн1}$=-3 °С, $t_{хн2}$=-8 °С, t_0=-10 °С.

Таким чином $\Delta t_{ср}$ буде дорівнювати

$$\Delta t_{ср}=(t_{хн1}- t_{хн2})/\ln((t_{хн1}- t_0)/(t_{хн2}-t_0))=(-3-(-8))/\ln((-3-(-10))/(-8-(-10)))=3{,}99\ °С.$$

Площа теплопередачі.

$$F_{в(-10)}=\Sigma Q_{обл.(4)}/(k\cdot\Delta t_{ср})=109,35\cdot10^3/(15,17\cdot3,99)=1806,6\ м^2$$

Приймаю для встановлення 8 підвісних повітроохолодника ammolite UKJ-NM-1 263. Всі характеристики приладу описані у табл. 7.3. Але встановлюю вентилятори продуктивністю по 4,9 $м^3/с$.

Розташовую їх над підвісними коліями під боковими стінами в один ряд, кожен ряд має 4 повітроохолодника загальною довжиною 8,96 м, що є менше довжини стіни, тобто між приладами є деяка відстань.

Необхідна об'ємна продуктивність по повітрю.

$V_{пв} = Q_{обл}/(\rho_{пв}(i_1-i_2))$, де $\rho_{пв}=1,329$ – густина повітря, що виходить із повітроохолодника, $кг/м^3$; $i_1=4$, $i_2=-3$ – ентальпії повітря на вході та виході із повітроохолодника, кДж/кг.

$V_{пв(-10)} =\Sigma Q_{обл.(4)}/(\rho_{пв}(i_1-i_2))=109,35/(1,329\cdot(4+3))=11,754\ м^3/с$,

Дійсна подача встановлених вентиляторів 78,4 $м^3/с$. Це перевищує розрахункове значення, а значить забезпечує гарну циркуляцію повітря

Данні для середньологарифмічної температури для експедиції $t_{хн1}=12$ °C, $t_{хн2}=8$ °C, $t_0=-10$ °C.

Таким чином $\Delta t_{ср}$ буде дорівнювати

$$\Delta t_{ср}=(t_{хн1}- t_{хн2})/\ln((t_{хн1}- t_0)/(t_{хн2}-t_0))=(12-8)/\ln((12-(-10))/(8-(-10)))=19,933\ °C.$$

Площа теплопередачі.

$$F_{в(-10)}=\Sigma Q_{обл.(1,2)}/(k\cdot\Delta t_{ср})=58,86\cdot10^3/(15,17\cdot19,933)=194,653\ м^2$$

Приймаю для встановлення 4 підвісних повітроохолодника ammolite UKJ-NM-1 263. Всі характеристики приладу наведені у таблиці 7.4. Розташовую їх по всій камері для кращого повітрообміну.

Примітка: Тепопередаваюча поверхня виконана на базі стальних безшовних труб діаметром 25×2 мм. Ребра пластинчасті стальні розміром 460×140×0,4 мм насаджені на 2 ряди труби (по 6 труб у кожному ряді). Розташування труб коридорне на відстані по осям труб 76×70 мм. Шаг ребер 13,4 мм. Ємкість за аміаком 24,6 л.

Дані для розрахунку необхідної подачі вентиляторів для експедицій $\rho_{пв}$=1,241 – густина повітря, що виходить із повітроохолодника, кг/м^3; i_1=33, i_2=25 – ентальпії повітря на вході та виході із повітроохолодника, кДж/кг.

$$V_{пв(-10)} = \Sigma Q_{обл.(1,2)}/(\rho_{пв}(i_1-i_2))=58,86/(1,241\cdot(33-25))=5,93 \text{ м}^3/\text{с},$$

Дійсна подача встановлених вентиляторів 7,6 м^3/с. Це перевищує розрахункове значення, а значить забезпечує гарну циркуляцію повітря.

7.2.3. Повітроохолодник камер зберігання.

Приймаю коефіцієнт теплопередачі на рівні 12,5 Вт/(м^2·К), для затоплених повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 3…5 м/с. З визначення теплового навантаження на камерне обладнання групую камери наступним чином: камери 5, 6, 8, 9, 10, 13, 17, 18, 20, 21, 22, 23, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 32, 33 $\Sigma Q_{обл.(-25_1)}$=31,14 кВт (більше з усіх навантажень), камери 11, 24, 31 - $\Sigma Q_{обл.(-25_2)}$=22,85 кВт.

Данні для середньологарифмічної температури $t_{хн1}$=-18 °С, $t_{хн2}$= -21°С, t_0=-25 °С. Таким чином $\Delta t_{ср}$ буде дорівнювати

$$\Delta t_{ср}=(t_{хн1}- t_{хн2})/\ln((t_{хн1}- t_0)/(t_{хн2}-t_0))=(-18-(-21))/\ln((-18-(-25))/(-21-(-25)))=5,36°С.$$

Площа теплопередачі:

$$F_{в(-25_1)}=\Sigma Q_{обл.(-25_1)}/(k\cdot\Delta t_{ср})=31,14\cdot10^3/(12,5\cdot5,36)=464,776 \text{ м}^2$$

Приймаю для встановлення 5 підвісних повітроохолодника ammolite UKJ-NM-1 80. Всі характеристики приладу описані в таблиці 7.5.

Примітка: Тепопередаваюча поверхня виконана на базі стальних безшовних труб діаметром 25×2 мм. Ребра пластинчасті стальні розміром 460×140×0,4 мм насаджені на 2 ряди труби (по 6 труб у кожному ряді). Розташування труб коридорне на відстані по осям труб 76×70 мм. Шаг ребер 17,5 мм. Ємкість за аміаком 61 л.

Дані для розрахунку необхідної подачі вентиляторів для камер зберігання $\rho_{пв}$=1,4 – густина повітря, що виходить із повітроохолодника, кг/м^3;

i_1=-16, i_2=-19,5 – ентальпії повітря на вході та виході із повітроохолодника, кДж/кг.

$V_{пв(-25_1)} = \Sigma Q_{обл.(-25_1)}/(\rho_{пв}(i_1-i_2)) = 31,14/(1,4\cdot(-16-(-19,5))) = 6,36$ м^3/с,

Дійсна подача встановлених вентиляторів 13,7 м^3/с. Це перевищує розрахункове значення, а значить забезпечує гарну циркуляцію повітря.

Площа теплопередачі другої групи камер зберігання.

$$F_{в(-25_2)} = \Sigma Q_{обл.(-25_2)}/(k\cdot\Delta t_{ср}) = 22,85\cdot10^3/(12,5\cdot5,36) = 341 \text{ м}^2$$

Приймаю для встановлення 4 підвісних повітроохолодника ammolite UKJ-NM-1 280. Всі характеристики приладу описані в таблиці 14.2.3.1.

Теоретична подача вентиляторів в камерах другої групи.

$V_{пв(-25_2)} = \Sigma Q_{обл.(-25_2)}/(\rho_{пв}(i_1-i_2)) = 22,85/(1,4\cdot(-16-(-19,5))) = 4,66$ м^3/с,

Дійсна подача встановлених вентиляторів 10,96 м^3/с. Це перевищує розрахункове значення, а значить забезпечує гарну циркуляцію повітря.

400V 3N 50Hz | Negative temperatura | Deep-freezing | R-717

Refrigerant	Application	Series / Model	Cooling capacity according to cold room temperature (W) SC2 0 °C 85 % RH DT1 = 8K	SC3 -18 °C 95 % RH DT1 = 7K	SC4 -25 °C 95 % RH DT1 = 6K	Coil Fin spacing (mm)	Area (m²)	Vol. (litres)	Fans Air flow (m³/h)	Nx Ø (mm)	Power (kW)	Max. current (A)	Range (m)	Electrical defrost kW	A	Cooling connection Liq-Gas	Weight (kg)
R-717	Negative	BKJ-NM-1 263	42.3	33.8	27.6	7	243	65	21 500	2x Ø 630	1.8	3.4	35	20	29	DN10 - DN40	325
		BKJ-NM-1 363	63.9	51.0	41.7	7	365	98	32 500	3x Ø 630	2.7	5	35	30	43	DN15 - DN50	475
		BKJ-NM-1 463	81.5	65.1	53.1	7	486	130	43 000	4x Ø 630	3.6	7	35	40	58	DN15 - DN50	625
		BKJ-NM-2 280	72.7	58.1	47.4	7	432	115	38 500	2x Ø 800	3.2	6	45	40	58	DN15 - DN50	575
		BKJ-NM-2 380	109.0	87.0	71.1	7	649	173	57 500	3x Ø 800	4.8	9	45	50	72	DN15 - DN65	825
		BKJ-NM-2 480	132.7	106.1	86.6	7	865	230	76 500	4x Ø 800	6.3	12	45	60	87	DN15 - DN65	1 075
	Deep-freezing	UKJ-NM-1 263	41,9	31,5	25,2	10	175	64	25 000	2x Ø 630	1,8	3,3	34	23,1	33,3	DN10 - DN50	325
		UKJ-NM-1 363	62,9	47,9	37,9	10	263	96	37 500	3x Ø 630	2,7	4,9	37	33,4	48,3	DN10 - DN50	475
		UKJ-NM-1 463	83,8	61,2	48,4	10	351	127	50 000	4x Ø 630	3,6	6,5	38	44,1	63,7	DN10 - DN65	625
		UKJ-NM-2 280	72,6	53,7	42,8	10	312	114	42 000	2x Ø 800	3,2	5,8	45	49,2	71,1	DN15 - DN65	575
		UKJ-NM-2 380	108,6	79,3	62,9	10	468	169	63 000	3x Ø 800	4,8	8,7	49	72,8	105,1	DN20 - DN65	825
		UKJ-NM-2 480	139,5	98,0	76,2	10	624	225	84 000	4x Ø 800	6,3	11,4	50	93,5	135,0	DN10 - DN65	1 075

7.3. Проміжний холодильник (теплообмінник)

В якості проміжного холодильника приймаю переохолодник, котрий застосовується для охолодження рідкого аміаку водою. Для розрахунку (підбору) даного теплообмінника в літ. 10 вказано значення коефіцієнту теплопередачі на рівні 465…700 Вт/(м^2·К). В моєму випадку приймаю k=100 Вт/(м^2·К), я це роблю із-за того що в мене замість рідкого аміаку іде пара

аміаку і відповідно коефіцієнт тепловіддачі буде менший, тому і коефіцієнт теплопередачі менший.

Теплове навантаження на теплообмінник $Q_{то}$=305 кВт (дані з теплового розрахунку). Рідина і пара рухаються на зустріч один одному, тому приймаю наступні температури: $t_{в1}$=26 °С, $t_{в2}$=30 °С, $t_{п1}$=90 °С, $t_{п1}$=32°С.

Таким чином $\Delta t_{ср}$ буде дорівнювати

$$\Delta t_{б}=t_{п1}-t_{в2}=90-30=60\ °C,$$

$$\Delta t_{м}=t_{п2}-t_{в1}=32-26=6\ °C,$$

$$\Delta t_{ср}=(\Delta t_{б}-\Delta t_{м})/\ln(\Delta t_{б}/\Delta t_{м})=(60-6)/\ln(60/6)=23{,}452\ °C.$$

Площа теплопередачі.

$$F_{то}=Q_{то}/(k\cdot\Delta t_{ср})=305\cdot10^{3}/(100\cdot23{,}452)=130\ м^{2}$$

Приймаю для встановлення 9 теплообмінників 16ПП. Всі характеристики приладу описані в таблиці 7.6.

Табл. 7.6. Технічні дані теплообмінника 16ПП.

Площа теплопередаваючьої поверхні, $м^2$	Діаметр штуцерів, мм		Кількість труб в секції	Кількість секції, шт.	Висота, мм	Маса, кг
	Вхід, вихід аміаку	Вхід, вихід води				
15,6	50	50	16	2	2010	1450

Витрата охолодної води з теплового балансу.

$$Q_{то}=m_{вто}c_{в}(t_{в2}-t_{в1})$$

$$m_{вто}=Q_{то}/(c_{В}\cdot(t_{в2}-t_{в1}))=305/(4{,}19\cdot(30-26))=21\ кг/с$$

7.4. Градирня

Відповідно завданню для охолодження оборотної води передбачаю плівкову вентиляторну градирню. Для проектного розрахунку задаюсь значенням питомого теплового навантаження q_F=45 кВт/$м^2$. Температура мокрого термометру $t_м$=23,1 °С, підвищення температури води в конденсаторі Δt=4 °С. Масова витрата рідини, що проходить через градирню $M=m_{вто}+m_{в}$=21+227,4=248,4 кг/с.

Навантаження на градирню: $Q_{ГР}=M\cdot c_B\cdot \Delta t=248,4\cdot 4,19\cdot 4=4163,184$ кВт.

Потрібна площа поздовжнього перерізу: $F_{П.пер}=Q_{ГР}/q_F=4163,184/0,45=92,5$ м^2.

Приймаю для встановлення одну градирню, яка розроблена «Союзводканалпроектом» з кількістю секцій 6 верхнім розташуванням вентиляторів загальною потужністю 60 кВт. Ця градирня має: тепловий потік при $\Delta t=5$ °С на рівні 6682 кВт, площа поздовжнього перерізу 96 м^2, густина теплового потоку 69,6 кВт/м^2, витрату охолоджувальної води 320 кг/с, габарити 4,0×24,0×10,07 метрів.

8. ПРОЕКТУВАННЯ ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ ТА ВИБІР КОМПОНЕНТІВ СХЕМИ

8.1. Проміжна посудина

Підбір промсасуда веду за потрібною площею змійовика. Приймаю, коефіцієнт теплопередачі змійовика 700 Вт/(м^2·К).

Данні для середньологарифмічної температури $t_{хн1}$=32 °С, $t_{хн2}$=5 °С, t_0=0 °С. Таким чином $\Delta t_{ср}$ буде дорівнювати

$$\Delta t_{ср}=(t_{хн1}- t_{хн2})/\ln((t_{хн1}- t_0)/(t_{хн2}-t_0))=(32-5)/\ln((32-0)/(5-0))=14,55 \text{ °С}.$$

Теплове навантаження проміжної посудини

$$Q_{ПП}=M_з\cdot(h_{11}-h_{12})=2,654\cdot(505-383,3)=322,99 \text{ кВт}.$$

Площа теплопередачі.

$$F_{ПП}=Q_{ПП}/(k\cdot\Delta t_{ср})=322,99\cdot10^3/(700\cdot14,55)=31,7 \text{ м}^2$$

Приймаю для встановлення 4 проміжні сосуди марки 100ПС$_з$, в паралельну роботу, з наступними характеристиками.

- Розміри мм: D×S=1000×10, H=2940, B=1600.
- Діаметр умовного проходу патрубків, мм: d=200, d_1=40, d_2=50, d_3=200.
- Ємкість 1,85 м^3.
- Площа зовнішньої поверхні змійовика 8,6 м^2.
- Маса 1250 кг.

8.2. Переохолодник циркуляційного ресивера №1.

Для розрахунку (підбору) даного теплообмінника в літ. 10 вказано значення коефіцієнту теплопередачі на рівні 465…700 Вт/(м^2·К).

Теплове навантаження на теплообмінник

$$Q_{то(-30)} =M^{/}\cdot(h_{14}-h_{15}) =2,178\cdot(358,3-250) =235,9 \text{ кВт}.$$

Рідини рухаються на зустріч одна одній, тому приймаю наступні температури: t_0=-30 °С, t_{14}=0 °С, t_{15}=-25°С.

Таким чином $\Delta t_{ср}$ буде дорівнювати

$$\Delta t_{ср}= (t_{14}- t_{15})/\ln((t_{14}- t_0)/(t_{15}-t_0)) = (0-(-25))/\ln ((0-(-30))/(-25-(-30))) =13,95 \text{ °С}$$

Площа теплопередачі.

$$F_{то(-30)}=Q_{то(-30)}/(k\cdot\Delta t_{ср})=235,9\cdot10^3/(550\cdot13,95)=30,75\ м^2$$

Приймаю для встановлення 2 теплообмінника 16ПП, сумарна поверхня яких 31,2 м^2.

8.3. Переохолодник циркуляційного ресивера №2

Теплове навантаження теплообмінника

$$Q_{то(-10)}=M^{//}\cdot(h_{14}-h_{21})=0,2397\cdot(358,3-333)=6,06\ кВт.$$

Рідини рухаються на зустріч одна одній, тому приймаю наступні температури: t_0=-10 °С, t_{14}=0 °С, t_{21}=-5°С.

Таким чином $\Delta t_{ср}$ буде дорівнювати

$$\Delta t_{ср}=(t_{14}-t_{21})/\ln((t_{14}-t_0)/(t_{21}-t_0))=(0-(-5))/\ln((0-(-10))/(-5-(-10)))=7,21\ °С$$

Площа теплопередачі.

$$F_{то(-10)}=Q_{то(-10)}/(k\cdot\Delta t_{ср})=6,06\cdot10^3/(550\cdot7,21)=1,53\ м^2$$

Приймаю для встановлення 1 теплообмінник 5ПП, поверхня якого 4,86 м^2. Всі характеристики приладу описані в таблиці 8.1.

Табл. 8.1. Технічні характеристики теплообмінника 5ПП.

Площа теплопередавaючьої поверхні, м^2	Діаметр штуцерів, мм		Кількість труб в секції	Кількість секції, шт.	Висота, мм	Маса, кг
	Вхід, вихід аміаку що охолод-жується	Вхід, вихід аміаку що охолод-жує				
4,86	32	32	10	1	1250	480

8.4. Ресивери

8.4.1. Церкуляціїний ресивер №1.

Для розрахунку приймаю, що у мене нижня подача аміаку до приладів охолодження по всьому холодильнику. Тоді

$$V_{Ц.Р.1}=К\cdot(V_{н.т}+0,2\cdot V_{В.О.}+0,3\cdot V_{в.т}),$$

де $V_{н.т}$ – внутрішній об’єм нагнітального трубопроводу аміачного насосу, $V_{в.т}$ – внутрішній об’єм трубопроводів поєднаного всмоктування парів та зливу рідини.

Приймаю, що в мене буде встановлено горизонтальний РЦЗ, котрий не поєднує функції з віддільником рідини, з рідинним стояком. Відповідно до цього коефіцієнт К=1,7. Робоче заповнення ресивера складає 30%.

Визначаю (приблизно) внутрішній об’єм нагнітального трубопроводу аміачного насосу.

Приймаю діаметр трубопроводу від аміачного насосу до приладів охолодження $d_у$=200 мм.

Довжина нагнітального трубопроводу.

$$L_{н.т}=36\cdot10+2\cdot18+2\cdot24+36\cdot8+12+36\cdot16+96\cdot3+24\cdot14+120+84=2148 \text{ м}$$

Тоді

$$V_{н.т}=L_{н.т}\cdot\pi\cdot(d_у)^2/4=2148\cdot\pi\cdot0,2^2/4=67,5 \text{ м}^3$$

Визначаю (приблизно) внутрішній об’єм трубопроводів поєднаного всмоктування парів та зливу рідини.

Приймаю, що $V_{в.т}= V_{н.т}$=67,5 м^3.

Визначаю об’єм повітроохолдників які обслуговуються даним циркуляційним ресивером.

$$V_{В.О.}=5\cdot20\cdot0,061+4\cdot3\cdot0,061+8\cdot0,15+33\cdot4\cdot0,15=27,832 \text{ м}^3$$

Тоді місткість ресивера складає

$$V_{Ц.Р.1}=1,7\cdot(67,5+0,2\cdot27,832+0,3\cdot67,5)=158,6 \text{ м}^3.$$

Приймаю для встановлення 8 циркуляційно-запобіжних ресивера РЦЗ-20 з наступними характеристиками:

- ємкість 20 м^3,
- діаметр 2000 мм,
- товщина стінки 14 мм,
- висота 6700 мм,
- довжина 7100 мм,
- ширина 2600 мм,

- діаметр патрубку виходу пари 350 мм,
- діаметр патрубку входу рідини у стояк 300 мм,
- діаметр патрубку входу парорідиной суміші 350 мм,
- діаметр патрубку виходу рідини до насосу 80 мм,
- маса 7350 кг.

8.4.2. Церкуляційний ресивер №2

Всі попередні припущення залишаються дійсними.

Визначаю (приблизно) внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу аміачного насосу.

Приймаю діаметр трубопроводу від аміачного насосу до приладів охолодження d_y=200 мм.

Довжина нагнітального трубопроводу.

$$L_{н.т}=24+84+96+36+18+18\cdot2+36\cdot2=366 \text{ м}$$

Тоді

$$V_{н.т}=L_{н.т}\cdot\pi\cdot(d_y)^2/4=366\cdot\pi\cdot0,2^2/4=11,5 \text{ м}^3$$

Визначаю (приблизно) внутрішній об'єм трубопроводів поєднаного всмоктування парів та зливу рідини.

Приймаю, що $V_{в.т}= V_{н.т}$=11,5 м^3.

Визначаю об'єм повітроохолдників які обслуговуються даним циркуляційним ресивером.

$$V_{В.О.}=4\cdot0,0245+16\cdot0,15=2,5 \text{ м}^3$$

Тоді місткість ресивера складає

$$V_{Ц.Р.1}=1,7\cdot(11,5+0,2\cdot2,5+0,3\cdot11,5) =26,3 \text{ м}^3.$$

Приймаю для встановлення 2 циркуляційно-запобіжних ресивера РЦЗ-16 з наступними характеристиками:

- ємкість 16 м^3,
- діаметр 2000 мм,
- товщина стінки 14 мм,
- висота 6700 мм,

- довжина 5900 мм,
- ширина 2600 мм,
- діаметр патрубку виходу пари 350 мм,
- діаметр патрубку входу рідини у стояк 300 мм,
- діаметр патрубку входу парорідиной суміші 350 мм,
- діаметр патрубку виходу рідини до насосу 80 мм,
- маса 6500 кг.

8.4.3. Лінійний ресивер

Так як у мене нижня подача аміаку до випарників, то потрібний об’єм лінійного ресивера буде дорівнювати:

$$V_{Л.Р}=0,6\cdot\Sigma V_{П.О}=$$

$$=0,6\cdot(4\cdot0,0245+16\cdot0,15+5\cdot20\cdot0,061+4\cdot3\cdot0,061+8\cdot0,15+33\cdot4\cdot0,15)=18,2\ м^3$$

Приймаю для встановлення 1 лінійний ресивера РЛД-20 з наступними характеристиками:

- ємкість 20 $м^3$,
- діаметр 2000 мм,
- товщина стінки 14 мм,
- висота 3700 мм,
- довжина 6900 мм,
- ширина 2760 мм,
- діаметр патрубку входу парорідиной суміші 150 мм,
- діаметр патрубку виходу рідини 150 мм,
- маса 6580 кг.

8.4.4. Дренажний ресивер

Цей ресивер обираю за об’ємом найбільшого приладу охолодження або за об’ємом найбільш аміакомісткого трубопроводу або ресивера.

Так як за попередніми розрахунками виходить, що найбільше аміаку міститься у трубопроводах (по 67,5 $м^3$ в нагнітальному та зворотному трубопроводах циркуляційного насосу), то припускаю можливість (при

ремонті трубопроводу) зливання всього рідкого аміаку до дренажного ресивера. Тобто об'єм за аміаком повинен бути V=135 м^3 (при нормальній роботі ці ресивери пусті).

Таким чином, з урахуванням заповнення ресиверів на 80%, потрібний об'єм дренажних ресиверів буде

$$V_{Д.Р}=1,2\cdot V=1,2\cdot 135=162 \text{ м}^3.$$

Встановлюю 9 лінійно-дренажних ресивера РЛД-20 характеристики котрих описані вище.

8.5. Віддільники рідини

Віддільників рідини не передбачаю, тому що пара на компресори поступає з циркуляційних ресиверів та з проміжних сосудів. У разі перевищення рівня рідини за критичний відбудеться аварійне відключення компресорів (компресора), тому актуальності у встановлені віддільника рідини нема.

8.6. Мастиловіддільники

Мастиловіддільники обираю за діаметром нагнітального трубопроводу та встановлюю їх біля кожного компресора.

Одноступенева частина схеми облаштовано компресорами П80 у котрих $d_{наг}$=50 мм. Тому біля кожного компресора встановлюю по одному інерційному мастиловіддільнику 50М, характеристики наведені в табл. 8.1.

Друга ступінь двоступеневої частина схеми облаштовано розробленими мною компресорами з подачею 0,5 м^3/с у котрих $d_{наг}$=90 мм. Тому біля кожного компресора встановлюю по одному інерційному мастиловіддільнику 100М, характеристики наведені в табл. 8.1.

Перша ступінь двоступеневої частини схеми облаштовано гвинтовими агрегатами 1АН260-7-6 до складу котрого вже входить мастиловіддільник. Але я передбачаю ще один мастиловіддільник, для забезпечення більшої якості очистки пари від мастила, по діаметру вихідного патрубку $d_{наг}$=150 мм. Біля кожного компресора встановлюю по одному інерційному мастиловіддільника 150М, характеристики наведені в таблиці 8.1.

Так як у мене досить потужна установка, то встановлюю ще один (магістральний) мастиловіддільник. У ролі магістрального мастиловіддільника виступає мастиловіддільник 300М.

Табл. 8.1. Технічні характеристики мастиловіддільників.

Аміачні інерційні мастиловіддільники	Розміри, мм			Об'єм, $м^3$	Маса, кг
	D×S	H	d_1		
50М	257×8	1228	50	0,05	98
100М	408×9	1800	100	0,17	224
150М	600×8	2292	150	0,78	403
300М	1200×12	3996	300	3,67	1804

8.7. Мастилозбірник.

В якості мастилозбірника приймаю мастилозаправочну ємкість 60МЗС.

9. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВОДІВ ТА ПІДБІР НАСОСНОГО ОБЛАДНАННЯ

В даному розрахунку визначаю гідравлічні втрати трубопроводів оборотної води, трубопроводів подачі та повернення аміаку до приладів охолодження.

Розрахунок трубопроводів проводжу для підбору насосів, тобто визначаю гідравлічні втрати тих гілок котрі безпосередньо контактують з насосами.

9.1. Визначення діаметрів трубопроводів

9.1.1. Трубопроводи оборотної води.

Вихідні дані:

- об’ємна витрата води що поступає до компресорів

$$V_{КМ}=3\cdot1+8\cdot2+7\cdot13=110\ м^3/год,$$

- об’ємна витрата води що поступає до теплообмінників (поділяю їх на 2 трубопровода із-за великої витрати води)

$$V_{ТО}=248,4/1000=0,2484\ м^3/с,$$

$$V=V_{ТО}/2=0,2484/2=0,1242\ м^3/с;$$

- швидкість руху води що для нагнітання до конденсаторів та компресорів, що для повернення на градирню ω=1 м/с.

Потрібний діаметр трубопроводу.

$$D_{B1}=\sqrt{4\cdot V_{КМ}/(3600\cdot\pi\cdot\omega)}=\sqrt{4\cdot110/(3600\cdot\pi\cdot1)}=0,197м$$

$$D_{B2}=\sqrt{4\cdot V/(\pi\cdot\omega)}=\sqrt{4\cdot0,1242/(\pi\cdot1)}=0,398м$$

Таки чином проймаю три гілки в обох напрямках котрі складаються з одного трубопроводу зовнішнім діаметром 203 мм товщиною стінки 6 мм та площею перерізу 37,12 $см^2$, а також з два трубопроводу з зовнішнім діаметром 426 мм товщиною стінки 10 мм та площею перерізу 130,75 $см^2$.

Дані діаметри прийняті у відповідності з табл. II-6 літ. 5.

9.1.2. Трубопроводи подачі рідкого аміаку від ЦР1 до випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата аміаку що поступає від ЦР1 до камер зберігання m_2=0,464 кг/с,

- масова витрата аміаку що поступає від ЦР1 до камер замороження m_1=1,54 кг/с,
- швидкість руху аміаку ω=1,2 м/с,
- питомий об'єм рідкого аміаку v=0,001475 м^3/кг.

Потрібний діаметр трубопроводу.

$$D_{зб.наг} = \sqrt{4 \cdot m_2 \cdot v/(\pi \cdot \omega)} = \sqrt{4 \cdot 0{,}464 \cdot 0{,}001475/(\pi \cdot 1{,}2)} = 0{,}049м$$

Таки чином проймаю зовнішній діаметр 57 мм умовним проходом 50 мм та площею перерізу 1,96·10^{-3} м^2. Дані обрав з літ. 1.

Потрібний діаметр трубопроводу.

$$D_{зам.наг} = \sqrt{4 \cdot m_1 \cdot v/(\pi \cdot \omega)} = \sqrt{4 \cdot 1{,}54 \cdot 0{,}001475/(\pi \cdot 1{,}2)} = 0{,}076м$$

Таки чином проймаю зовнішній діаметр 89 мм умовним проходом 80 мм та площею перерізу 5,28·10^{-3} м^2. Дані обрав з літ.1.

9.1.3. Трубопроводи подачі рідкого аміаку від ЦР2 до випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата аміаку що поступає від ЦР2 m=m_3+m_4=0,192+0,043=0,235 кг/с,
- швидкість руху аміаку ω=1,2 м/с,
- питомий об'єм рідкого аміаку v=0,001475 м^3/кг.

Потрібний діаметр трубопроводу.

$$D_{ох.наг} = \sqrt{4 \cdot m \cdot v/(\pi \cdot \omega)} = \sqrt{4 \cdot 0{,}235 \cdot 0{,}001475/(\pi \cdot 1{,}2)} = 0{,}019м$$

Таки чином проймаю зовнішній діаметр 25 мм умовним проходом 20 мм та площею перерізу 0,37·10^{-3} м^2. Дані обрав з літ. 1.

9.1.4. Трубопроводи повернення рідкого аміаку до ЦР1 від випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата аміаку що поступає від ЦР1 до камер зберігання m_2=0,464 кг/с,
- масова витрата аміаку що поступає від ЦР1 до камер замороження m_1=1,54 кг/с,
- швидкість руху аміаку ω=0,3 м/с,

- питомий об’єм рідкого аміаку v=0,001475 м^3/кг.

Потрібний діаметр трубопроводу.

$$D_{зб.лов} = \sqrt{4 \cdot m_2 \cdot v/(\pi \cdot \omega)} = \sqrt{4 \cdot 0{,}464 \cdot 0{,}001475/(\pi \cdot 0{,}3)} = 0{,}054м$$

Таки чином проймаю зовнішній діаметр 76 мм умовним проходом 70 мм та площею перерізу 3,74·10^{-3} м^2. Дані обрав з літ. 1.

$$D_{зам.лов} = \sqrt{4 \cdot m_1 \cdot v/(\pi \cdot \omega)} = \sqrt{4 \cdot 1{,}54 \cdot 0{,}001475/(\pi \cdot 0{,}3)} = 0{,}098м$$

Таки чином проймаю зовнішній діаметр 108 мм умовним проходом 100 мм та площею перерізу 7,85·10^{-3} м^2. Дані обрав з літ. 1.

9.1.5. Трубопроводи подачі рідкого аміаку до ЦР2 від випарників.

Вихідні дані:

- масова витрата аміаку що поступає від ЦР2 m=m_3+m_4=0,192+0,043=0,235 кг/с,
- швидкість руху аміаку ω=0,3 м/с,
- питомий об’єм рідкого аміаку v=0,001475 м^3/кг.

Потрібний діаметр трубопроводу.

$$D_{ох.лов} = \sqrt{4 \cdot m \cdot v/(\pi \cdot \omega)} = \sqrt{4 \cdot 0{,}235 \cdot 0{,}001475/(\pi \cdot 0{,}3)} = 0{,}038м$$

Таки чином проймаю зовнішній діаметр 45 мм умовним проходом 40 мм та площею перерізу 1,26·10^{-3} м^2. Дані обрав з літ.1.

9.2. Гідравлічний розрахунок трубопроводів.

Так як я не знаю реальних відстаней та конфігурації трубопроводів, то розрахунок буде дуже приблизний.

9.2.1. Оборотна вода.

Схема оборотного водопостачання складається: вихід води з баку ($\xi_м$=0,5), 20-ти засувок ($\xi_м$=0,5), 36-ти вентилів ($\xi_м$=5), 2-х фільтрів ($\xi_м$=5), зворотного клапану ($\xi_м$=5), 8-ми теплообмінників ($\xi_м$=10), 15-ти колін ($\xi_м$=1), 5-ти трійників ($\xi_м$=1) та 3-х трубопроводів різної довжини (L_1=100 м, L_2=L_3=60 м).

Швидкістю води задався раніше.

Динамічний тиск

$$\frac{\rho \cdot \omega^2}{2} = \frac{1000 \cdot 1^2}{2} = 500кг/(м \cdot с^2)$$

Рейнольдс

$$Re_1 = \frac{\omega \cdot d_y \cdot \rho}{\mu} = \frac{1 \cdot 0{,}197 \cdot 997}{0{,}9 \cdot 10^{-3}} = 218232{,}2,$$

$$Re_2 = \frac{\omega \cdot d_y \cdot \rho}{\mu} = \frac{1 \cdot 0{,}406 \cdot 997}{0{,}9 \cdot 10^{-3}} = 449757{,}8.$$

Всі коефіцієнти прийняті з табл. 16.5 літ.1.

Коефіцієнт тертя (коефіцієнт К=0,06 для нових стальних труб):

$$\lambda_{тр1} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{вн1}} + \frac{64}{Re_1}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}197} + \frac{64}{218232{,}2}\right)^{0{,}25} = 0{,}0817,$$

$$\lambda_{тр2} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{вн2}} + \frac{64}{Re_2}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}406} + \frac{64}{449757{,}8}\right)^{0{,}25} = 0{,}0682.$$

Місцеві втрати загальної системи.

$Z=\Sigma\xi_м \cdot \rho \cdot \omega^2/2=(0{,}5+20 \cdot 0{,}5+36 \cdot 5+2 \cdot 5+5+8 \cdot 10+15 \cdot 1+5 \cdot 1) \cdot 500=3272{,}5$ Па

Втрати тиску на тертя

$$\Delta p_{тр1} = \frac{\lambda_{тр1}}{d_{вн1}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot L_1 = \frac{0{,}0817}{0{,}197} \cdot 500 \cdot 100 = 20736 Па,$$

$$\Delta p_{тр2} = \frac{\lambda_{тр2}}{d_{вн2}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot L_2 = \frac{0{,}0682}{0{,}406} \cdot 500 \cdot 60 = 5039{,}4 Па.$$

Загальні втрати тиску складають:

$\Delta p=\Delta p_{тр1}+2 \cdot \Delta p_{тр2}+Z=20736+2 \cdot 5039{,}4+3272{,}5=34{,}1$ кПа

Приймаю, висоту подачі оборотної води $h_п$=12 м, висота всмоктування рідини $h_{вс}$=2 м.

Необхідний напір насосу

$H=h_п+h_{вс}+\Delta p/(\rho \cdot g)=12+2+34100/(997 \cdot 9{,}81)=17{,}5$ м

9.2.2. Втрати на ЦР1.

Схема циркуляції аміаку від ЦР1 до випарників та назад складається: вихід аміаку з ЦР1 ($\xi_м$=0,5), 512-ти вентилів ($\xi_м$=5), 20-ти фільтрів ($\xi_м$=5), 10-ти зворотних клапанів ($\xi_м$=5), 256-ти теплообмінників ($\xi_м$=10), 280-ти колін ($\xi_м$=1), 230-ти трійників ($\xi_м$=1) та 4-х трубопроводів ($L_1=L_2$=2010 м, $L_3=L_4$=138 м).

Швидкістю аміаку задався раніше.

Динамічний тиск.

подача $\frac{\rho \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{677{,}81 \cdot 1{,}2^2}{2} = 488 кг/(м \cdot с^2),$

повернення $\frac{\rho \cdot \omega_2{}^2}{2} = \frac{677{,}81 \cdot 0{,}3^2}{2} = 30{,}5 кг/(м \cdot с^2)$.

Рейнольдс

$$Re_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{y1} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1{,}2 \cdot 0{,}05 \cdot 677{,}81}{0{,}918 \cdot 10^{-5}} = 4430130{,}7,$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{y2} \cdot \rho}{\mu} = \frac{0{,}3 \cdot 0{,}07 \cdot 677{,}81}{0{,}918 \cdot 10^{-5}} = 1550545{,}8,$$

$$Re_3 = \frac{\omega_3 \cdot d_{y3} \cdot \rho}{\mu} = \frac{1{,}2 \cdot 0{,}08 \cdot 677{,}81}{0{,}918 \cdot 10^{-5}} = 7088209{,}15,$$

$$Re_4 = \frac{\omega_4 \cdot d_{y4} \cdot \rho}{\mu} = \frac{0{,}3 \cdot 0{,}1 \cdot 677{,}81}{0{,}918 \cdot 10^{-5}} = 2215065{,}4.$$

Всі коефіцієнти прийняті з табл. 1 літ. 11.

Коефіцієнт тертя (коефіцієнт К=0,06 для нових стальних труб):

$$\lambda_{тр1} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y1}} + \frac{64}{Re_1}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}05} + \frac{64}{4430130{,}7}\right)^{0{,}25} = 0{,}115,$$

$$\lambda_{тр2} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y2}} + \frac{64}{Re_2}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}07} + \frac{64}{1550545{,}8}\right)^{0{,}25} = 0{,}1058,$$

$$\lambda_{тр3} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y3}} + \frac{64}{Re_3}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}08} + \frac{64}{7088209{,}15}\right)^{0{,}25} = 0{,}1024,$$

$$\lambda_{тр4} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y4}} + \frac{64}{Re_4}\right)^{0{,}25} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}1} + \frac{64}{2215065{,}4}\right)^{0{,}25} = 0{,}097.$$

Місцеві втрати загальної системи:

$Z_н=\Sigma\xi_м \cdot \rho \cdot (\omega_1)^2/2=(0{,}5+256 \cdot 5+20 \cdot 5+10 \cdot 5+256 \cdot 10+140 \cdot 1+115 \cdot 1) \cdot 488=207180$ Па

$Z_В=\Sigma\xi_м \cdot \rho \cdot (\omega_2)^2/2=(256 \cdot 5+140 \cdot 1+115 \cdot 1) \cdot 30{,}5=46817{,}5$ Па

Втрати тиску на тертя

$$\Delta p_{тр1} = \frac{\lambda_{тр1}}{d_{y1}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_1{}^2}{2} \cdot L_1 = \frac{0{,}115}{0{,}05} \cdot 488 \cdot 2010 = 225602 Па,$$

$$\Delta p_{тр2} = \frac{\lambda_{тр2}}{d_{y2}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_2{}^2}{2} \cdot L_2 = \frac{0{,}1058}{0{,}07} \cdot 30{,}5 \cdot 2010 = 100715{,}4 Па,$$

$$\Delta p_{тр3} = \frac{\lambda_{тр3}}{d_{y3}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_1{}^2}{2} \cdot L_3 = \frac{0{,}1024}{0{,}08} \cdot 488 \cdot 138 = 98514{,}7 Па,$$

$$\Delta p_{тр4} = \frac{\lambda_{тр4}}{d_{y4}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_2{}^2}{2} \cdot L_4 = \frac{0{,}097}{0{,}1} \cdot 30{,}5 \cdot 138 = 4082{,}73 Па.$$

Загальні втрати тиску складають:

$\Delta p_{зб}=\Delta p_{тр1}+\Delta p_{тр2}+Z_н+Z_В=225602+100715{,}4+207180+46817{,}5=580{,}3$ кПа,

$\Delta p_{зам}=\Delta p_{тр3}+\Delta p_{тр4}+Z_н+Z_В=98514{,}7+4082{,}73+207180+46817{,}5=356{,}6$ кПа.

Необхідний напір насосу

$$H_{зб}=\Delta p_{зб}/(\rho \cdot g)=580300/(677{,}81 \cdot 9{,}81)=87{,}27 \text{ м},$$

$$H_{зам}=\Delta p_{зам}/(\rho \cdot g)=356600/(677{,}81 \cdot 9{,}81)=53{,}63 \text{ м}.$$

9.2.3. Втрати на ЦР2.

Схема циркуляції аміаку від ЦР2 до випарників та назад складається: вихід аміаку з ЦР2 ($\xi_м$=0,5), 45-ти вентилів ($\xi_м$=5), 2-ти фільтрів ($\xi_м$=5), 2-ти зворотних клапанів ($\xi_м$=5), 20-ти теплообмінників ($\xi_м$=10), 22-ти колін ($\xi_м$=1), 70-ти трійників ($\xi_м$=1) та 2-х трубопроводів (L_1=L_2=366 м).

Швидкістю аміаку задався раніше.

Динамічний тиск.

Подача $\frac{\rho \cdot \omega_1^{\,2}}{2}=\frac{677{,}81 \cdot 1{,}2^2}{2}=488 кг/(м \cdot с^2)$,

Повернення $\frac{\rho \cdot \omega_2^{\,2}}{2}=\frac{677{,}81 \cdot 0{,}3^2}{2}=30{,}5 кг/(м \cdot с^2)$.

Рейнольдс

$$Re_1=\frac{\omega_1 \cdot d_{y1} \cdot \rho}{\mu}=\frac{1{,}2 \cdot 0{,}02 \cdot 677{,}81}{0{,}918 \cdot 10^{-5}}=1772052{,}3,$$

$$Re_2=\frac{\omega_2 \cdot d_{y2} \cdot \rho}{\mu}=\frac{0{,}3 \cdot 0{,}04 \cdot 677{,}81}{0{,}918 \cdot 10^{-5}}=886026{,}1.$$

Всі коефіцієнти прийняті з табл. 1 літ. 11.

Коефіцієнт тертя (коефіцієнт К=0,06 для нових стальних труб):

$$\lambda_{тр1}=0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y1}}+\frac{64}{Re_1}\right)^{0{,}25}=0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}02}+\frac{64}{1772052{,}3}\right)^{0{,}25}=0{,}1448,$$

$$\lambda_{тр2}=0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{y2}}+\frac{64}{Re_2}\right)^{0{,}25}=0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}04}+\frac{64}{886026{,}1}\right)^{0{,}25}=0{,}122.$$

Місцеві втрати загальної системи.

$$Z_н=\Sigma\xi_м \cdot \rho \cdot (\omega_1)^2/2=(0{,}5+23 \cdot 5+2 \cdot 5+2 \cdot 5+20 \cdot 10+11 \cdot 1+35 \cdot 1) \cdot 488=186172 \text{ Па}$$

$$Z_В=\Sigma\xi_м \cdot \rho \cdot (\omega_2)^2/2=(22 \cdot 5+11 \cdot 1+35 \cdot 1) \cdot 30{,}5=4758 \text{ Па}$$

Втрати тиску на тертя

$$\Delta p_{тр1}=\frac{\lambda_{тр1}}{d_{y1}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_1^{\,2}}{2} \cdot L_1=\frac{0{,}1448}{0{,}02} \cdot 488 \cdot 366=129312 Па,$$

$$\Delta p_{тр2}=\frac{\lambda_{тр2}}{d_{y2}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega_2^{\,2}}{2} \cdot L_2=\frac{0{,}122}{0{,}04} \cdot 30{,}5 \cdot 366=34047{,}2 Па.$$

Загальні втрати тиску складають:

$\Delta p=\Delta p_{тр1}+\Delta p_{тр2}+Z_н+Z_В=129312+34047,2+186172+4758=354,3$ кПа.

Необхідний напір насосу

$$H=\Delta p/(\rho \cdot g)=354300/(677,81 \cdot 9,81)=53,3 \text{ м.}$$

9.3. Підбір насосів

9.3.1. Підбір насосу оборотної води.

З попередніх розрахунків маю необхідну подачу $V_{КМ}=0,1242$ м^3/с= =447 м^3/год=124,2 л/с (два трубопроводу, тобто підбираю однакові насоси на дві гілки), необхідний напір Н=17,5 м. Окрім того, маю гілку охолодження теплообмінників з необхідною подачею $V_{ТО}=0,2484$ м^3/с=894,24 м^3/год= =248,4 л/с.

Приймаю для встановлення по два насоси в паралель, тобто потрібна подача одного насосу повинна складати 0,65…0,75 загальної подачі. Таким чином, подача води на компресори $V_{КМ}=0,65 \cdot 447=300$ м^3/год та подача на теплообмінники $V_{ТО}=0,65 \cdot 894,24=581,3$ м^3/с.

Приймаю для встановлення, у якості насосів для охолодження компресорів, два одноступеневих відцентрових насоси німецького виробництва марки KRZH150/315 з частотою обертання валу 1450 хв$^{-1}$. Максимальний ККД яких досягається при подачі V=315м^3/год та напорі Н=32 м вд.ст. Тобто є запас по напору що забезпечить гарну роботу системи. В якості регулювання продуктивності насосу приймаю частотне регулювання обертів валу насосу. Дані насоси вибрано з рис. 128. поле характеристик одноступенчатых центробежных насосов типа KRZH літ. 12.

Приймаю для встановлення, у якості насосів для охолодження теплообмінників, два одноступеневих двопоточних відцентрових насоси німецького виробництва типу SM200/400A з частотою обертання валу 1450 хв$^{-1}$. Максимальний ККД яких досягається при подачі V=575м^3/год та напорі Н=38 м вд.ст. та складає 80%. Тобто є запас по напору що забезпечить гарну роботу системи. В якості регулювання продуктивності насосу приймаю частотне регулювання обертів валу насосу.

Дані насоси вибрано з рис.157. Поле характеристик насосов двустороннего входа типа SM літ.12.

9.3.2. Підбір насосу на камери зберігання.

З попередніх розрахунків маю необхідну подачу V=0,00068 $м^3/с$= =2,448 $м^3/год$=0,68 л/с, необхідний напір Н=87,27 м.

Приймаю для встановлення по два насоси в паралель, тобто потрібна подача одного насосу повинна складати 0,65…0,75 загальної подачі. Таким чином, подача води на компресори V=0,65·2,448=1,59$м^3/год$=0,442л/с.

Приймаю для встановлення чотири аміачних електронасоси 1,5ХГ-6×3-2,8-2 (ЦНГ-70М-3) з частотою обертання валу 49,5 $с^{-1}$. Характеристики якого: подач V=5,5 – 12 $м^3/год$, напорі Н=55 - 45 м вд. рідкого аміаку, кількість ступенів 3, потужність 2,8 кВт.

Встановлюю два насоси в паралель та по два послідовно, що забезпечує запас по напору. Дані насоси вибрано з табл. 16.8 літ. 1.

9.3.3. Підбір насосу на камери замороження.

З попередніх розрахунків маю необхідну подачу V=0,00227 $м^3/с$= =8,172 $м^3/год$=2,27 л/с, необхідний напір Н=53,63 м.

Приймаю для встановлення один насос на загальний колектор всмоктування рідкого аміаку з церкуляціїних ресиверів.

Приймаю для встановлення аміачний електронасос 1,5ХГ-6×3-2,8-2 (ЦНГ-70М-3).

9.3.4. Підбір насосу на ЦР2.

З попередніх розрахунків маю необхідну подачу V=0,000347 $м^3/с$= =1,25 $м^3/год$, необхідний напір Н=53,3 м.

Приймаю для встановлення аміачний електронасос 1,5ХГ-6×3-2,8-2 (ЦНГ-70М-3).

10. Тривимірне моделювання камер шокової заморозки

Швидкий розвиток комп'ютерної техніки і її впровадження у всі сфери життя призвело до того, що сьогодні грамотний спеціаліст в будь-якій області знань повинен добре орієнтуватись в світі комп'ютерів та володіти необхідними програмними засобами. Сучасний інженер не може існувати без знання систем автоматичного проектування (CAD - Computer Aids Design), автоматичного виробництва (CAM–Computer Aids Manufacturing) та автоматичного інженерного аналізу (CAE – Computer Aids Engineering). Такі CAD/CAM системи як AutoCad, SolidWorks, DUCT, Unigraphics широко використовуються для комп'ютерного моделювання виробів складної форми, з наступним випуском креслень та генерацією управляючих програм для станків с ЧПУ. Однак ці спеціалізовані пакети числового моделювання не мають розвинених систем інженерного аналізу. CAE-системи інженерного аналізу (ABAQUS, ANSYS, COSMOS, I-DEAS, NASTRAN та ін.) дозволяють не тільки виконати моделювання систем різної фізичної природи, а й дослідити відгук цих систем на зовнішній вплив у вигляді розподілення напружень, температур, швидкостей електромагнітних полів та ін. Використання таких програм допомагає проектним організаціям скоротити цикл розробки, знизити собівартість виробів та підвисити якість продукції. У зв'язку з цим одною із задач вищої школи є підготовка спеціалістів , що володіють сучасними програмними комплексами інженерного аналізу.

Одним із найрозповсюдженіших таких комплексів на сьогодні являється програма ANSYS , що використовую метод кінцевих елементів. Багатоцільова направленість програми, незалежність від апаратних засобів (від персональних комп'ютерів до суперкомп'ютерів), засоби геометричного моделювання на базі B-сплайнів (технологія NURBS), повна сумісність з CAD/CAM/CAE системами провідних виробників та «дружній» інтерфейс призвели до того, що саме ANSYS на сьогоднішній день використовується в багатьох університетах для навчання студентів та виконання науково-дослідних робіт.

10.1 Поняття Методу контрольного об’єму (МКО).

Основна ідея методу контрольного об'єму (МКО) легко зрозуміла і піддається прямої фізичної інтерпретації. Розрахункову область розбивають па деяке число непересічних контрольних обсягів. Диференціальне рівняння інтегрують по кожному контрольному обсягом. Для обчислення інтегралів всередині контрольного обсягу використовують функції форми, які описують зміну деякої цікавить змінної між розрахунковими вузловими точками. В результаті знаходять дискретний аналог диференціального рівняння, до якого входять значення в декількох розрахункових вузлових точках. Як розрахунковий вузла в МКО приймається центр контрольного обсягу.

Отриманий подібним чином дискретний аналог висловлює закон збереження для кінцевого контрольного обсягу точно так же, як диференціальне рівняння виражає закон збереження для нескінченно малого контрольного обсягу.

Для отримання математичного формулювання МКО необхідно звернутися до основних диференціальним залежностям. Рівняння нерозривності, кількості руху і узагальнене диференціальне рівняння, записані в координатної формі приймуть такий вигляд:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho V_i\right) = 0\,, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho V_j\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho V_i V_j\right) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial V_j}{\partial x_i} + \frac{\partial V_i}{\partial x_j}\right)\right], \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\phi\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho V_i \phi\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\Gamma\left(\frac{\partial \phi}{\partial x_i}\right)\right] + S\,. \quad (3)$$

Далі, керуючись зазначеними вище міркуваннями, кожен з виразів (1) - (3) слід про інтегрувати по контрольному об’єму. При цьому, деякі об'ємні інтеграли зручно перетворити в поверхневі, використовуючи теорему Остроградського-Гаусса. Можна помітити, що при відсутності деформації контрольного об’єму протягом часу (розрахункова сітка не змінюється з плином часу), відповідні похідні можуть бути винесені за знак інтеграла:

$$\frac{d}{dt}\int_{\Omega}\rho d\Omega+\int_{S}\rho V_i dn_i=0\,,\ (4)$$

$$\frac{d}{dt}\int_{\Omega}\rho V_j d\Omega+\int_{S}\rho V_i V_j dn_i=-\int_{S}P dn_i+\int_{S}\mu\left(\frac{\partial V_j}{\partial x_i}+\frac{\partial V_i}{\partial x_j}\right)dn_i+\int_{\Omega}S_{V_j}d\Omega\,,\ (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega}\rho\phi d\Omega+\int_{S}\rho V_i\phi dn_i=\int_{S}\Gamma\left(\frac{\partial\phi}{\partial x_i}\right)dn_i+\int_{\Omega}S d\Omega\,,\ (6)$$

де

Ω - контрольний об’єм;

S - контрольна поверхню, що обмежує контрольний обсяг;

dn_i - диференціал декартової складової вектора зовнішньої нормалі до поверхні.

В інтегральних співвідношеннях об'ємні інтеграли характеризують собою кількісний рівень змінних всередині контрольного обсягу, а поверхневі представляють собою потоки змінних.

Потім необхідно перевести точні інтегральні рівняння (4) - (5) в дискретну форму, для чого використовуються схеми дискретизації різного порядку точності. Отже, МКО зводиться до дискретизації основних диференціальних рівнянь в інтегральної формі. Об'ємні складові перетворюються шляхом апроксимації змінних всередині окремих сегментів осередку (рис.9.1) і їх подальшого інтегрування по кожному з об'ємних сегментів, які в сумі складають контрольний обсяг. Поверхневі складові (потоки) спочатку обчислюються для точок інтегрування, розташованих в центрі сегмента поверхні, в яку укладено контрольний обсяг, а потім повна зміна обчислюється інтегруванням отриманих потоків через окремі грані [3].

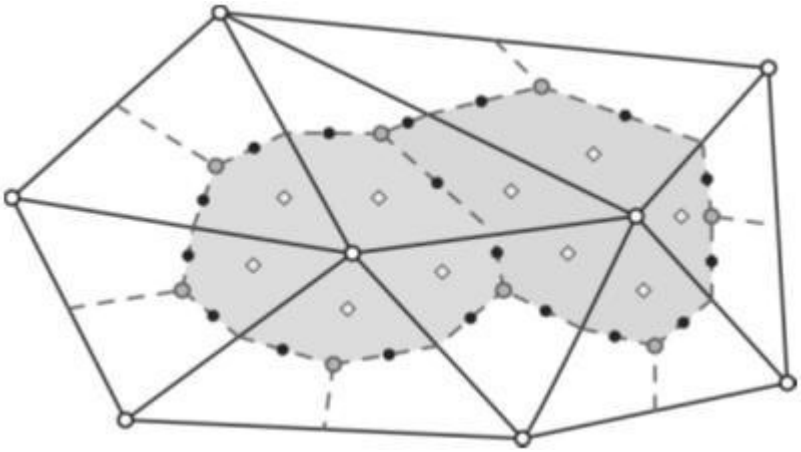


Рис. 10.1. Формування контрольних обсягів на основі сіткової моделі

Дискретна форма інтегральних співвідношень може мати вигляд (використана Ейлерова схема апроксимації с різницею назад першого порядку):

$$\Omega\left(\frac{\rho-\rho^0}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}\left(\rho V_i \Delta n_i\right)_{ip}=0\,, \quad (7)$$

$$\Omega\left(\frac{\rho V_j-\rho^0 V_j^i}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}\dot{m}_{ip}\left(V_j\right)_{ip}=$$

$$=\sum_{ip}\left(P\Delta n_j\right)_{ip}+\sum_{ip}\left(\mu\left(\frac{\partial V_j}{\partial x_i}+\frac{\partial V_i}{\partial x_j}\right)\Delta n_i\right)+\overline{S_{V_j}}\Omega\,, \quad (8)$$

$$\Omega\left(\frac{\rho\phi-\rho^0\phi^0}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}\dot{m}_{ip}\phi_{ip}=\sum_{ip}\left(\Gamma\left(\frac{\partial\phi}{\partial x_i}\right)\Delta n_i\right)_{ip}+\overline{S}\Omega\,, \quad (9)$$

де

Δt - крок за часом;

Δn_i - приріст декартової складової вектора зовнішньої нормалі до поверхні;

індекс «ip» означає обчислення для точки інтегрування і підсумовування по всіх точках інтегрування даного контрольного обсягу;

індекс «» вказує, що величина відповідає попереднього значення часу.

Зміна маси (масова витрата) через поверхню елемента обсягу отримано як

$$\dot{m}_{ip} = \left(\rho V_i \Delta n_i\right)_{ip} . \quad (10)$$

Величини, отримані при вирішенні, наводяться до центрів контрольного обсягу. Незважаючи на це деякі члени рівнянь потребують вирішення для точок інтегрування. Для знаходження величин всередині елемента сітки використовуються апроксимуючі функції (функції форми) кінцевих елементів.

Зміна деякої змінної всередині обсягу можна записати як

$$\phi = \sum_{i=1}^{n} N_i \phi_i , \quad (11)$$

де

N_i - апроксимуюча функція для і-го вузла;

ϕ_i - значення змінної в і-м вузлі;

n- число вузлів елемента.

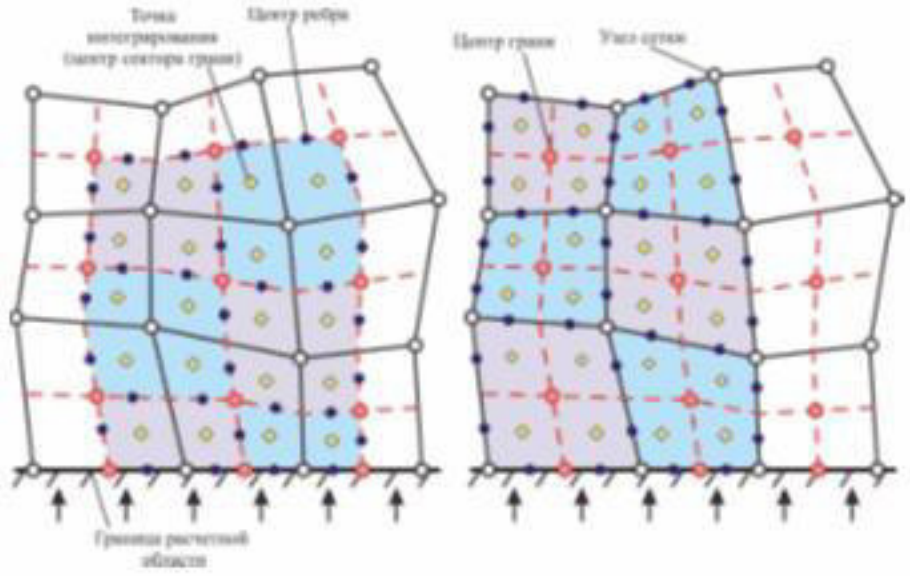
Підсумовування відбувається по всіх вузлах елемента. При цьому апроксимуюча функція має такі властивості:

$$\sum_{i=1}^{n} N_i = 1 , \quad (21)$$

для і-го вузла $N_i = \begin{cases} 1, & i = j; \\ 0, & i \neq j. \end{cases}$

Одним з важливих властивостей МКО є те, що в ньому закладено точне інтегральне збереження таких величин, як маса, кількість руху і енергія на будь-якій групі контрольних обсягів і, отже, на всій розрахунковій області. Це властивість проявляється при будь-якому числі вузлових точок, а не тільки в граничному випадку дуже великого їх числа. Таким чином, навіть рішення на грубій сітці задовольняє точним інтегральним балансам [4, 5, 7].

Існує два основні різновиди МКО, що характеризуються розташуванням контрольного обсягу по відношенню до елементів вихідної (геометричній) сітки (рис.0.2): МКО, центрована по вузлу і МКО, центрована по осередку [4, 8].



Мал. 10.2. Схема контрольного об'єму, центрована по вузлу (зліва) і центрована по осередку (праворуч)

Також в обчислювальних алгоритмах можуть використовуватися так звані рознесені (шахові) або поєднані сітки.

10.1.1. Метод контрольного об'єму, центрованого по вузлу

Грані розташовані посередині між вузловими точками сітки, вузол геометричній сітки є центром контрольного обсягу. Таким чином, базовим є положення вузлів, навколо яких розташовуються контрольні обсяги. Зазначений підхід зручний при використанні структурованих (регулярних) сіток при дискретизації розрахункової області [3].

Проте, при використанні МКО, Центрованим по вузлу, виникає чимало труднощів. Розрахункова сітка і вихідна геометрична не збігаються. Звернення до центру контрольного обсягу (або вузлів геометричній сітки) простежується без труднощів, проте формування осередків контрольних обсягів уявити набагато складніше. Контрольні обсяги можуть мати форму значно складніше, ніж елементи геометричної сітки. Крім того, розташування контрольних обсягів на кордонах вимагає окремого розгляду.

Перевагою розташування контрольного обсягу навколо вузла геометричній сітки є висока точність знаходження градієнтів і похідних, оскільки межі, на яких вони обчислюються, розташовані точно посередині між двома сусідніми вузлами

геометричній сітки. При цьому точність величин, отриманих для розрахункового вузла інтеграцією по контрольному обсягом, виявляється нижче.

10.1.2. Метод контрольного об'єму, центрованого по осередку

Для побудови розрахункової сітки використовується вже наявна геометрична сітка. Грані контрольного обсягу збігаються з гранями комірки вихідної сітки, розрахунковим вузлом є центр геометричній осередку.

Зазначена формулювання дозволяє використовувати вже готові осередки, створені на етапі дискретизації розрахункової області, в якості контрольних, що добре реалізується на основі дискретизації неструктурованими сітками.

Цей різновид МКО врятована від необхідності введення додаткових умов при розгляді граничних областей (рис. 3, справа). З іншого боку, контроль за формуванням розрахункових вузлів, їх розподілом за розрахунковою області стає вельми скрутним.

Найбільшу точність при використанні осередків геометричній сітки в якості контрольних обсягів мають величини, отримані інтегруванням за обсягом. Градієнти і похідні, що обчислюються на гранях, матимуть менший порядок точності.

10.2. Рознесені і суміщені сітки

Для розрахунку поля тиску і швидкостей МКО в зазначеній вище постановці використовується загальна розрахункова сітка, що складається з контрольних обсягів і розрахункових вузлів (центрів контрольного обсягу). Без додаткових модифікацій методу в цьому випадку може виникнути ряд проблем [4].

По-перше, при апроксимації градієнта тиску для рівняння кількості руху дискретний аналог буде містити різниця тисків між двома який сусідніми точками. Це означає, що тиск береться з сітки більш грубою, ніж основна розрахункова, і це повинно вести до зниження точності рішення. Подібні міркування справедливі також побудови градієнта швидкостей з рівняння нерозривності для випадку нестисливої рідини.

По-друге, можливим помилковим наслідком апроксимації може стати виникнення неоднорідних (хвилястого, шахматно) полів тиску і швидкостей, які, тим не менш, будуть сприйматися як однорідні. Поява осциляцій в рішенні для тиску і швидкості може виникнути, якщо центральні різниці використовуються для апроксимації всіх похідних на суміщеної сітці. Осцилююче рішення з'являється через двох незв'язаних на різних точках сітки рішень для тиску, яке можливо, якщо центральні різниці використовуються суміщеної сітці. Осциляції, як правило, зростають при збільшенні числа Рейнольдса, оскільки дисипативні члени за допомогою яких здійснюється зв'язок значень, і в сусідніх точках, в цьому випадку малі.

Уникнути неоднорідного уявлення розподілу тиску і швидкостей можна уникнути при використанні рознесених (шахових) сіток для розрахунку полів тиску і швидкостей або модифікацією МКО [4].

Перший спосіб означає, що для кожної залежної змінної можна використовувати свою сітку. При розрахунку складових швидкості значну вигоду дає визначення їх на сітці, відмінною від сітки, яка використовується для всіх інших змінних. Використання такої сітки лежить в основі процедур SIVA і SIMPLE, а також алгоритмів на їх основі [4].

При розташованої в шаховому порядку сітці складові швидкості розраховуються для точок, що лежать на гранях контрольних обсягів. Таким чином, складова швидкості уздовж осі розраховується на гранях, перпендикулярних напрямку осі. Слід зазначити, що по відношенню до вузлових точках основної сітки точки, в яких визначається, зміщені тільки в напрямку осі. Іншими словами, ці точки лежать на відрізках, що з'єднують дві сусідні (уздовж осі) розрахункові
точки. Розрахункова точка для повинна лежати на межі контрольного об’єму.

Чисельні методи, що застосовуються для вирішення завдань газової динаміки, по суті, є інструментом, що дозволяє використовувати наявну математичну модель - систему Нав'є-Стокса. Їх використання в даному разі розширило можливості дослідників, для яких стало можливим моделювати поведінку рідини або газу при найрізноманітніших умовах, часом нездійсненних в реальному світі. З цією метою створювалися програмні алгоритми, які потім безпосередньо використовувалися

для розрахунків на комп'ютерах. Однак число користувачів обмежувалося вузьким колом фахівців, які безпосередньо займаються обчислювальної газової динамікою.

Природним кроком в еволюції чисельного моделювання динаміки рідини і газу стало створення розрахункових пакетів (CFD-пакетів або комплексів), орієнтованих на широку аудиторію користувачів - науковців, студентів, інженерів і т. Д. У такому вигляді математичний апарат, укладений в чисельні методи, став дійсно універсальним, а з урахуванням стрімкого розвитку обчислювальної техніки і потужним засобом в проведенні чисельних розрахунків по газовій динаміці. Крім того, при використанні CFD-пакетів стає необов'язковим володіти глибокими знаннями з чисельних методів, способів дискретизації і т.п.

Обчислювальні комплекси для проведення розрахунків по газовій динаміці прийнято характеризувати за рівнем складності вирішуваних завдань (підтримуване число вузлів розрахункової сітки, ступінь обліку нелінійностей), за кількістю моделей поведінки рідин і газів. На сьогоднішній день CFD-пакети умовно діляться на наступні класи:

1. «Важкі» - комплекси високого класу, які підходять як для наукових, так і інженерних розрахунків, здатні вирішувати найскладніші завдання з урахуванням великої кількості ефектів і використанням широкого набору математичних підходів, в тому числі специфічних. До класу «важких» належать лідери серед комерційних CFD-пакетів - ANSYS CFX (ANSYS, Inc.), Star-CD (CD-adapco), FLUENT (ANSYS, Inc. разом з Fluent, Inc.). Всі вони містять велику кількість моделей турбулентності, здатні вирішувати завдання різної складності з урахуванням горіння, хімічних реакцій, багатофазних потоків, підтримують різні типи сіток і т. Д.

2. Середнього класу. Призначені, головним чином, для розрахунків інженерного рівня складності. Набір використовуваних моделей також може бути досить широким. До цього розряду можна віднести COSMOSFloWorks (Solid Works Co.), STAR-CCM + (CD-adapco), ANSYS FLOTRAN (ANSYS, Inc.).

3. «Легкі» - CFD-комплекси, що використовують алгоритми невисокої точності (використовуються, наприклад, в якості навчально-методичних), або мають вузьку спрямованість розрахунку (спеціально створені під певну проблематику).

Слід відзначити той факт, що переважна більшість CFD-кодів, реалізованих в програмах, засноване на використанні МКО в різних варіаціях.

Незважаючи на різницю в можливостях програм різних класів, принциповий порядок проведення розрахунку в них однаковий і є такі дії:

1. Підготовка розрахункової моделі. В цей етап входять:

а) Створення геометричної моделі, яка описує розрахункову область.

б) Генерація гратчастої моделі на основі створеної геометрії.

в) Завдання граничних і початкових умов, вибір фізичної моделі розрахунку (наприклад, моделі турбулентності, теплопровідності, горіння і т. д.) - препроцессінг.

2. Рішення завдання вирішувача.

3. Перегляд і оцінка результатів - постпроцесінг.

4. При необхідності, корекція розрахункової моделі (зміна геометрії, гратчастої, фізичної моделі). Проведення рішення з урахуванням змін.

Як правило, корекція розрахункової моделі проводиться через незадовільні результати, отриманих в кінці рішення. Однак, зміни можуть бути продиктовані, наприклад, бажанням простежити вплив якості сіткової моделі (кількості осередків, їх параметрів) на результат, обчислювальні витрати, збіжність розрахунку або ж виявити адекватність застосування тієї чи іншої фізичної моделі.

10.3. Опис архітектури і процесу розв’язання поставленої задачі за допомогою пакета ANSYS CFX

Пакет ANSYS CFX складається з 5 додатків, між якими відбувається потік інформації, що виникає в процесі поставлення і розв’язання задач гідродинаміки (рис. 1.13).

CFX-Mesh або інший додаток генерування сіток Ansys CFX-Pre (препроцесор фізики) Ansys CFX-Solver Manager (менеджер задач) Ansys CFX- Solver (вирішувач) Ansys CFX- Post (постпроцесор)

Рисунок 3.1 - Схема поставлення і розв’язання задачі з використанням пакета ANSYS CFX

Розглянемо, за які етапи процесу поставлення і розв’язання задачі відповідає кожен додаток пакета.

CFX - Mesh, або інший додаток генерації сітки, – це перший крок поставлення задачі. На даному етапі відбувається таке:

1) визначення геометрії області дослідження;

2) створення областей потоків рідин або газів, твердих областей і задавання імен граничним областям;

3) установка параметрів сітки.

Система ANSYS CFX дозволяє імпортувати геометричні дані з більшості сучасних систем автоматизованого проектування (CAD) і автоматично генерувати сітку на їх основі. Таким чином, перший етап поставлення задачі може бути виконаний у зовнішньому додатку (CAD-системі). **ANSYS CFX - Pre** реалізує процес визначення фізики задачі. Фізичний препроцесор імпортує сітку, яка була створена на першому кроці. Це другий крок поставлення задачі, на якому визначаються фізичні моделі, на основі яких відбуватиметься моделювання процесу, а також їх основні параметри і характеристики.

CFX-Pre дозволяє визначити граничні умови процесу (вхідні, вихідні параметри), моделі теплообміну і т.д.

ANSYS CFX-Solver – це програма, що реалізує процес розв’язання задачі обчислювальної гідродинаміки. Імпортується задача, поставлена за допомогою ANSYS **CFX – Pre,** і виконується пошук розв’язку всіх необхідних змінних**:**

1) рівняння у частинних похідних інтегруються по всьому об'єму задачі у області дослідження і повинні відповідати виконанню закону збереження (мас або кількості руху) для кожної досліджуваної області;

2) інтегральні рівняння, які були одержані, перетворюються в систему алгебраїчних рівнянь шляхом апроксимації членів в інтегральних рівняннях;

3) алгебраїчні рівняння розв’язуються чисельним методом.

ANSYS CFX-Solver Manager – це надбудова над CFX-Solver. Вона дозволяє контролювати хід розв’язання задачі:

1) визначати вхідні файли вирішувача;

2) запускати або припиняти CFX - Solver;

3) контролювати процес розв’язання задачі;

4) встановлювати CFX - Solver для проведення паралельних обчислень.

ANSYS CFX-Post – це програма, призначена для аналізу, візуалізації і подання результатів, які одержані у ході розв’язання задачі за допомогою **ANSYS CFX-Solver.** Для цього використовуються такі засоби:

1) візуалізація геометрії та областей, які досліджуються;

2) векторні графіки для візуалізації напрямів і величин течій;

3) візуалізація зміни скалярних величин (таких, як температура, тиск) усередині досліджуваної області.

Графіки, зображення і відео, які одержані у результаті аналізу розв’язання задачі можна зберегти у вигляді окремих файлів.

10.3.1. Постановка задачі для моделювання

Пакет ANSYS CFX власне формує середовище, у якому є можливість сформувати геометричний об’єкт, тобто камеру, що моделюється, включаючи вантажі у кейджах, повітроохолодники, тощо. Позитивним є той факт, що геометрична модель проектується у масштабі 1:1, що, у свою чергу, дозволяє адекватно відобразити усі локальні аеродинамічні параметри, включаючи масштаби турбулентності та параметри пристінних шарів без їх масштабування. Вбудовані у ANSYS CFX програми генераторів сіток дозволяють згенерувати розрахункові сітки будь-якої складності та тонини відображення об’єкта (підпрограми Workbench та ICEFM). Розрахункова сітка передається у блок препроцесора ANSYS CFX, у якому, власне і відбувається програмування індивідуальної моделі. Тут задаються початкові та граничні умови, включаючи початкову температури вантажів, температуру охолодженого повітря, граничні умови на стінках, стелі та підлозі камер, що дозволяє максимально урахувати індивідуальні особливості конкретного проекту.

Тут також можна увести параметри, які дозволять провести варіативні розрахунки для вибору оптимальних конструкцій повітрохолодників, а саме: - швидкість та швидкість потоку повітря, його початкову температуру, геометрію повітроохолодника, тощо. Далі сформована модель передається до Solver – блока вирішення,

де відбувається ітераційне вирішення систем диференціальних рівнянь аеродинаміки та теплообміну. При чому, наявна можливість задавати значення пристінної турбулентності у вигляді будь-якої складності у залежності від очікуваного результату та ресурсу обчислювальних систем. Після отримання результатів модель передається до постпроцесора. Постпроцесор дає можливість проаналізувати отримані результати і визначити оптимальну конструкцію камери з усіма можливими індивідуальними особливостями, включаючи геометричні розміри само камери, оптимальне розміщення вантажів (рядами, коридорами, уступами, тощо), відстань між рядами, інше. Особливо сприятливою є можливість детально проаналізувати та визначити оптимальну конструкцію, параметри та геометрію пристрою, яке б забезпечило найвищу інтенсивність теплообміну між повітрям та продуктом, що заморожується.

10.3.2 Моделювання обтікання вантажів у камері шокового заморожування м'ясних продуктів із повітроохолодниками стельового типу.

Моделювання проводилося на кафедрі теплоенергетики та холодильної техніки НУХТ за допомогою ліцензованого пакету ANSYS CFX 15. На рис.10.3. пприйняте для моделювання розміщення вантажів. Прийнятий розмір кейджа - 1x1x1,6, що відповідає прийнятим у м'ясній промисловості розмірам. За такої компоновки вантажів виробнича продуктивність камери складе 15т на цикл.

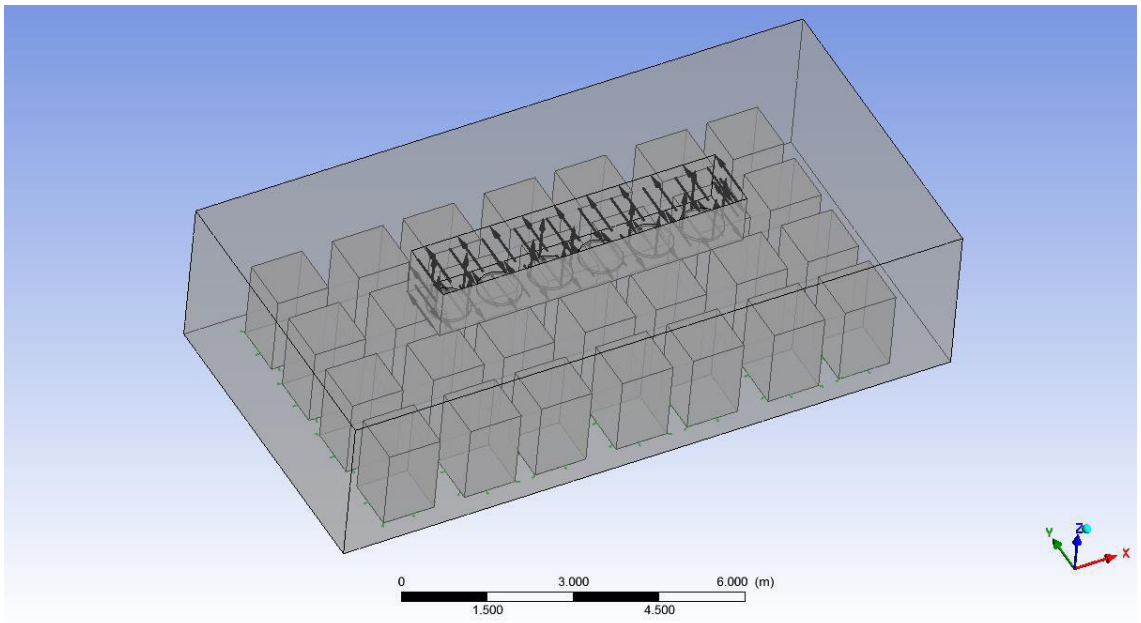


Рис.10.3. Розміщення вантажів у cage у камері заморожування.

Для вирішення задачі охолодження вантажів у cage було створено два домени – один тверде тіло (продукти) рис.10.3. Другий домен – власне повітряний простір, яких охоплює перший домен і сполучається із ним через тепловий контакт зовнішньої поверхні cage. При цьому програма сама визначає умови аеродинамічної та теплової взаємодії між доменами. На рис.10.4. наведено розрахункову сітку повітряного домену, посередині якої видно розміщений стельовий повітроохолодник із стрілками, які визначають граничні умови виходу повітря від вентиляторів через бічні решітки повітроохолодників.

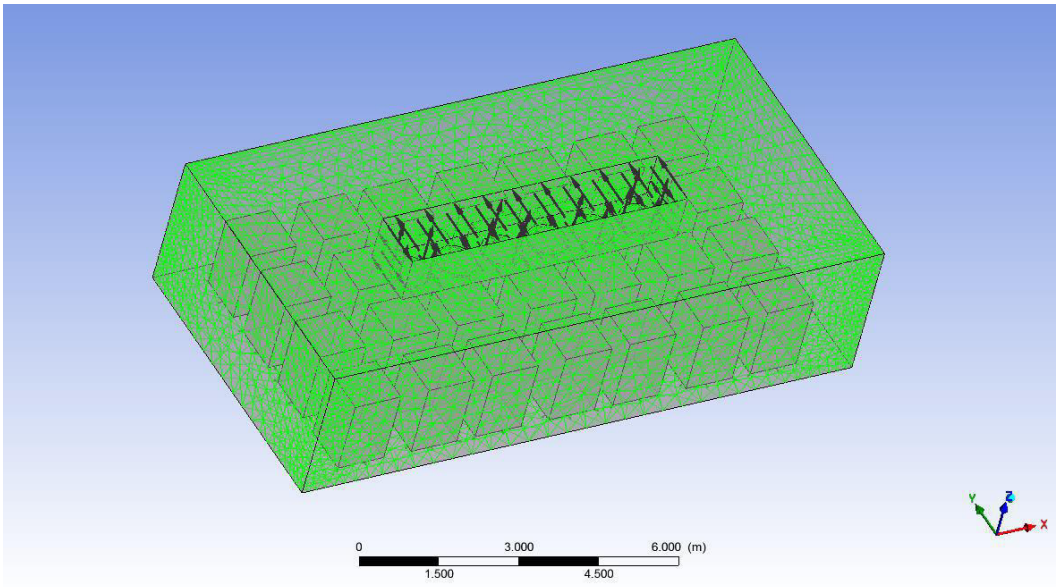


Рис.10.4. Розрахункова сітка дослідної камери

Для забезпечення адекватних розрахунків при прийнятній тривалості циклу розрахунку сітки cage виконано структурованими (у формі паралелепіпеда), причому, із урахуванням необхідності детального розрахунку тривалості. Для забезпечення точності розрахунків при прийнятній тривалості циклу розрахунку сітки cage1 виконано структурованими (у формі паралелепіпеда), причому, із урахуванням необхідності детального розрахунку тривалості заморожування пристінна сітка у напрямку до повітряного домену розбита із змінним кроком, зменшуючись до стінок cage. Таке розбиття дозволяє більш точно відобразити нестаціонарний процес заморожування. При програмуванні задачі прийнято наступні спрощення: Прийнято осереднені значення теплоємності та теплопровідності продуктів у cage за даними для м’яса.

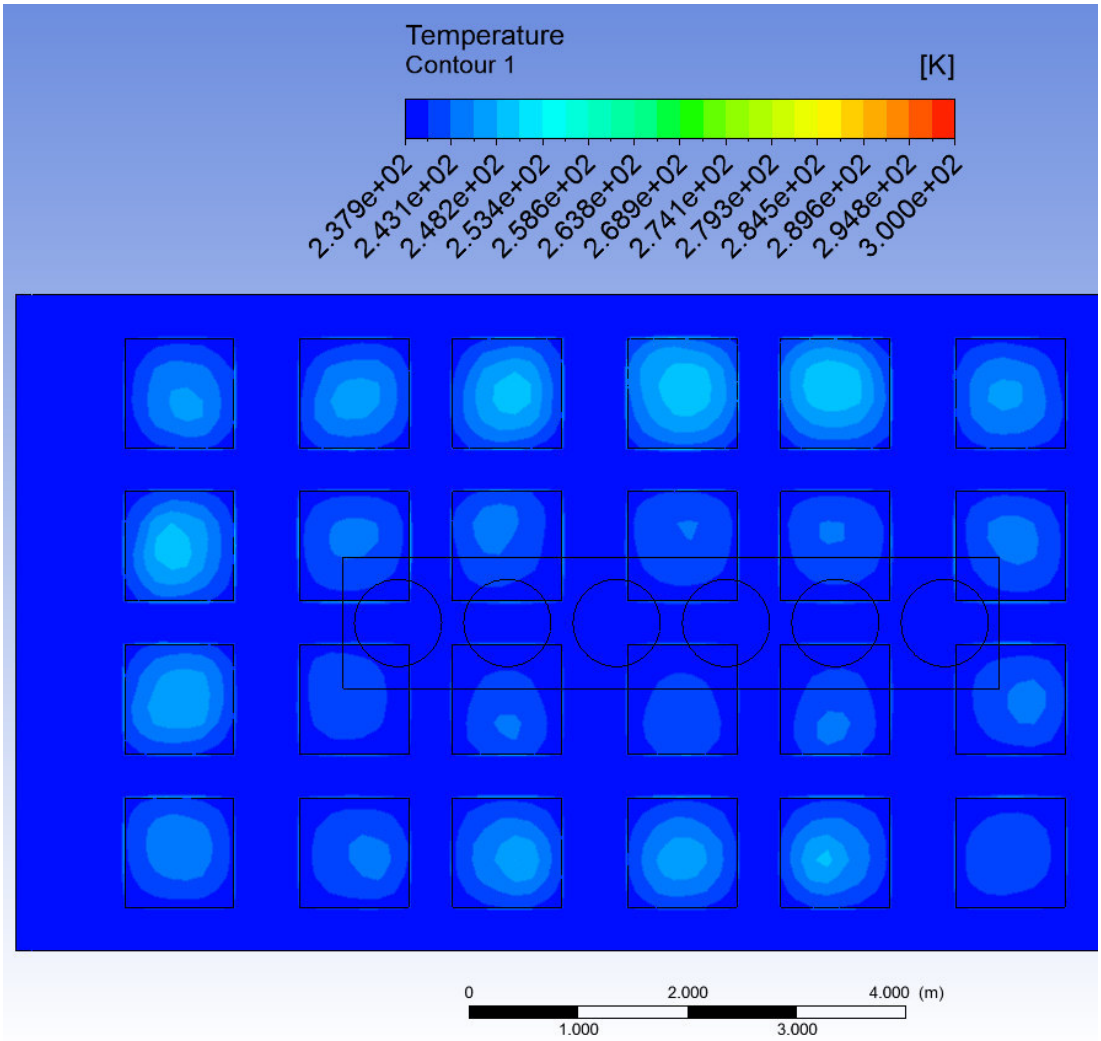


Рис.10.5. Поле температури на фронтальному переріз при температурі - 35^0C.

Як видно з поля температур відбувається інтенсивне охолодження масиву у cage, починаючи від стінок. Слід зауважити, що температура повітря у перерізі у зоні периферійних рядів cag помітно вища від температури у близькості від повітроохолодника, що пояснюється інтенсивним рухом повітря на всмоктуванні у вентилятори повітроохолодника.

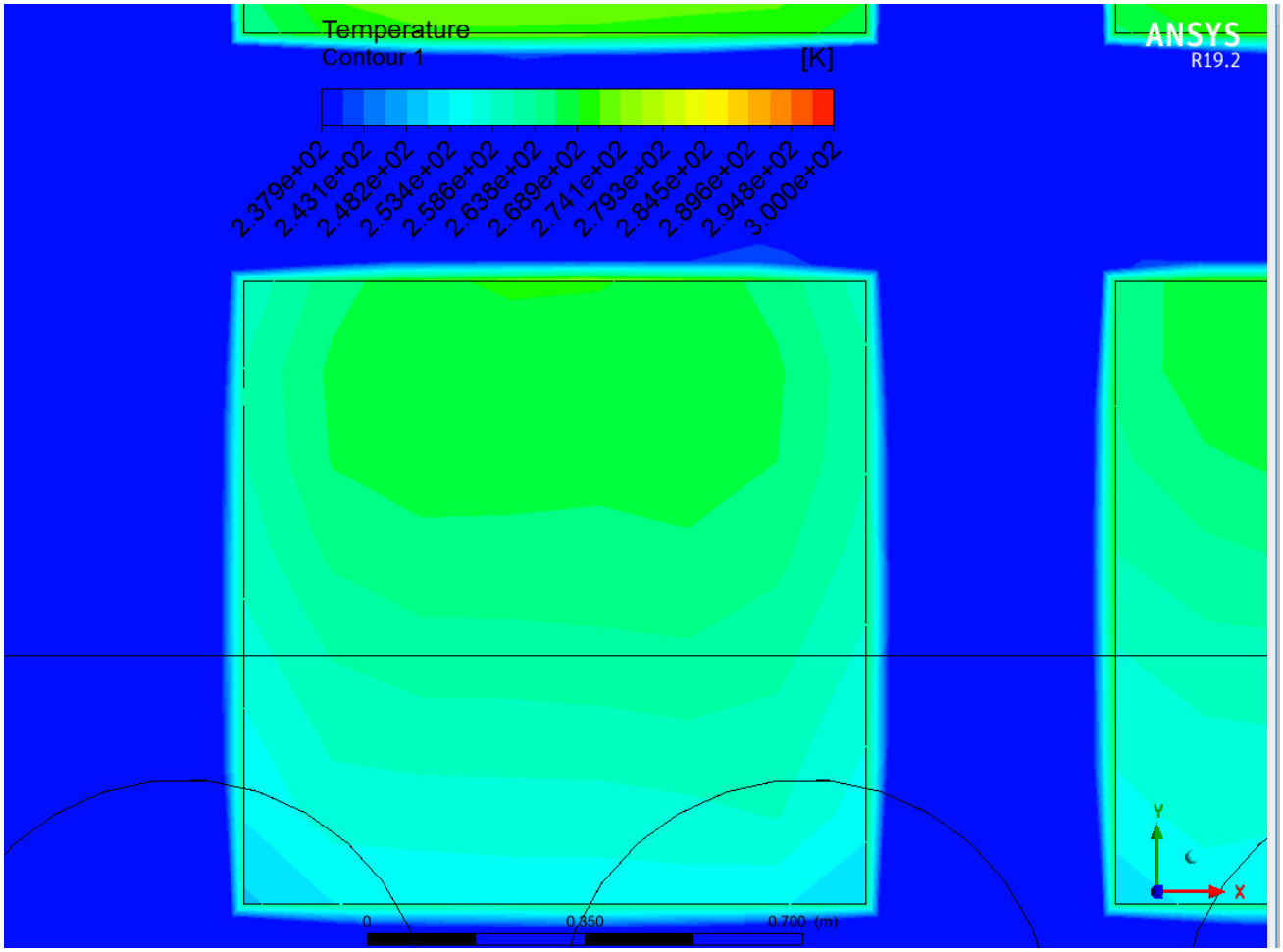


Рис.10.6. Поле температури поряд з досліджуваними «cage».

Для побудови графіків розподілу температури, а також більш детального розгляду досліджуваної камери проведено декілька ліній в середині досліджуваної камери, рис. 10.7.

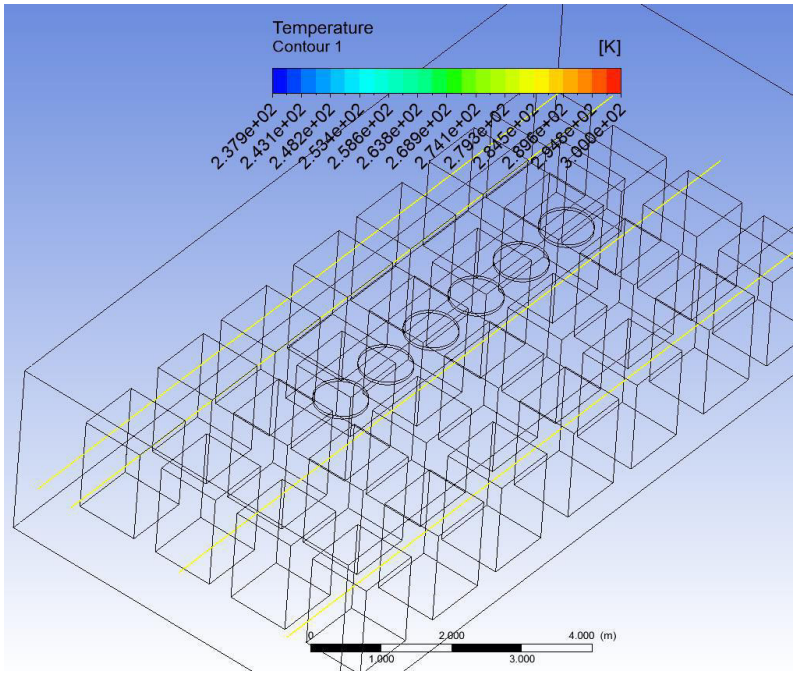


Рис.10.7. Побудова ліній в середині досліджуваної камери.

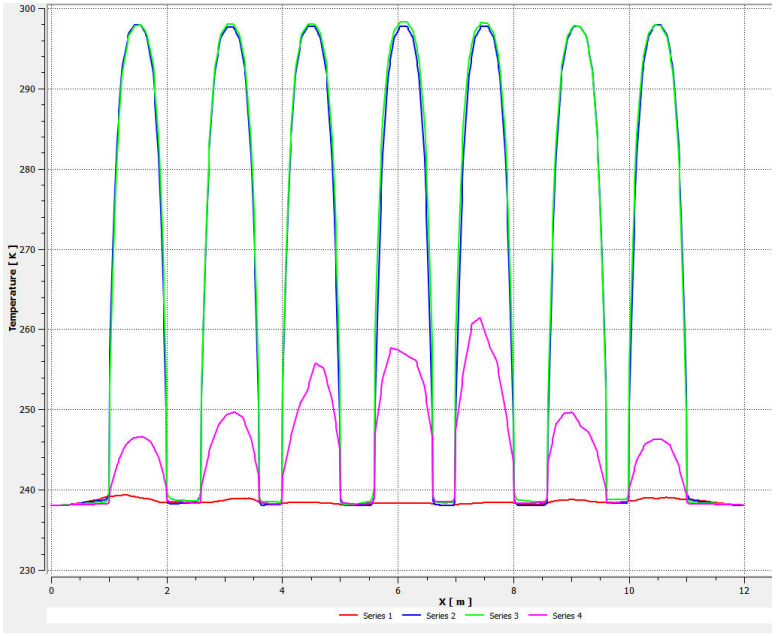


Рис.10.8. Графік зміни температури в досліджуваній камері t=-35^{0}C

На рис. 10.9. представлено розподіл руху повітря по всій досліджуваній камері. Як бачимо даний комплекс дає можливість аналізувати інтенсивність охолодження кожної палети вантажу, в загальному масиві. Даний підхід дозволяє значно розширити можливості проектування сучасних холодильних

камер, а також вийти на новий рівень якісних характеристик проектування камер шокової заморозки.

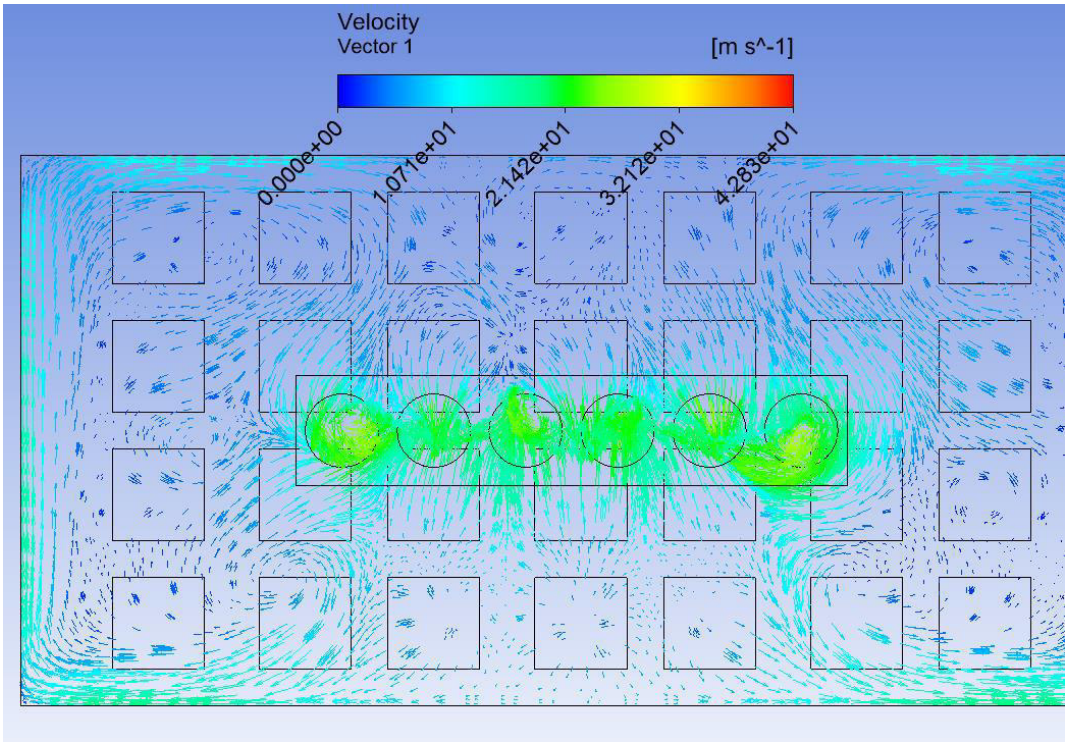


Рис.10.9. Зміна швидкості руху повітря в досліджуваній камері t=-35^{0}C

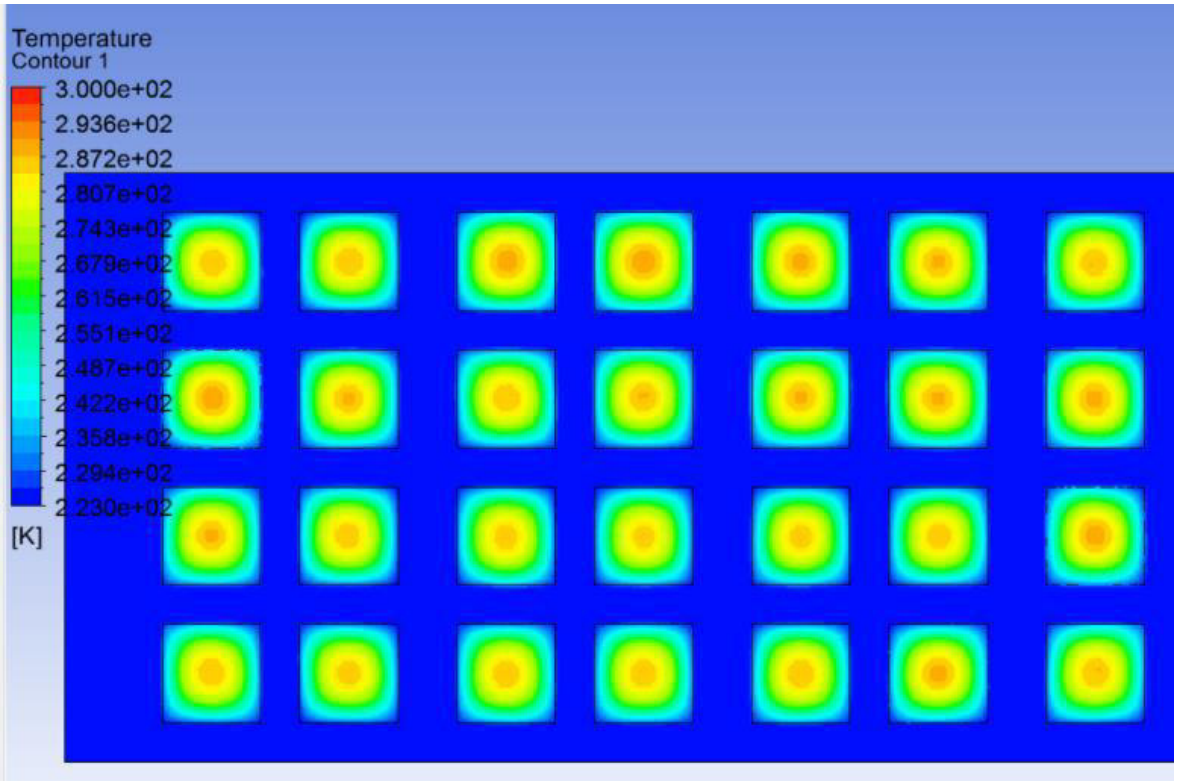


Рис.10.10. Поле температур в експериментальній камері t=-50^{0}C

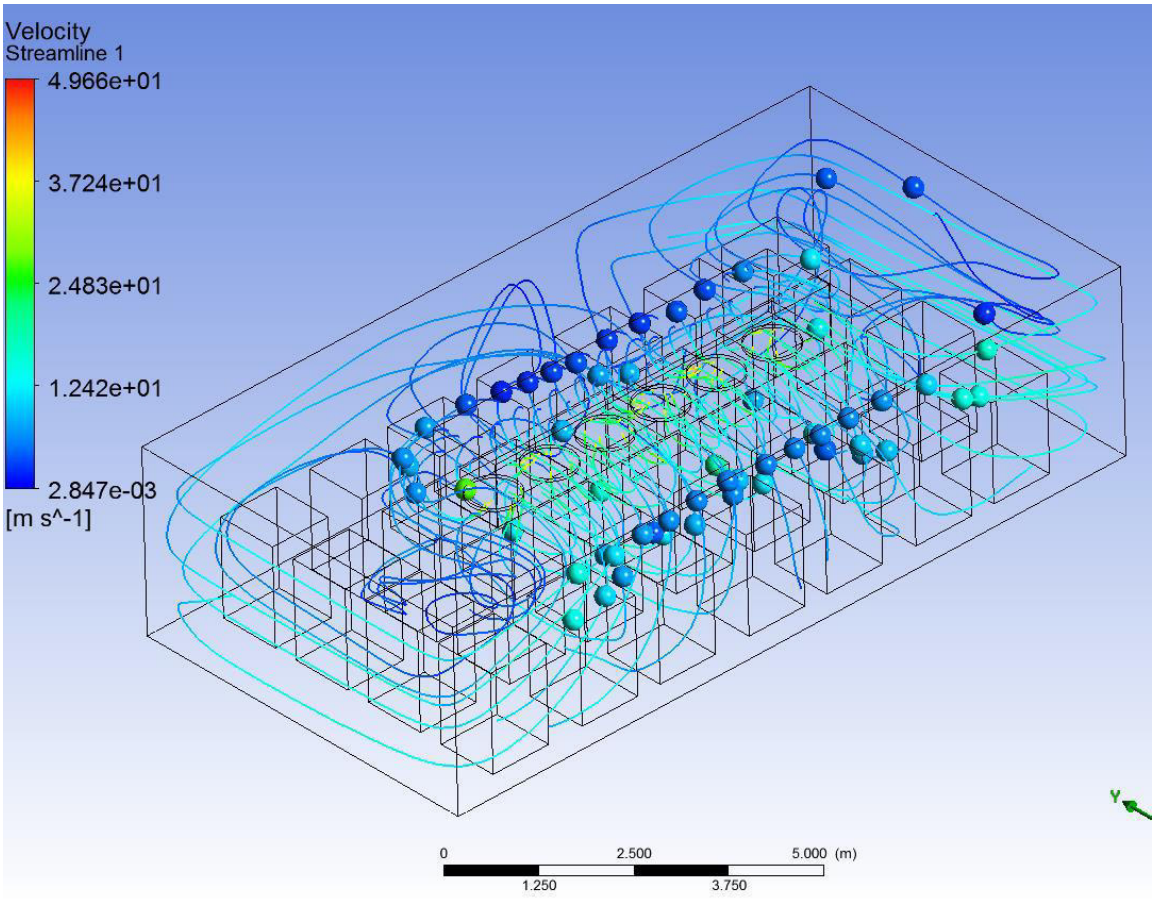


Рис.10.11. Розподіл повітря в камерах шокової заморозки

9.4. Висновки

Виконане моделювання свідчить про широкі можливості застосування даного метода для оптимального проектування камер шокової заморозки м'ясної продукції.

Варіативне моделювання дозволяє визначити найбільш прийнятну конструкцію повітроохолоджувачів, запровадити додаткові повітророзподільні пристрої, а також оптимально розмістити продукти у камері з метою максимального зменшення тривалості циклу та оптимізації самого виробничого процесу.

11. ОХОРОНА ПРАЦІ

1.Забезпечення продовольчої безпеки держави та ефективність глобальних агропромислових ланцюгів постачання.

Холодильні споруди, які традиційно розглядалися виключно як утилітарні об'єкти складської нерухомості, у сучасній інженерній парадигмі трансформувалися у складні термодинамічні системи, де архітектурна форма, теплофізичні властивості огороджувальних конструкцій та біохімічні процеси у продукції, що зберігається, утворюють єдиний інтегрований комплекс. В Україні фундаментальною основою для проєктування таких об'єктів є Державні будівельні норми (ДБН), зокрема ДБН В.2.2-42:2021 «Споруди холодильників. Основи проєктування», введення яких ознаменувало перехід до нових стандартів енергоефективності та техногенної безпеки.

Цей звіт пропонує глибокий академічний аналіз методології проєктування холодильних потужностей, синтезуючи вимоги національного законодавства з фундаментальними фізичними принципами тепломасообміну, викладеними у міжнародних стандартах (ASHRAE) та спеціалізованій літературі. Метою роботи є не лише ретрансляція нормативних вимог, а й розкриття фізичної сутності процесів, що лежать в основі інженерних розрахунків, від кінетики кристалізації води в клітинах харчових продуктів до аеродинаміки інфільтраційних потоків через дверні отвори.

2. Нормативно-правовий ландшафт: Аналіз ДБН В.2.2-42:2021

2.1. Еволюція нормативної бази та сфера застосування

Введення в дію ДБН В.2.2-42:2021 з 1 вересня 2022 року стало критичним етапом гармонізації української будівельної галузі з сучасними технологічними реаліями Цей документ, розроблений Міністерством регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, замінив застарілі радянські стандарти (СНиП), які не враховували появу нових ізоляційних матеріалів та логістичних технологій. Важливо підкреслити, що норми

поширюються на всі етапи життєвого циклу об'єкта: нове будівництво, реконструкцію, капітальний ремонт та технічне переоснащення.

Інтеграція цього документу в загальну правову систему будівництва підтверджується його тісним взаємозв'язком із суміжними нормами. Зокрема, термінологічний апарат базується на ДБН А.2.2-3 (загальні поняття) та ДБН В.2.2-43 (складські будівлі), а вимоги пожежної безпеки безпосередньо корелюють із ДБН В.2.5-56. Цікавим є також перехресне посилання на цей стандарт у ДБН В.2.2-2:2024, що регулює проєктування теплиць і парників. Це свідчить про розмивання меж між аграрним виробництвом (вирощування) та логістикою (зберігання), формуючи єдиний технологічний простір «від лану до столу», де холодильні технології відіграють ключову роль стабілізації якості продукції.

2.2. Концептуалізація архітектурно-планувальних рішень

Академічна точність вимагає чіткої дефініції об'єкта дослідження. ДБН В.2.2-42:2021 вводить специфічне поняття «блок зберігання», яке фундаментально змінює підхід до зонування холодильників. Блок зберігання визначається як комплексна частина споруди, що інтегрує в собі безпосередньо холодильні камери, охолоджувані транспортні коридори (тамбури) та вантажні платформи (рампи).

Така інтеграція є не просто архітектурною примхою, а інженерною необхідністю. Створення буферних зон (транспортних коридорів) із проміжною температурою дозволяє суттєво зменшити градієнт температур на вході в основні камери зберігання, що, згідно з законами термодинаміки, знижує інтенсивність теплопритоків та конденсацію вологи. Нормативне закріплення понять «ворота докового типу» та «висотне стелажне зберігання» вказує на орієнтацію норм на сучасні автоматизовані логістичні центри, де мінімізація присутності персоналу та герметичність завантажувальних шлюзів є стандартами галузі.

2.3. Імперативи техногенної та пожежної безпеки

Холодильні склади класифікуються як об'єкти підвищеної небезпеки через специфіку використовуваних матеріалів та технологій. Розділ 5 ДБН В.2.2-42:2021 встановлює жорсткі вимоги до пожежної безпеки, враховуючи, що сучасні ізоляційні матеріали (пінополіуретан, поліізоціанурат) є горючими полімерами.

Особлива складність полягає в проєктуванні систем автоматичного пожежогасіння. В умовах від'ємних температур традиційні водяні спринклерні системи є неефективними через ризик замерзання води в трубопроводах. Тому норми вимагають застосування спеціальних рішень, таких як сухотрубні системи (де вода подається в труби тільки після спрацювання датчика) або системи газового/порошкового гасіння, узгоджені з вимогами ДБН В.2.5-56. Для великих об'єктів норми передбачають додаткові заходи щодо зонування протипожежними відсіками для локалізації потенційного займання та запобігання його поширенню по горючому утеплювачу всередині "сендвіч-панелей".

3. Феноменологія термічного опору та коефіцієнта

Коефіцієнт теплопередачі U є інтегральною характеристикою, що відображає здатність конструкції чинити опір тепловому потоку. Він є оберненою величиною до суми термічних опорів усіх шарів конструкції та опорів тепловіддачі на граничних поверхнях:

Аналіз складових цього рівняння розкриває важливі фізичні нюанси. Для сучасних високоізольованих холодильних камер, де використовуються товсті шари пінополіуретану з низьким коефіцієнтом теплопровідності. У таких випадках вплив поверхневих плівок стає мізерно малим, і інженери іноді нехтують ним для спрощення розрахунків, хоча академічна строгість вимагає їх врахування.

Проте ситуація змінюється при аналізі зовнішніх умов. Значення суттєво залежить від швидкості вітру. Якщо для нерухомого повітря, то при швидкості вітру 15 миль/год (бл. 24 км/год) це значення зростає до 34 Вт/(м²·К). Це

означає, що вітер "здуває" пограничний шар повітря, знижуючи термічний опір на поверхні та інтенсифікуючи теплопередачу, що є критичним фактором для окремо розташованих холодильників у вітряних регіонах.

3.2. Радіаційний теплообмін та "сонячна температура"

Класична формула теплопередачі враховує лише конвективну різницю температур. Однак для поверхонь, що піддаються інсоляції (покрівля, південні та західні стіни), необхідно враховувати радіаційний нагрів. Сонячна енергія, що поглинається поверхнею, трансформується в тепло, підвищуючи температуру зовнішньої обшивки вище температури навколишнього повітря.

Для коректного розрахунку використовується концепція "сонячної температури" (sol-air temperature), яка є фіктивною температурою зовнішнього повітря, що дала б такий самий тепловий потік, як і сумісна дія конвекції та радіації.[4] Ігнорування цього компонента, особливо для регіонів з високою інсоляцією (південь України), може призвести до недооцінки теплового навантаження на 15-20% у літній піковий період, що спричинить нездатність холодильної установки підтримувати заданий режим.

4. Психорометрія повітрообміну: Інфільтраційне навантаження

Інфільтрація, або неконтрольоване надходження зовнішнього повітря, є однією з найбільш енергоємних складових теплового балансу. На відміну від трансмісії, де тепло передається через тверде тіло, тут відбувається перенесення маси (повітря та водяної пари), що вимагає застосування законів термодинаміки вологого повітря.

Теплове навантаження від інфільтраціїскладається з двох компонентів:

1. **Явне тепло (Sensible Heat):** Енергія, необхідна для зниження температури сухого повітря .
2. **Приховане тепло (Latent Heat):** Енергія фазового переходу, що виділяється при конденсації водяної пари та її подальшій кристалізації (утворення інею) на поверхні повітроохолоджувачів.

Важливим аспектом, висвітленим у джерелах, є вплив щільності повітря. Холодне повітря всередині камери є більш щільним і важким, що створює надлишковий тиск у нижній частині приміщення та розрідження у верхній, стимулюючи інтенсивний газообмін при відкриванні дверей. Саме тому використання тамбурів (блоків зберігання згідно з ДБН В.2.2-42), швидкісних воріт та повітряних завіс є критичним для мінімізації цього навантаження.

5. Біофізика продукту: Теплові процеси у живій та неживій матерії

Продуктове навантаження є найбільш варіативною складовою розрахунку, оскільки воно залежить не лише від фізичних параметрів (маса, температура), а й від біологічної природи об'єкта зберігання.

5.1. Теплофізичні властивості та фазові переходи

Процес охолодження харчових продуктів описується рівнянням нестаціонарного теплообміну. Ключовою особливістю є залежність питомої теплоємності від фазового стану води у продукті. Оскільки вода має високу теплоємність (4.18 кДж/кг·К), а лід — майже вдвічі меншу (2.09 кДж/кг·К), теплоємність продукту до замерзання завжди вища, ніж після замерзання).

Процес заморожування супроводжується виділенням значної кількості прихованої теплоти кристалізації (334 кДж/кг для чистої води). Точний розрахунок часу заморожування та динаміки тепловіддачі є критично важливим для збереження якості. Дослідження ASHRAE (проєкт RP-1123) підкреслюють складність визначення коефіцієнтів поверхневої тепловіддачі для продуктів складної форми. Було розроблено унікальний ітеративний алгоритм, який дозволяє на основі експериментальних кривих охолодження (cooling curves) відновлювати коефіцієнти тепловіддачі з точністю ±30%. Це дозволяє інженерам проєктувати камери шокової заморозки (blast freezers) з високою точністю, уникаючи як недозаморожування (ризик псування), так і енергетично надлишкового переохолодження.

5.2. Метаболічне тепло: Дихання плодоовочевої продукції

Особливу категорію складають "живі" продукти – фрукти та овочі. Навіть після збору врожаю у їхніх клітинах продовжуються процеси окислювального метаболізму (дихання), в результаті яких споживається кисень, виділяється вуглекислий газ, вода та теплова енергія (respiration heat).

Інтенсивність дихання експоненційно залежить від температури: кожні 10°C підвищення температури прискорюють метаболізм у 2-3 рази (правило Вант-Гоффа). Тому при розрахунку охолодження теплої продукції з поля не можна брати константу тепловиділення. Академічно правильним підходом є використання середнього значення теплоти дихання між початковою температурою продукту та цільовою температурою зберігання. Ігнорування цього "внутрішнього генератора тепла" може призвести до так званого "самонагрівання" продукту в центрі штабеля, де тепловіддача ускладнена, що спричиняє псування всієї партії.

5.3. Специфіка м'ясної промисловості: Охолодження туш

Охолодження м'ясних туш (яловичина, свинина) представляє собою складну задачу через значну товщину продукту та його неоднорідну структуру (м'язи, жир, кістки). Згідно з даними галузевих оглядів, процес охолодження яловичих туш вимагає врахування не лише загальної маси, а й геометрії, яка впливає на аеродинамічне обтікання повітрям. Жирова тканина має нижчу теплопровідність, ніж м'язова, діючи як ізолятор, що сповільнює відведення тепла з глибини стегна. Тому розрахункові моделі для м'ясокомбінатів часто базуються на емпіричних даних та коефіцієнтах, отриманих шляхом натурних випробувань на аналогічних об'єктах.

6. Інженерний синтез: Методологія підбору обладнання

Завершальним етапом проєктування є перехід від розрахунку теплопритоків до вибору потужності компресорного обладнання. Тут виникає

необхідність врахування експлуатаційних коефіцієнтів, які відображають реальний режим роботи підприємства.

6.1. Коефіцієнт одночасності та навантаження на компресор

Сумарне теплове навантаження всіх камер комплексу рідко діє одночасно. У великих логістичних центрах операції завантаження/розвантаження рознесені у часі. Тому для централізованих систем холодопостачання навантаження на компресор визначається з урахуванням коефіцієнта несинхронності, що дозволяє оптимізувати капітальні витрати, встановлюючи компресори меншої сумарної потужності. Однак для систем з 1-2 камерами цей ефект відсутній, і обладнання підбирається на пікове навантаження.

6.2. Коефіцієнти використання об'єму

Ефективність системи також залежить від щільності завантаження. Навчальні посібники наводять емпіричні коефіцієнти використання будівельної площі, які корелюють з розміром камери: від 0.70 для малих камер (<100 м²) до 0.85 для великих терміналів (>400 м²). Це пояснюється тим, що у великих камерах частка площі, зайнятої технологічними проходами, є відносно меншою, що підвищує теплову інерцію завантаженого об'єму і стабілізує роботу системи.

6.3. Експлуатаційні запаси та надійність

Врахування непередбачуваних факторів (старіння ізоляції, екстремальні погодні умови, похибки персоналу) реалізується через введення коефіцієнта запасу (safety margin), який зазвичай становить 1.1–1.2 (або додавання 10-20% до розрахункового навантаження). Крім того, потужність компресора повинна забезпечувати відведення добового тепла за скорочений період часу (зазвичай 16-20 годин), залишаючи час на технологічні перерви для відтавання повітроохолоджувачів.

7. Висновки

Аналіз нормативної бази та теоретичних основ проєктування холодильних споруд дозволяє зробити висновок про мультидисциплінарний характер цієї галузі. Сучасний холодильник, спроєктований згідно з ДБН В.2.2-42:2021, є високотехнологічною системою, де кожне інженерне рішення повинно бути верифіковане термодинамічним розрахунком.

Від точності визначення трансмісійних втрат з урахуванням сонячної радіації та вітрового навантаження до моделювання біохімічної активності збережуваної продукції – кожен аспект впливає на кінцеву енергоефективність об'єкта. Інтеграція наукових даних про коефіцієнти тепловіддачі (ASHRAE) та практичних методик розрахунку інфільтрації дозволяє мінімізувати експлуатаційні витрати та забезпечити стабільність температурних режимів, що є критичним для збереження якості харчових продуктів. Подальший розвиток галузі вимагатиме ще глибшої інтеграції будівельних норм з технологіями комп'ютерного моделювання теплових полів (CFD) для оптимізації аеродинаміки всередині блоків зберігання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Теоретичні основи холодильної техніки: Метод. Вказівки до вивчення дисципліни та виконання розрах. Роботи для студентів спец. 6.090500 «холодильні машини і установки» ден. та заоч. форм навчання /Уклад.: А.В.Форсюк.-К.: НУХТ, 2003. – 32с.

2. Холодильні машини: Метод. вказівки до викон. курсового проекту на тему: “Поршневий компресор” для студ. спец. 6.090500 “Холодильні машини і установки” ден. та заоч. форм навчання /Уклад.: А.В.Форсюк. – К.: УДУХТ, 2000.

3. Методичні вказівки до розрахунку компресора. – Одеса.: ОДАХ.

4. Холодильні машини: Метод. вказівки до вивч. дисц. та викон. курс. роботи для студ. спец. 6.090500 “Холодильні машини і установки” заоч. форми навчання /Уклад.: А.В.Форсюк, С.М.Василенко, В.І.Гоштовт. – К.: УДУХТ, 2000. – 42с.

5. Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г. Примеры и расчеты холодильных машин и апаратов: Учеб. Пособие. – М.: Госторгиздат, 1960.– 240с.

6. Явнель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с.; ил. – (Учебники и учебные пособия для техникумов).

7. ДБН В.2.2-42:2021 Будівлі та споруди. Споруди холодильників. Основи проектування, accessed November 28, 2025, https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=98072

8. Chung, T. J. (2015). Computational Fluid Dynamics. Cambridge University Press; 2nd edition (September 27, 2010), 1058 pages, ISBN-10 : 0521769698 ISBN-13 : 978-0521769693

9. S.L. Dixon and C.A. Hall (2010). Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery Book (Sixth Edition 2010), ISBN 978-1-85617-793-1, DOI https://doi.org/10.1016/C2009-0-20205-4

10. Tadeusz Stolarski, Yuji Nakasone and Shigeka Yoshimoto (2018). Engineering Analysis with ANSYS Software (Second Edition 2018), ISBN 978-0-08-102164-4, DOI https://doi.org/10.1016/C2016-0-01966-6

11. Alawadhi, Esam M. (2016). Finite element simulations using ANSYS / Esam M. Alawadhi (Second Edition 2016), Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, [2016], 421 pages, ISBN: 9781482261974, 1482261979

12. Ansys Inc. (n.d.). Ansys Learning Forum. Ansys Innovation Space. Режим доступу: https://forum.ansys.com/

13. Ansys Inc. (n.d.). Ansys Academic software. Режим доступу: https://www.ansys.com/academic

14. Ansys Inc. (n.d.). Ansys for Students. Режим доступу: https://www.ansys.com/academic/students

15. Heat and Mass Transfer, IIT Bombay. Prof. S.P. Sukhatme, Prof. U.N. Gaitonde. NPTEL (National Programme on Technology Enhanced Learning). Режим доступу: https://nptel.ac.in/courses/112101097

16. Fluid Mechanics, IIT Kharagpur. Prof. Suman Chakraborty. NPTEL (National Programme on Technology Enhanced Learning). Режим доступу: https://nptel.ac.in/courses/112105171

17. Основи проектування холодильних споруд: вимоги та норми ДБН В.2.2-42:2021, accessed November 28, 2025, https://termocom.com.ua/ua/osnovi-proektuvannja-holodilnih-sporud-vimogi-ta-normi-dbn-v-2-2-42-2021/

18. Heat Load Calculation Methods for Refrigeration Systems - Knowledge, accessed November 28, 2025, https://www.jinhaocooler.com/info/heat-load-calculation-methods-for-refrigeratio-103127166.html

19. Refrigeration Load, accessed November 28, 2025, https://consultancyengineering.com/wp-content/uploads/2023/12/CH-12-Refrigeration-Load.pdf

20. Calculation of food freezing times and heat transfer coefficients, accessed November 28, 2025, https://impact.ornl.gov/en/publications/calculation-of-food-freezing-times-and-heat-transfer-coefficients/

21. Chapter 5. Refrigeration Load | NC State Extension Publications, accessed November 28, 2025, https://content.ces.ncsu.edu/introduction-to-the-postharvest-engineering-for-fresh-fruits-and-vegetables/5-refrigeration-load

22. Refrigeration Load Estimating Manual (RLE) - Hussmann Krack, accessed November 28, 2025, https://www.krack.com/ns/Documents/RLE.pdf

23. -1- Міністерство освіти і науки України Тернопільський національний т - ELARTU, accessed November 28, 2025, https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/123456789/17282/1/metodychnyy_posibnyk_praktychy_roboty_Holodylna%20technika.pdf

24. Мнацаканов, Г.К. Основи проектування холодильників: навч. пос. / Г.К. Мнацаканов. – Одеса.: ОДАХ, 2004.- 71 с.

25. Гетун, Г.В. Основи проектування промислових будівель: Навч. посіб. / Г.В. Гетун. – К.: Кондор, 2003. – 210 с.

26. Пилипенко, О.Ю. Проектування холодильних установок і систем [Електронний ресурс]: метод. рекомендації до вивч. дисц. та викон. контрольної роботи для здобувачів освітнього ступеня «Магістр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навч. / уклад.: О.Ю. Пилипенко. – К.: НУХТ, 2021. – 22 с. (№ 33.129-16.09.2021)

27. Пилипенко, О.Ю. Проектування холодильних установок і систем [Електронний ресурс]: конспект лекцій для здобувачів освітнього ступеня “Магістр” спец. 142 “Енергетичне машинобудування” освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навч. / О.Ю. Пилипенко. – К.: НУХТ, 2021. – 62 с. (№ 33.130-16.09.2021)

28. Хмельнюк, М.Г. Проектування холодильників для зберігання плодоовочевої продукції : підручник / М.Г. Хмельнюк, В.П. Кочетов, А.В. Форсюк; під загальною редакцією М.Г. Хмельнюк. – Херсон.: ФОП Грінь Д.С., 2015. – 162 с.

29. Хмельнюк, М.Г. Холодильні установки та сфери їх використання. Підручник / М.Г. Хмельнюк, О.С. Помазко, І.О. Помазко – Херсон: Гринь Д.С., 2014. - 484 с.

30. Хмельнюк, М.Г. Холодильні установки спеціального призначення. Підручник / М.Г. Хмельнюк, О.С. Помазко – Херсон: Гринь Д.С., 2013. - 488 с.

31. Тітлов О. С., Горикін С. Ф. Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості : навч. посібник. Львів : Новий Світ - 2000, 2012. 286 с.

32. Домарецький В. А., Остапчук М. В., Українець А. І. Технологія харчових продуктів : підручник. Київ : НУХТ, 2003. 572 с.

33. Масліков М. М. Холодильна технологія харчових продуктів : навч. посіб. Київ : НУХТ, 2007. 335 с.