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
_____ _Блаженко С.І.	_____ __Петренко В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)	(підпис) (прізвище та ініціали)
«___» _____ 2022 р.	«___» _____ 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА

зі спеціальності_142 Енергетичне машинобудування_____
(код та назва спеціальності)
освітньо-професійної програми_____
_____Холодильні техніка та технологія_____
на тему:___ Проект фруктосховища місткістю 10000 тон у м. Херсон_____
_____

Виконав: здобувач 5 курсу, групи _____

_____Шипко Олег Володимирович_____ _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник ___Мирошник Марія Миколаївна_____ _____
(прізвище , ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Консультант _____ _____
(прізвище , ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Рецензент _____ _____
(прізвище , ім'я та по батькові повністю) (підпис)

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

_____
(підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2022 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ТЕХТ
проф. Петренко В.П.
"03" листопада 2021 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Шипко Олег Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **Проект фруктосховища місткістю 10000 тон у м. Херсон**

керівник роботи к.т.н., доц., Мирошник М.М.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від 01.11.2021р. №859-кс
2. Строк подання здобувачем роботи 01.02.2022 року
3. Вихідні дані до роботи передбачити камери зберігання сировини(охолодженої), холодоагент R507a, теплоізоляційні конструкції сендвіч-панелі на основі ППУ

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
Вступ, 1. Техніко-економічне обґрунтування 2. Технологія зберігання продукції 3. Об'ємно-планувальне рішення супермаркету, що проектується4. Вибір будівельних конструкцій та ізоляційних матеріалів 5. Розрахунок ізоляції 6.Розрахунок теплонадходжень до охолоджуючих приміщень та визначення навантаження на обладнання камер та компресор 7. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу, розрахунок холодильної машини та вибір компресори 8.Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів 9. Розрахунок діаметрів трубопроводів, вибір допоміжного обладнання холодильної установки 10. Охорона праці 11.Розрахунок економічних показників 12. Список використаної літератури. Додатки

5. Перелік графічного матеріалу

1. План та розріз будівлі холодильника (А1)
2. План та розріз будівлі машзалу (А3)
3. Принципова схема розводки трубопроводів середньотемпературна (А1)

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання 03.11.2021

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач _____ Шипко О.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Мирошник М.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

В даному дипломному проекті був розроблений та спроектований холодильник для зберігання фруктів місткістю 10000 т. у м. Херсон. В проекті розроблена холодильна схема та виконаний підбір необхідного холодильного обладнання для умов експлуатації даного холодильника. Розроблений проект отримав максимальну енерго-ефективність та досяг необхідного ефекту в отриманні штучного холоду при мінімальних капітальних та експлуатаційних затратах. Також в проекті наведений повний розрахунок та опис технології та холодопостачання під час зберігання продукції в охолодженому вигляді, а також приведений детальний підбір основного та допоміжного обладнання холодильної установки.

Даний диплом містить такі розділи: "Технологічна схема", "Розрахунок холодильника", "Техніко-економічні показники " та "Охорона праці".

В дипломному проекті враховані новітні досягнення в об'ємно-планувальних та конструктивних рішеннях холодильних установок і схем охолодження. У проект були задіяне таке програмне забезпечення як: "Microsoft Office 2010" та "Mathcad 14", креслення та схеми до проекту виконанні за допомогою "AutoCAD 2015". Формат креслень А1.

Ключові слова: аміак, R717, охолодження, зберігання фруктів, холодильна машина, 10 000 тон продукції.

Зміст

Вступ…….....6
1.Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції……..9
2.Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника……14
3.Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника……..…21
4.Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень……..35
5.Вибір розрахункового робочого режиму та підбір компресорів……....83
6. Вибір теплообмінного обладнання…….....93
7. Вибір допоміжного обладнання ……100
8. Визначення діаметру трубопроводів і гідравлічних втрат в мережі …....104
9. Техніко-економічні показники ……..116
10. Охорона праці……..120
Список використаної літератури…….128

Вступ

Сучасний рівень виробництва харчових продуктів характеризується з однієї сторони збільшенням врожайності полів за рахунок введення нових врожайних сортів рослин, селекцією високопродуктивних сортів, хімізацією сільського господарства; з іншого боку – скорочення посівних площ внаслідок будівництва міст, розширення мережі доріг, аеродромів, промислових комплексів, під які найчастіше виділяють кращі землі. Це все відбувається на тлі постійного і швидкого збільшення населення планети. Питання продовольства стає одним з найбільш важливих і гострота рішення цього питання буде зростати.

Зараз проблема полягає не в тому , що харчові ресурси вичерпані, а в тому, що втрати продовольства і сільськогосподарської продукції на шляху від полів до столу споживача досягають значних величин. Зараз у світі виробляється близько 4 млрд.тонн харчових продуктів, половина з який вимагає холодильної обробки, і лише чверть проходить таку обробку. Близько 30% продукції не доходить до споживача.

Тому необхідне створення беззупинного холодильного ланцюга, що складається з окремих ланок, які забезпечують умови для беззупинної холодильної обробки і збереження швидкопсувних продуктів на шляху від місць чи виробництва вирощування до місць споживання .

Початковою ланкою холодильного ланцюга є виробничо – заготовчі холодильники, що є складовою частиною харчового підприємства і являють собою самостійні організаційні структури. Робота цих холодильників має винятково сезонний характер і не розрахована на тривале збереження продукції, тому обсяг камер не повинен бути дуже великим.

Це камери охолодження і заморозки. Базові холодильники призначені для накопичення та збереження продукції заготовленої в першій ланці холодильного ланцюжка.

Штучний холод у плодоовочевій промисловості використовують при попередньому

охолодженні, транспортуванні, заморожуванні і збереженні плодів і овочів, а також у виробництві і збереженні соків і плодоовочевих консервів.

Сучасні технологічні процеси попереднього охолодження, а саме швидке зниження температури перед транспортуванням і закладкою на збереження, дозволяє продовжити термін холодильного збереження.

Під час проектування холодильників зважені наступні задачі:

- забезпечення високих теплозахисних властивостей конструкцій шляхом використання сучасних ефективних теплоізоляційних матеріалів, герметизацією стиків панелей, дверей, введень труб і кабелів;
- розробка і впровадження прогресивних технологій холодильної обробки, зберігання, і транспортування фруктів при суворому нормуванні і підтримці температури і вологості на основі раціонального вибору енергозбережуючих систем, інженерного устаткування, у тому числі на базі мікропроцесорної техніки ;
- досягнення мінімального питомого обсягу камер шляхом удосконалення об'ємно – планувальних і конструктивних рішень холодильників;
- під час проектування і будівництва впроваджений принцип формування холодильників і холодильних комплексів обробки і збереження фруктів на основі блокових автономних будівельно – технологічних секцій (модулів) комплектного постачання .

1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції

Фруктосховища призначені для забезпечення високої якості фруктів та підвищення термінів їх зберігання, що дає змогу забезпечувати населення свіжими фруктами протягом всього року.

Фруктосховище знаходиться у місті Херсон, місткість камер зберігання 10000т, серед них: персики – 2000т, яблука – 5000т, апельсини – 2000т, полуниця – 1000т. Холодозабезпечення здійснюється завдяки власним холодильним установкам на базі фреонових холодильних машин. Для покращення якості вихідної продукції та подовження терміну зберігання на фруктосховищі використовуються камери з регульованим газовим середовищем. Для якісного зберігання вибраних видів фруктів задаються такі температурно - вологісні режими.

Яблука – зберігаються насипом в дерев'яних контейнерах 1200х1000х1000мм місткістю 540 - 640 кг. Яблука у звичайній атмосфері зберігаються при температурі : Зимові сорти – 0…-2°С, у регульованому газовому середовищі ця температура може бути вище на 1…2°С. Відносна вологість при цьому підтримується на рівні 90-95%, що дає змогу значно зменшити втрати внаслідок усушки і підтримувати свіжий вигляд продукції. Термін зберігання у регульованому газовому середовищі (РГС) складає від 3 до 9 місяців в залежності від сорту. Температура яблук, що надходять до фруктосховища приймається +25°С для літнього періоду і +10°С для осіннього.

Для зберігання яблук приймаємо такий температурно - вологісний режим: $t_{зим.сорт} = 0°С$, $\varphi_{зим.сорт} = 90\text{-}95\%$, термін зберігання 8 місяців.

Апельсини – зберігаються насипом в дерев'яних контейнерах 1200х1000х1000мм місткістю 540 - 640 кг. Температура зберігання апельсинів складає: +3…0°С. Відносна вологість – 85-90%. Термін зберігання у звичайній

атмосфері – 2-5 місяців в залежності від сорту. Термін зберігання у РГС – на 2-3 місяці довше від звичайного. Для зберігання апельсинів приймаємо такий температурно-вологісний режим в камерах зберігання: : $t_{.}$ = 0°С, φ = 86-90%, термін зберігання 7-8 місяців. Температура апельсинів, що надходять до фруктосховища приймається +25°С для літнього періоду і +10°С для осіннього.

Персики - Рекомендована температура зберігання плодів персика від -1 до +2 ºС. Зберігання за вищих температур упродовж 2–5 днів перед закладанням в холодильні камери дозволяє уникнути ватоподібної структури м'якуша у сортів, схильних до цієї хвороби. Оптимальна відносна вологість повітря для зберігання персиків – 90%. Рекомендований рівень циркуляції повітря від 20 до 25 м³/год. або вентиляція від 80 до 100 м³/год. на 1 т плодів. Очікувана тривалість зберігання плодів персика за температури 0 ºС становить від 2-х до 6-ти тижнів. Низка сортів персика добре зберігається за температури 0 ºС в атмосфері, що містить 8–10% двоокису вуглецю та 11–13% кисню. Однак якщо атмосфера містить понад 10% двоокису вуглецю, деякі сорти зберігаються погано. Тому оптимальним складом атмосфери для зберігання персиків буде суміш із 2% кисню та 0–5% двоокису вуглецю. Кожен сорт має свої вимоги до складу газових сумішей. Наприклад, для сорту Ельберта використовують наступні суміші: 2% двоокису вуглецю, 2% кисню; 2% двоокису вуглецю, 5% кисню; 5% двоокису вуглецю, 2% кисню.

Ягода суниці – живий організм, і після збору внаслідок транспірації проходить саморозігрів продукції, що призводить до швидкої втрати якості. Саме тому дуже важливим є якнайшвидше охолодження продукції.Охолодження продукції проводять методом примусової вентиляції, причому перевага надається вакуумному способу (коли охолоджене повітря не продувається примусово, а втягується за рахунок вакууму створеного вентилятором на протилежній стороні камери).

Потрібно уникати повторного нагрівання продукції тому, що при цьому конденсується волога, яка спричиняє швидке псування ягід.

Оптимальний рівень вологості при зберіганні суниці 90 – 95 % – при заниженій вологості ягоди втрачають тургор і їх подальша транспортабельність значно знижується. В данному проекті передбачено зберігання замороженої полуниці в картонних ящиках. Полуниця надходить на підприємство, в камері технічної обробки продукції заморожується, вкладається в ящики та надходить на зберігання в камери з температурою -20^{0}С.

Усі фрукти, що надходять до фруктосховища охолоджуються в камерах попереднього охолодження повітрям, від температури +25°С до +7-8°С. Температура в камері попереднього охолодження t = +5°С.

Таблиця 1.1 Умови зберігання фруктів

№ пор.	Назва камери	Температура, °С	Відносна вологість, %	Циркуляція повітря	Тривалість зберігання (процесу)
1	Яблука	0	85-95	Примусова 2 м/с	8 місяців
2	Персики	-1	85-95	Примусова 2 м/с	7-8 місяців
3	Апельсини	+3	85-90	Примусова 2 м/с	7-8 місяців
4	Полуниця	-20	85-95	Примусова 3 м/с	7-8 місяців
5	Камера технічної обробки продукції	+5	90	Примусова 3 м/с	5 год

Розвантажувально-завантажувальні роботи

Всі розвантажувально-завантажувальні роботи проводяться за допомогою вилкового електронавантажувача Nissan QX2-30.

Технічні характеристики:

- вантажопід’ємність – 2500 кг
- висота підйому – 3000 - 7000 мм
- центр завантаження – 500 мм
- Напруга батареї – 80 В
- Між стелажний проліт – 3655 мм
- Ємність батареї – 620 А*год

До споживачів фрукти з фруктосховища будуть надходити автотранспортом та залізницею.

Розрахунок часу охолодження яблук .

1. Визначаємо температури кріоскопічної точки та ентальпії яблука у початковому $h_{\text{поч}}$ та охолодження $h_{\text{кінц}}$ станах:

$t_{\text{кр}} = -2°\text{C}$

$h_{\text{поч}} = 321{,}5$ кДж/кг

$h_{\text{кінц}} = 271{,}7$ кДж/кг

$t_{\text{кам}} = -0°\text{C}$

2. Розраховуємо коефіцієнт тепловіддачі, α:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{п}}}{\delta}$$

Де Nu - критерії Нуссельда, порядок визначення якого залежить від повітря, δ- товщина , м:

$$Nu = 0{,}37 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{0.8}$$

Де Re- критерії Рейнольдса для повітря:

$$Re = \frac{\omega \cdot \delta \cdot \rho}{\mu}$$

ω- швидкість руху повітря, м/с

ρ- густина, кг/м^3

μ- динамічний коефіцієнт в*язкості, Па· с

$\lambda_{\text{п}}$- коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/м · К

ω = 2 м/с

ρ= 1,25 кг/м^3

μ=1,7 · 10^{-5} Па· с

δ = 1,2 м

$\lambda_{\text{п}}$ = 0,022 Вт/м · К

$$Re = \frac{\omega \cdot \delta \cdot \rho}{\mu} = \frac{2 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}25}{1{,}7 \cdot 10^{-5}} = 17{,}6 \cdot 10^4$$

$$Nu = 0{,}37 \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Re^{0.8} = 0{,}37 \cdot 0{,}72^{\frac{1}{3}} \cdot (17{,}6 \cdot 10^4)^{0.8} = 521$$

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{\text{п}}}{\delta} = \frac{521 \cdot 0{,}022}{1{,}2} = 9{,}55 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

3. Знаходимо визначальний розмір:

$$R = \frac{\delta}{2} = \frac{1.2}{2} = 0.6 \text{ м}$$

4. Розрахувати критерій Біо за формулою:

$$Bi = \frac{\alpha \cdot R}{\lambda_{\text{п}p}} = \frac{9.55 \cdot 0.6}{0.43} = 13.3$$

$\lambda_{\text{п}p}$- коефіцієнт теплопровідності

$\lambda_{\text{п}p}$=0,43 Вт/м · К

5. Розрахувати безрозмірну температуру на поверхні продукту в кінці охолодження:

$$\theta = \frac{t_{\text{пов}} - t_{\text{кам}}}{t_{\text{о}} - t_{\text{кам}}} = \frac{5 - 0}{13 - 0} = 0{,}38$$

$t_{\text{пов}}$- температура продукту

$t_{\text{пов}}$- початкова температура продукту

6. За графіком безрозмірної температури в центрі пластини знаходимо число Фур*є Fo:

Fo=0,35

7. Розрахувати час охолодження:

$$\tau = \frac{Fo \cdot R^2}{\alpha_{\text{п}p}} = \frac{0.35 \cdot 0.6^2}{12.1 \cdot 10^{-8}} = 180 \text{ год}$$

$\alpha_{\text{п}p}$- коефіцієнт теплопровідності

2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника.

Будівля холодильника фруктосховища проектується одноповерховою , з металевими несучими конструкціями, при використанні яких навантаження від покриття та підвісного обладнання передається на металевий каркас. Зовнішні стіни холодильника утворюють сендвіч-панелі змонтовані на металевий каркас, внутрішні перегородки охолоджуваних приміщень мають однакову конструкцію із зовнішніми. Фундаменти будівлі холодильника сприймають все навантаження від будівельних конструкцій, вантажів, обладнання і передають їх на ґрунт. Холодильник обладнаний автомобільною і залізничною платформами. Крім холодильних камер, в будівлі холодильника знаходиться камера для калібрування, фасування, заморожування і упакування продукції. Продукція поступає в експедицію, дефектна продукція надходить в окрему камеру. Біля основної будівлі холодильника знаходиться будівля для службових приміщень, з іншої сторони холодильника машинне відділення.

Сітку колон приймаю рівною 6 ×12 м, висоту камер – 6 м. Ширину вантажних коридорів приймаю 6, а їхню висоту – 6 м. Висоту складування продукції – 5 м.

1. Визначаємо необхідну площу основних камер:

а) камери зберігання продуктів по формулі (7.2) [1]

Охолоджені персики в дерев’яних ящиках:

$$F_{\text{пер}} = \frac{B_к}{q_v \cdot h_{гр} \cdot \beta}$$

$B_к$=2000 – вміст камери зберігання, тон;

					КР 000.142.008.004.2022.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Шипко О.В.			Проект фруктосховища місткістю 10000 тон у м. Херсон	Літ.	Лист.	Листів
Перевір.		Мирошник М.М.						
Реценз.						НУХТ ЗХМ-5-9		
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

q_v=0,34 – норма навантаження на 1 м^3, тон/м^3;

$h_{гр}$=5 – грузова висота штабеля, м;

β=0,9 – коефіцієнт використання площі.

$$F_{\text{пер}} = \frac{2000}{0{,}34 \cdot 5 \cdot 0{,}9} = 1307{,}18\, м^2$$

Кількість будівельних прямокутників знаходимо по формулі (7.6)[1]:

$$n = \frac{F_{\text{пер}}}{f_{\text{прям}}} = \frac{1307{,}18}{72} = 18{,}15$$

Приймаю 19 прямокутників.

Тоді дійсна площа камери:

$$F_{\text{пер}} = n \times f_{\text{прям}} = 19 \times 72 = 1368 \text{ м}^2$$

Охолоджені яблука в дерев'яних ящиках:

$$F_{\text{ябл}} = \frac{B_к}{q_v \cdot h_{гр} \cdot \beta}$$

$B_к$=5000 – вміст камери зберігання, тон;

q_v=0,34 – норма навантаження на 1 м^3, тон/м^3;

$h_{гр}$=5 – грузова висота штабеля, м;

β=0,9 – коефіцієнт використання площі.

$$F_{\text{ябл}} = \frac{5000}{0{,}34 \cdot 5 \cdot 0{,}9} = 3267\, м^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{\text{ябл}}}{f_{\text{прям}}} = \frac{3267}{72} = 45{,}38$$

Приймаю 46 прямокутників.

Тоді дійсна площа камери:

$$F_{ябл} = n \times f_{прям} = 46 \times 72 = 3312 \text{ м}^2$$

Охолоджені апельсини в дерев'яних ящиках:

$$F_{ап} = \frac{B_к}{q_v \cdot h_{гр} \cdot \beta}$$

$B_к$=2000 – вміст камери зберігання, тон;

q_v=0,32 – норма навантаження на 1 м^3, тон/м^3;

$h_{гр}$=5 – грузова висота штабеля, м;

β=0,9 – коефіцієнт використання площі.

$$F_{ап} = \frac{2000}{0{,}32 \cdot 5 \cdot 0{,}9} = 1078{,}15\ м^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{ап}}{f_{прям}} = \frac{1078{,}15}{72} = 14{,}63$$

Приймаю 15 прямокутників.

Тоді дійсна площа камери:

$$F_{ап} = n \times f_{прям} = 15 \times 72 = 1080 \text{ м}^2$$

Заморожена полуниця в картонних ящиках:

$$F_{пол} = \frac{B_к}{q_v \cdot h_{гр} \cdot \beta}$$

$B_к$=1000 – вміст камери зберігання, тон;

q_v=0,35 – норма навантаження на 1 м^3, тон/м^3;

$h_{гр}$=5 – грузова висота штабеля, м;

β=0,9 – коефіцієнт використання площі.

$$F_{\text{пол}} = \frac{1000}{0{,}35 \cdot 5 \cdot 0{,}9} = 635\,м^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{пол}}{f_{\text{прям}}} = \frac{635}{72} = 8{,}81$$

Приймаю 9 прямокутників.

Тоді дійсна площа камери:

$$\text{F}_{\text{пол}} = n \times f_{\text{прям}} = 9 \times 72 = 648\ \text{м}^2$$

б) камера заморожування полуниці:

Флюїдизаційний апарат має площу 50м^2 (Таблиця 1.1), також враховуючи місце для калібрування і упаковки продукції, проходи приймаємо площу 400м^2. Відповідно приймаю площу приміщень для технічних операцій 6 прямокутники.

Дійсна площа приміщення $\text{F}_{\text{техн}} = n \times f_{\text{прям}} = 6 \times 72 = 432\ \text{м}^2$

Площа холодильника:

$$F_{\text{хол}} = \sum F = 720 + 2664 + 720 + 648 + 432 = 5184\text{м}^2$$

Площа допоміжних приміщень:

$$F_{\text{доп}} = 0{,}23 \cdot F_{\text{хол}} = 0{,}23 \cdot 5184 = 1192\text{м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{доп}}{f_{\text{прям}}} = \frac{1192}{72} = 16{,}5$$

Приймаю 23 прямокутників.

Тоді дійсна площа приміщень:

$$F_{доп} = n \times f_{прям} = 17 \times 72 = 1224 \text{ м}^2$$

Площа холодильника в контурі їзоляції (формула 7.1)[1]:

$$F_{із} = F_{хол} + F_{доп} = 5184 + 1224 = 6408 \text{м}^2$$

Площа службових приміщень (таблиця 7.5)[1]:

$$F_{сл} = 0{,}3 \cdot F_{хол} = 0{,}3 \cdot 5184 = 1555 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{служб}}{f_{прям}} = \frac{1555}{72} = 21{,}6$$

Приймаю 30 прямокутників.

Тоді дійсна площа приміщень:

$$F_{служб} = n \times f_{прям} = 22 \times 72 = 1584 \text{ м}^2$$

Площа машинного відділення:

$$F_{маш} = 0{,}1 \cdot F_{хол} = 0{,}1 \cdot 5184 = 518 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{F_{маш}}{f_{прям}} = \frac{518}{72} = 7{,}19$$

Приймаю 10 прямокутників.

Тоді дійсна площа приміщень:

$$F_{маш} = n \times f_{прям} = 8 \times 72 = 576 \text{ м}^2$$

Таблиця 2.1. Загальна площа приміщень холодильника

Назва приміщення	Розрахункова площа, м^2	Прийнята площа,м^2	Розрахункова кількість прямокутників	Прийнята кількість прямокутників
Камера для зберігання персиків	1307,18	1368	18,15	19
Камера для зберігання яблук	3267	3313	45,38	46
Камера для зберігання апельсинів	1078,15	1080	14,63	15
Камера для зберігання полуниці	635	648	8,81	9
Камера технічної обробки	432	432	6	6
Допоміжні приміщення	1192	1224	16,5	17
Службові приміщення	1555	1584	21,6	22
Машинне відділення	518	576	7,19	8

Наносимо контур охолоджуваного складу у вигляді прямокутника довжиною, кратною 6 м, і шириною, кратною 12 м (відповідно до вибраною сітки колон). Цій умові відповідає прямокутник, який має 23 будівельних прямокутників по довжині і 5 по ширині.

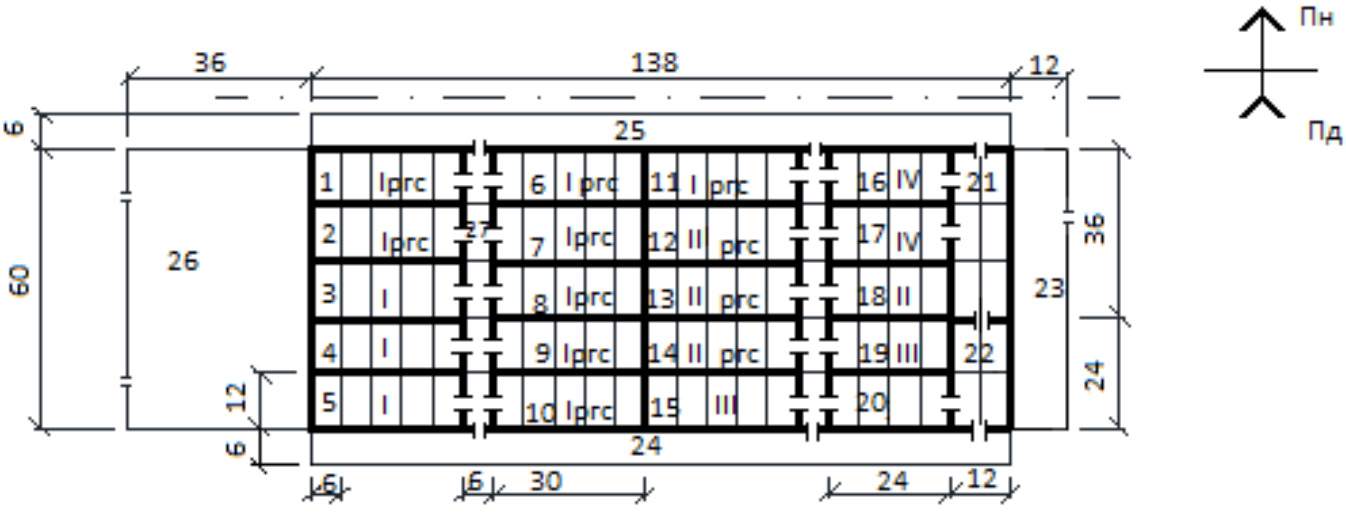


Рис.2.1. План фруктосховища

I. Камера для зберігання яблук
II. Камера для зберігання персиків
III. Камера для зберігання апельсинів
IV. Камера для зберігання полуниці
20. Камера зберігання дефектних вантажів
21. Камера технологічної обробки продукції
22. Експедиція
23. Машинне відділення
24. Автомобільна платформа з закритим дебаркадером
25. Залізнична платформа з закритим дебаркадером
26. Службові приміщення
27. Коридор

РГС - камера з РГС (Регульоване Газове Середовище)

3.Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.

Стіни холодильника виконані із сендвіч-панелей, які виконують роль ізоляційного матеріалу. Планування камер виконано в попередньому розділі (рис. 2.1.). Так як температура в камерах охолодження практично однакова, то розрахунок проводиться для двох типів камер: камера зберігання охолодженої продукції (температура 0°С) і камера зберігання замороженої полуниці (температура -20°С). Середньорічна температура зовнішнього повітря у місті Херсон рівна 11.9°С.

Таблиця 3.1. Характеристика сендвіч панелі

Сендвіч-панель	δ, м	λ, Вт/мК
1. Стальний оцинкований лист	0,001	55
2. Теплоізоляція із пінополеуретана	-	0,035
3. Стальний оцинкований лист	0,001	55

3.1 Розрахунок товщини теплоізоляції зовнішніх стін.

Визначаємо необхідну товщину теплоізоляційного шару за формулою: [1]

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}}\left(\frac{1}{k_0^{\text{необх}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right)\right), м \ .$$

де $\lambda_{із}$ - коефіцієнт теплопровідності ізоляції, $Вт/(м \cdot К)$; $k_0^{\text{необх}}$ - оптимальний коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2 \cdot К)$;$\alpha_{\text{з}}$ - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони огородження, $Вт/(м^2 \cdot К)$;$\alpha_{\text{в}}$ - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої або більш холодної сторони огородження, $Вт/(м^2 \cdot К)$.

Камери зберігання охолодженої продукції які контактують з автомобільною і залізничною платформою.

Температура повітря в камері 0°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Платформи додатково не охолоджуються і не мають вимушеної циркуляції повітря. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}46$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_{\text{з}} = 8$ Вт/м^2·К, $\alpha_{\text{в}} = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}46} - \left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}069 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}15}{0{,}035}} = 0{,}4\text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

Камери зберігання охолодженої продукції які контактують з службовими приміщеннями і машинним відділенням.

Температура повітря в камері 0°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Службові приміщення і машинне відділення відносяться до опалювальних приміщень і мають температуру близько 18°С. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}42$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_{\text{з}} = 8$ Вт/м^2·К, $\alpha_{\text{в}} = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}41} - \left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}076 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}15}{0{,}035}} = 0{,}4\text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

Камера зберігання замороженої продукції яка контактує з залізничною платформою.

Температура повітря в камері -20°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Платформа додатково не охолоджуються і не має вимушеної циркуляції повітря. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}28$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_{\text{з}} = 8$ Вт/м^2·К, $\alpha_{\text{в}} = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}28} - \left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}117 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 150мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}15}{0{,}035}} =$$

$$= 0{,}22\ \text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

Камери технологічної обробки продуктів і експедиції які контактують з машинним відділенням.

Температура повітря в камері 5°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Машинне відділення відноситься до опалювальних приміщень і має температуру близько 18°С. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}47$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_{\text{з}} = 8$ Вт/м^2·К, $\alpha_{\text{в}} = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636\ \text{м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}47} - \left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}067\ \text{м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}08}{0{,}035}} =$$

$$= 0{,}4\ \text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

3.2 Розрахунок товщини теплоізоляції покриття.

Камери зберігання охолодженої продукції.

Температура повітря в камері 0°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі для кліматичної зони з середньорічною температурою 11.9°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}29$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_з = 23$ Вт/м^2·К, $\alpha_в = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}29} - \left(\frac{1}{23} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}116 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 150мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_з} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_в}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}15}{0{,}035}} = 0{,}226\text{Вт/м2}\cdot\text{К}$$

Камери зберігання замороженої продукції.

Температура повітря в камері -20°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі для кліматичної зони з середньорічною температурою 11.9°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}21$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_з = 23$ Вт/м^2·К, $\alpha_в = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}2} - \left(\frac{1}{23} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}17 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 200мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}2}{0{,}035}} = 0{,}17 \text{ Вт/м2} \cdot \text{К}$$

3.3 Розрахунок товщини теплоізоляції внутрішніх стін.

Камери зберігання охолодженої продукції.

Температура повітря в камері 0°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена а в коридорі вимушена циркуляція відсутня. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, для камери з температурою 0°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}46$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_{\text{з}} = 8$ Вт/м^2·К, $\alpha_{\text{в}} = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}46} - \left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}069 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}08}{0{,}035}} =$$
$$= 0{,}399\text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

Камери зберігання замороженої продукції.

Температура повітря в камері -20°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена а в коридорі вимушена циркуляція відсутня. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, для камери з температурою -20°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}28$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_{\text{з}} = 8$ Вт/м^2·К, $\alpha_{\text{в}} = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}28} - \left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}117 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 150мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}15}{0{,}035}} =$$
$$= 0{,}222\text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

3.4 Розрахунок товщини теплоізоляції перегородок.

Перегородки між камерами зберігання охолодженої продукції.

Температура повітря в камері 0°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Необхідне

значення коефіцієнта теплопередачі, для камер з температурою 0°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}58$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_{\text{з}} = 11$ Вт/м^2·К, $\alpha_{\text{в}} = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}58} - \left(\frac{1}{11} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}053 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{11} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}08}{0{,}035}} = 0{,}399\text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

Перегородка між камерами зберігання замороженої продукції.

Температура повітря в камері -20°С, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, для камер з температурою 0°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}58$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_{\text{з}} = 11$ Вт/м^2·К, $\alpha_{\text{в}} = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}58} - \left(\frac{1}{11} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}053 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{11} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}08}{0{,}035}} = 0{,}4\text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

Перегородка між камерами зберігання замороженої і охолодженої продукції.

Температура повітря в камерах -20°С і 0°С відповідно, охолодження відбувається повітроохолодниками, відповідно циркуляція повітря посилена. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, для камер з температурою -20°С і 0°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}3$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_1 = 11$ Вт/м^2·К, $\alpha_2 = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}3} - \left(\frac{1}{11} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}110 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 150мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{11} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}15}{0{,}035}} = 0{,}223\text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

Перегородка між камерами зберігання замороженої продукції і камерою обробки продукції.

Температура повітря в камерах -20°С і 5°С відповідно, циркуляція повітря посилена зі сторони камери зберігання замороженої продукції і відсутня в камері обробки. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, для камер з температурою -20°С і 5°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}25$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_1 = 8$ Вт/м^2·К, $\alpha_2 = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}25} - \left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}132 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 150мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}15}{0{,}035}} = 0{,}222\text{Вт/м2}\cdot\text{К}$$

Перегородка між камерами зберігання охолодженої продукції, камерою обробки продукції і експедицією.

Температура повітря в камерах 0°С і 5°С відповідно, циркуляція повітря посилена зі сторони камери зберігання охолодженої продукції і відсутня в камері обробки. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, для камер з температурою 0°С і 5°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}51$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_1 = 8$ Вт/м^2·К, $\alpha_2 = 11$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}51} - \left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right)\right) = 0{,}061 \text{ м}$$

Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{11}\right) + \frac{0{,}08}{0{,}035}} = 0{,}399 \text{Вт/м2} \cdot \text{К}$$

Перегородка між камерами обробки продукції і експедицією.

Температура повітря в камерах 5°С, примусова циркуляція повітря відсутня. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, для камер з температурою 5°С, $k_0^{\text{необх}} = 0{,}58$ Вт/м^2·К. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_1 = 8$ Вт/м^2·К, $\alpha_2 = 8$ Вт/м^2·К. [1]

Термічний опір інших шарів сендвіч-панелі (табл. 3.1.):

$$R_i = \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0{,}001}{55} + \frac{0{,}001}{55} = 0{,}00003636 \text{ м}^2\text{·К/Вт}$$

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}035 \cdot \left(\frac{1}{0{,}58} - \left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{8}\right)\right) = 0{,}052 \text{ м}$$

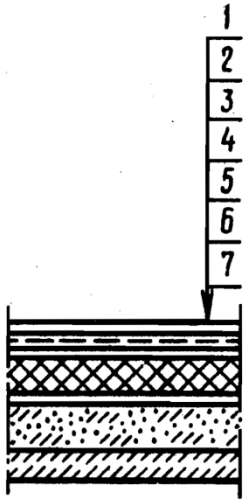
Прийнято сендвіч-панель товщиною 80мм, відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\text{д}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{з}}} + \sum\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}\right) + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8} + 0{,}00003636 + \frac{1}{8}\right) + \frac{0{,}08}{0{,}035}} = 0{,}39 \text{ Вт/м2} \cdot \text{К}$$

3.5 Розрахунок товщини теплоізоляції підлоги.

Для камер зберігання охолодженої продукції, камери обробки продукції і експедиції теплоізоляцію підлоги не виконуємо. Для камери зберігання замороженої необхідно встановити теплоізоляцію і підігрів підлоги.

Таблиця 3.2. Конструкція підлоги

Конструкція	№ шару	Матеріал шару	Товщина δ, м	Коефіцієнт теплопровідності λ, Вт/(м·К)	Термічний опір R=δ/λ, м²·К/Вт
	1	Монолітне бетонне покриття з важкого бетону	0,04	1,86	0,022
	2	Армобетонна стяжка	0,08	1,86	0,043
	3	Пароізоляція (1 шар пергаміну)	0,001	0,05	Не враховуєм
	4	Плитна теплоізоляція (пінопласт полістерольний)	-	0,05	-
	5	Цементно-піщаний розчин	0,025	0,98	0,026
	6	Ущільнюючий пісок	1,35	0,58	2,338
	7	Бетонна підготовка з електропідігрівниками	-	-	-

$$\sum R = \sum \frac{\delta}{\lambda} = 2{,}43$$

Температура повітря в камерах -20°С. Необхідне значення коефіцієнта теплопередачі, для обігріваючої підлоги $k_0^{\text{необх}} = 0{,}21$ Вт/м²·К. Терміний опір підлоги, крім ізоляції $\sum R = 2{,}43$ м²·К/Вт (згідно табл. 3.2.) Коефіцієнти тепловіддачі для камери з примусовою циркуляцією повітря приймаємо $\alpha = 11$ Вт/м²·К (тепловіддача зі сторони грунту не враховується). [1]

Необхідна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = 0{,}05 \cdot \left(\frac{1}{0{,}21} - \left(\frac{1}{11} + 2{,}43\right)\right) = 0{,}112 \text{ м}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 150мм (один шар 100мм і один шар 50мм), відповідно дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{д} = \frac{1}{\left(\frac{1}{11} + 2{,}43\right) + \frac{0{,}15}{0{,}05}} = 0{,}18 \text{ Вт/м2} \cdot \text{К}$$

Результати розрахунків товщини теплоізоляції і коефіцієнтів теплопередачі огороджуючих конструкцій зводимо в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Огородження	$t_в$, °С	$\alpha_з$, Вт/м^2·К	$\alpha_в$, Вт/м^2·К	Товщина теплоізоляційного шару, мм		Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м^2·К	
				$\delta^{необх}$	$\delta^{дійсн}$	$K^{необх}$	$k^{дійсн}$
Зовнішні стіни камер зберігання охолодженої продукції які контактують з автомобільною і залізничною платформою	0	8	11	69	80	0,46	0,4
Зовнішні стіни камер зберігання охолодженої продукції які контактують з службовими приміщеннями і машинним відділенням	0/+18	8	11	76	80	0,42	0,4
Зовнішні стіни камер зберігання замороженої продукції яка контактує з залізничною платформою	-20	8	11	117	150	0,28	0,22
Зовнішні стіни камер для технологічної обробки продуктів і експедиції які контактують з машинним відділенням	+5/+18	8	11	67	80	0,47	0,4
Покриття для камер зберігання охолодженої продукції	0	23	11	116	150	0,29	0,226
Покриття для камер зберігання замороженої продукції	-20	23	11	170	200	0,21	0,17
Внутрішні стіни для камер зберігання охолодженої продукції	0	8	11	69	80	0,46	0,399
Внутрішні стіни для камер зберігання замороженої продукції	-20	8	11	117	150	0,28	0,222
Перегородки між камерами зберігання охолодженої продукції	0	11	11	53	80	0,58	0,399

Перегородка між камерами зберігання замороженої продукції	-20	11	11	53	80	0,58	0,4
Перегородка між камерами зберігання замороженої і охолодженої продукції	-20/0	11	11	110	150	0,3	0,223
Перегородка між камерами зберігання замороженої продукції і камерою обробки продукції	-20/5	8	11	132	150	0,25	0,222
Перегородка між камерами зберігання охолодженої продукції, камерою обробки продукції і експедицією	0/5	8	11	61	80	0,51	0,399
Перегородка між камерами обробки продукції і експедицією	5	8	8	52	80	0,58	0,39
Підлога для камер зберігання заморожуної продукції	-20	-	11	112	150	0,21	0,18

4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.

Для розрахунку необхідно визначити теплонадходження через огороджуючі конструкції і від вантажів при холодильній обробці. Розміри огороджень в плані і площу камер прийнято по осям колон з сіткою 6х12м і висотою стін 6м. Номерація камер і орієнтація відносно сонця на рис. 2.1. Відповідні значення коефіцієнтів теплопередачі дані в табл. 3.3. Холодильник у м. Херсон, розрахункова літня температура $t_з = 32°C$, зимня $t_з = -18°C$, розрахункова літня відносна вологість 55%, зимня 81%. [1]

4.1. Розрахунок теплонадходжень в літній період року.

4.1.1. Теплонадходження через стіни, перегородки, покриття і підлогу.

Сумарне теплонадходження Q_1 складається з теплонадходжень викликаних різницею температур $Q_{1т}$, і в результаті дії сонячної радіації $Q_{1с}$.

Теплонадходження через огорожуючі конструкції: [1]

$$Q_{1т} = k_д \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

$$Q_{1с} = k_д \cdot F \cdot \Delta t_с \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}$$

де $k_д$ - коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2 \cdot К)$; F - площа поверхні, м^2; $(t_з - t_в)$ - різниця між температурою ззовні і в середині камери, $\Delta t_с$ - надлишкова різниця температур яка характеризує сонячну радіацію прийнято для покрашеної поверхні 14,9 °С.

Камера №1

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з службовим приміщенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}66 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує з залізничною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 180 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 1{,}66 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}8 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 2{,}68 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камери №2,3,4

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з службовим приміщенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}66 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

3) Внутрішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}8 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 2{,}68 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камера №5

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з службовим приміщенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}66 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 180 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 1{,}66 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку

прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}8 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 2{,}68 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камери №6,11

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішні стіни

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує з залізничною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 180 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 1{,}66 \text{ кВт}$$

3) Внутрішні перегородки

Так як стіни контактують з іншими камерами зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{\text{ум}} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1\text{т}} = k_{\text{ум}} \cdot F \cdot (t_{\text{з}} - t_{\text{в}}) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}8 \text{ кВт}$$

5) Покриття

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 2{,}68 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1\text{с}} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камери №7,8,9,12,13,14

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішні стіни

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_{\text{з}} - t_{\text{в}})$. [1]

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

2) Внутрішні перегородки

Так як стіни контактують з іншими камерами зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

3) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку

прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}8 \text{ кВт}$$

4) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 2{,}68 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камери №10,15

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішні стіни

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 180 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 1{,}66 \text{ кВт}$$

3) Внутрішні перегородки

Так як стіни контактують з іншими камерами зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{\text{ум}} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1\text{т}} = k_{\text{ум}} \cdot F \cdot (t_{\text{з}} - t_{\text{в}}) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}8 \text{ кВт}$$

5) Покриття

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 2{,}68 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1\text{с}} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камера №16

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує з залізничною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_{\text{з}} - t_{\text{в}})$. [1]

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}22 \cdot 144 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 1{,}17 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_{\text{з}} - t_{\text{в}})$. [1]

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}222 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}51 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з камерою для обробки продукції, різницю температур приймаємо $(t_{\text{обр}} - t_{\text{в}})$. [1]

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}222 \cdot 72 \cdot (5 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}39 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (ізольована)

Так як підлога з електричним підігрівом, прийнято середню температуру поверхні грунту 1°С .[1]

$$Q_{1\text{т}} = k_{\text{д}} \cdot F \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{в}}) \cdot 10^{-3} = 0{,}18 \cdot 288 \cdot (1 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 1{,}09 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}17 \cdot 228 \cdot (32 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 2{,}59 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1\text{с}} = 0{,}17 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}73 \text{ кВт}$$

Камера №17

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

2) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}222 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}51 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з камерою для обробки продукції, різницю температур приймаємо $(t_{обр} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}222 \cdot 72 \cdot (5 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}39 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з камерою зберігання охолодженої продукції, різницю температур приймаємо $(t_{ох} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}223 \cdot 144 \cdot (0 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}64 \text{ кВт}$$

5) Підлога (ізольована)

Так як підлога з електричним підігрівом, прийнято середню температуру поверхні грунту 1°С .[1]

$$Q_{1т} = k_д \cdot F \cdot (t_г - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}18 \cdot 288 \cdot (1 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 1{,}09 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}17 \cdot 228 \cdot (32 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 2{,}59 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}17 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}73 \text{ кВт}$$

Камери №18

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з камерою для обробки продукції, різницю температур приймаємо $(t_{обр} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot (5 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}14 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з камерою для зберігання замороженої продукції, різницю температур приймаємо $(t_{зам} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}223 \cdot 114 \cdot (-20 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}51 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 288 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}66 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 2{,}15 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}97 \text{ кВт}$$

Камери №19

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з експедицією, різницю температур приймаємо $(t_е - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot (5 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}14 \text{ кВт}$$

3) Внутрішні перегородки (північна і південна)

Так як стіни контактують з іншими камерами зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 288 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}66 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 2{,}15 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}97 \text{ кВт}$$

Камери №20

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з експедицією, різницю температур приймаємо $(t_е - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot (5 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}14 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 144 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 1{,}33 \text{ кВт}$$

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{\text{ум}} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1\text{т}} = k_{\text{ум}} \cdot F \cdot (t_{\text{з}} - t_{\text{в}}) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 288 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}66 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = 2{,}15 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1\text{с}} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}97 \text{ кВт}$$

Камера №21

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з машинним відділенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_{\text{з}} - t_{\text{в}})$. [1]

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}4 \cdot 144 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 5) \cdot 10^{-3} = 1{,}12 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_{\text{з}} - t_{\text{в}})$. [1]

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 5) \cdot 10^{-3} = 0{,}64 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (західна)

З західної сторони камера контактує через перегородку з камерами зберігання охолодженої і замороженої продукції, відповідно теплонадходження будуть складатися з $Q_{1т}^{ох}$ і $Q_{1т}^{зам}$.

$$Q_{1т}^{ох} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot (0 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}14 \text{ кВт}$$

$$Q_{1т}^{зам} = 0{,}222 \cdot 144 \cdot (-20 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}79 \text{ кВт}$$

$$Q_{1т} = Q_{1т}^{ох} + Q_{1т}^{зам} = -0{,}14 + (-0{,}79) = -0{,}93 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з експедицією з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 432 \cdot (32 - 5) \cdot 10^{-3} = 0{,}85 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 432 \cdot (32 - 5) \cdot 10^{-3} = 2{,}73 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 432 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}45 \text{ кВт}$$

Камера №22

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з машинним відділенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 216 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 5) \cdot 10^{-3} = 1{,}69 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 5) \cdot 10^{-3} = 0{,}64 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (західна)

Так як стіна контактує з камерою для зберігання замороженої продукції, різницю температур приймаємо $(t_{ох} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 144 \cdot (0 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}29 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з камерою обробки продукції з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 288 \cdot (32 - 5) \cdot 10^{-3} = 0{,}56 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot (32 - 5) \cdot 10^{-3} = 1{,}82 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}97 \text{ кВт}$$

4.1.2. Теплонадходження від вантажів при холодильній обробці.

1)Теплонадходження в камерах зберігання :

під час зберігання фруктів

$$Q_{2пр} = M_{пр} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт}$$

під час періодичного охолодження

$$Q_{2пр} = 1{,}3 \cdot M_{пр} \cdot \Delta h \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт}$$

$M_{пр}$- добове надходження продуктів, Δh- різниця ентальпій продукту до і після охолодження чи заморожування. [1]

а)Теплонадходження в камерах зберігання персиків (добове надходження прийнято не більше 10% від місткості камери $M_{пр} = 0{,}1 \cdot 500 = 50$ т/добу).

Ентальпія персиків до і після охолодження відповідно $h_1 = 243$ кДж/кг і $h_2 = 236$ кДж/кг. (дод.10)[1].

$$Q_{2пр} = 50 \cdot (243 - 236) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 4{,}1 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження в камерах зберігання яблук (добове надходження прийнято не більше 10% від місткості камери $M_{пр} = 0{,}1 \cdot 545 = 54{,}5$ т/добу).

Ентальпія яблук до і після охолодження відповідно $h_1 = 366$ кДж/кг і $h_2 = 272$ кДж/кг. (дод.10)[1].

$$Q_{2\text{пр}} = 1{,}3 \cdot 54{,}5 \cdot (366 - 272) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 77 \text{ кВт}$$

в) Теплонадходження в камерах зберігання апельсинів (добове надходження приянято не більше 10% від місткості камери $M_{\text{пр}} = 0{,}1 \cdot 660 = 66$ т/добу).

Ентальпія апельсинів до і після охолодження відповідно $h_1 = 287$ кДж/кг і $h_2 = 272$ кДж/кг. (дод.10)[1].

$$Q_{2\text{пр}} = 66 \cdot (287 - 272) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 8{,}7 \text{ кВт}$$

г)Теплонадходження в камерах зберігання полуниці(добове надходження приянято не більше 8% від місткості камери $M_{\text{пр}} = 0{,}08 \cdot 500 = 40$ т/добу).

Ентальпія полуниці до і після доморожування відповідно $h_1 = 6{,}7$кДж/кг і $h_2 = 0$ кДж/кг. (дод.10)[1].

$$Q_{2\text{пр}} = 40 \cdot (6{,}7 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 3{,}1 \text{ кВт}$$

д)Теплове навантаження на швидкоморозильний апарат (добове надходження на один апарат $M_{\text{пр}} = 20$ т/добу):

Ентальпія полуниці до і після заморожування відповідно $h_1 = 366$ кДж/кг і $h_2 = 6{,}7$ кДж/кг. (дод.10)[1].

$$Q_{2\text{пр}} = 20 \cdot (366 - 6{,}7) \cdot \frac{10^3}{9{,}5 \cdot 3600} = 210 \text{ кВт}$$

2)Теплонадходження від фруктів при диханні по формулі:[1]

$$Q_5 = B_{\text{к}} \cdot (0{,}1 q_{\text{н}} + 0{,}9 q_{\text{з}}) \cdot 10^{-3} \text{ кВт}$$

$B_к$- місткість камери, $q_н$ і $q_з$- тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання.

а)Теплонадходження в камерах зберігання персиків.

Тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання відповідно $q_н = 22$ кДж/кг і $q_з = 19$ кДж/кг. (дод.8)[1].

$$Q_5 = 500 \cdot (0{,}1 \cdot 22 + 0{,}9 \cdot 19) \cdot 10^{-3} = 9{,}6 \text{ кВт}$$

б)Теплонадходження в камерах зберігання яблук.

Тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання відповідно $q_н = 73$ кДж/кг і $q_з = 10$ кДж/кг. (дод.8)[1].

$$Q_5 = 545 \cdot (0{,}1 \cdot 73 + 0{,}9 \cdot 10) \cdot 10^{-3} = 8{,}8 \text{ кВт}$$

в)Теплонадходження в камерах зберігання апельсинів.

Тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання відповідно $q_н = 19$ кДж/кг і $q_з = 9$ кДж/кг. (дод.8)[1].

$$Q_5 = 500 \cdot (0{,}1 \cdot 19 + 0{,}9 \cdot 9) \cdot 10^{-3} = 5 \text{ кВт}$$

3)Теплонадходження від тари:

$$Q_{2т} = M_т \cdot c_т \cdot (t_1 - t_2) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600}, \text{ кВт}$$

$M_т$- добове надходження тари (20% від маси фруктів для дерев'яної тари і 10% для картонної), t_1 і t_2 - температури початкова і кінцева, $c_т$ - питома теплоємність тари 2,3 кДж/кг для дерев'яної і картонної. [1]

а)Теплонадходження від тари для персиків

$$Q_{2т} = 10 \cdot 2{,}3 \cdot (2 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 0{,}53 \text{ кВт}$$

б)Теплонадходження від тари для яблук

$$Q_{2т} = 10{,}9 \cdot 2{,}3 \cdot (25 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 7{,}2 \text{ кВт}$$

в)Теплонадходження від тари для апельсинів

$$Q_{2т} = 10 \cdot 2{,}3 \cdot (4 - 0) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 1 \text{ кВт}$$

г)Теплонадходження від тари для полуниці

$$Q_{2т} = 4 \cdot 2{,}3 \cdot (-18 - (-20)) \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600} = 0{,}21 \text{ кВт}$$

4.1.3. Теплонадходження при вентиляції приміщень.

Під час зберігання фруктів потрібно враховувати теплонадходження від навколишнього повітря під час вентиляції приміщень:[1]

$$Q_з = M_{пов}(h_з - h_в), \text{ кВт}$$

$M_{пов}$- масова витрата повітря для вентиляції, кг/с; $h_з$ і $h_в$-питомі ентальпії зовнішнього повітря і внутрішнього, кДж/кг.

$$M_{пов} = \frac{V_к \cdot a \cdot \rho_в}{24 \cdot 3600}$$

$V_к$ - об'єм приміщення, м^3; a - кратність повітрообміну (для фруктосховищ прийнято 3 об'єма за добу); $\rho_в$ - густина повітря при температурі і відносній вологості в камері, кг/м^3.

1)Камера зберігання яблук

$$M_{пов} = \frac{2160 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}097 \text{ кг/с}$$

$$Q_з = 0{,}097(77 - 8) = 6{,}7 \text{ кВт}$$

2)Камера зберігання персиків

а)камера об'ємом 2160 м^3

$$M_{пов} = \frac{2160 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}097 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0{,}097(77 - 8) = 6{,}7 \text{ кВт}$$

б)камера об'ємом 1728 м^3

$$M_{\text{пов}} = \frac{1728 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}077 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0{,}077(77 - 8) = 5{,}3 \text{ кВт}$$

3)Камера зберігання апельсинів

а)камера об'ємом 2160 м^3

$$M_{\text{пов}} = \frac{2160 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}097 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0{,}097(77 - 8) = 6{,}7 \text{ кВт}$$

б)камера об'ємом 1728 м^3

$$M_{\text{пов}} = \frac{1728 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}077 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0{,}077(77 - 8) = 5{,}3 \text{ кВт}$$

В камерах з РГС вентиляція не відбувається, тому теплонадходження з газом, який заповнює камеру, не враховується.

4.1.4. Експлуатаційні теплонадходження.

1) Теплонадходження від освітлення. [1]

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{-3}$$

А - теплота яка виділяється під час освітлення, Вт/м^2, F - площа камери, м^2.

а) камера зберігання площею 360м^2

$$q_1 = 2{,}3 \cdot 360 \cdot 10^{-3} = 0{,}8 \text{ кВт}$$

б) камера зберігання площею 288м^2

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

в) камера обробки продукції

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

г) камера експедиції

$$q_1 = 4{,}7 \cdot 288 \cdot 10^{-3} = 1{,}35 \text{ кВт}$$

2) Теплонадходження від перебування людей. [1]

$$q_2 = 0{,}35 \cdot n$$

n - кількість людей; 0.35 кВт - тепловиділення одної людини під час важкої праці.

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

3) Теплонадходження від працюючих електродвигунів. [1]

$$q_3 = N_e$$

N_e - сумарна потужність електродвигунів, кВт.

а) Камера зберігання і охолодження

$$q_3 = 4 \text{ кВт}$$

б) Камера експедиції і обробки продукції

$$q_3 = 5 \text{ кВт}$$

4) Теплонадходження під час відривання дверей. [1]

$$q_4 = K \cdot F \cdot 10^{-3}$$

K - питомий приплив при відкриванні дверей, Вт/м^2, F - площа камери, м^2.

а) камера зберігання охолоджених фруктів площею 360м^2

$$q_4 = 4 \cdot 360 \cdot 10^{-3} = 1{,}44 \text{ кВт}$$

б) камера зберігання охолоджених фруктів площею 288м^2

$$q_4 = 4 \cdot 288 \cdot 10^{-3} = 1{,}1 \text{ кВт}$$

в) камера зберігання замороженої полуниці площею 288м^2

$$q_4 = 8 \cdot 288 \cdot 10^{-3} = 2{,}2 \text{ кВт}$$

г) камера обробки продукції

$$q_4 = 12 \cdot 432 \cdot 10^{-3} = 5{,}2 \text{ кВт}$$

д) камера експедиції

$$q_4 = 20 \cdot 288 \cdot 10^{-3} = 5{,}7 \text{ кВт}$$

Всі значення теплонадходжень заносимо до табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Теплонадходження в камери

№ камери	Температури в камері / кипіння, °С	Через конструкції будівлі Q_1, кВт	Від вантажів Q_2, кВт	При вентиляції Q_3, кВт	Експлуатаційні Q_4, кВт	При диханні фрук. Q_5, кВт	Сумарне Q_Σ, кВт
1	0/-5	7,57	84,2	6,7	7,64	8,8	114,91
2	0/-5	5,91	84,2	6,7	7,64	8,8	113,25
3	0/-5	5,91	84,2	6,7	7,64	8,8	113,25
4	0/-5	5,91	84,2	6,7	7,64	8,8	113,25
5	0/-5	7,57	84,2	6,7	7,64	8,8	114,91
6	0/-5	6,91	84,2	6,7	7,64	8,8	114,25
7	0/-5	5,25	84,2	6,7	7,64	8,8	112,59
8	0/-5	5,25	84,2	6,7	7,64	8,8	112,59
9	0/-5	5,25	84,2	6,7	7,64	8,8	112,59
10	0/-5	6,91	84,2	6,7	7,64	8,8	114,25
11	0/-5	6,91	84,2	6,7	7,64	8,8	114,25
12	0/-5	5,25	4,63	6,7	7,64	9,6	33,82
13	0/-5	5,25	4,63	6,7	7,64	9,6	33,82
14	0/-5	5,25	4,63	6,7	7,64	9,6	33,82
15	0/-5	6,91	9,7	6,7	7,64	5	35,95
16	-20/-28	6,48	3,31	-	8,26	-	18,05
17	-20/-28	5,95	3,31	-	8,26	-	17,52
18	0/-5	3,97	4,63	5,3	7,16	9,6	30,66
19	0/-5	4,48	9,7	5,3	7,16	5	31,64

20	0/-5	5,61	-	-	7,16	-	12,77
21	5/-5	5,86	-	-	13,6	-	19,46
22	5/-5	5,39	-	-	13,45	-	18,84
Флюїд. ап.	-30/-40	-	210	-	4	-	214
Флюїд. ап.	-30/-40	-	210	-	4	-	214

Сумарні теплонадходження для різних температур кипіння.

Таблиця 4.2.

Температура кипіння, °С	Через конструкції будівлі Q_1, кВт	Від вантажів Q_2, кВт	При вентиляції Q_3, кВт	Експлуатаційні Q_4, кВт	При диханні фрук. Q_5, кВт	Сумарне Q_Σ, кВт
-5	117,32	964,12	111,1	163,13	145,2	1500,87
-28	12,43	6,62	-	16,52	-	35,57
-40		420	-	8	-	428

4.2. Розрахунок теплонадходжень в зимній період року.

4.2.1. Теплонадходження через стіни, перегородки, покриття і підлогу.

Сумарне теплонадходження Q_1 складається з теплонадходжень викликаних різницею температур $Q_{1т}$, і в результаті дії сонячної радіації $Q_{1с}$.

Теплонадходження через огороджуючі конструкції: [1]

$$Q_{1т} = k_д \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3}, \text{кВт}$$

$$Q_{1с} = k_д \cdot F \cdot \Delta t_с \cdot 10^{-3}, \text{кВт}$$

де $k_д$ - коефіцієнт теплопередачі, $Вт/(м^2 \cdot К)$; F - площа поверхні, м^2; $(t_з - t_в)$ - різниця між температурою ззовні і в середині камери, $\Delta t_с$ - надлишкова різниця температур яка характеризує сонячну радіацію прийнято для покрашеної поверхні 14,9 °С.

Камера №1

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з службовим приміщенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}36 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує з залізничною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 180 \cdot 0{,}7 \cdot (32 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}9 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}31 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}45 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -1{,}46 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камери №2,3,4

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з службовим приміщенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}36 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

3) Внутрішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}31 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}45 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -1{,}46 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камера №5

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з службовим приміщенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}36 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 180 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}9 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}31 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}45 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -1{,}46 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камери №6,11

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішні стіни

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}31 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує з залізничною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 180 \cdot 0{,}7 \cdot (18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}9 \text{ кВт}$$

3) Внутрішні перегородки

Так як стіни контактують з іншими камерами зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}45 \text{ кВт}$$

5) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -1{,}46 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камери №7,8,9,12,13,14

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішні стіни

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}31 \text{ кВт}$$

2) Внутрішні перегородки

Так як стіни контактують з іншими камерами зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

3) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку

прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}45 \text{ кВт}$$

4) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -1{,}46 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камери №10,15

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішні стіни

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}31 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 180 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}9 \text{ кВт}$$

3) Внутрішні перегородки

Так як стіни контактують з іншими камерами зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}45 \text{ кВт}$$

5) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -1{,}46 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 360 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}21 \text{ кВт}$$

Камера №16

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує з залізничною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}22 \cdot 144 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}05 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}222 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}02 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з камерою для обробки продукції, різницю температур приймаємо $(t_{\text{обр}} - t_{\text{в}})$. [1]

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}222 \cdot 72 \cdot (5 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}39 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (ізольована)

Так як підлога з електричним підігрівом, прийнято середню температуру поверхні грунту 1°С .[1]

$$Q_{1\text{т}} = k_{\text{д}} \cdot F \cdot (t_{\text{г}} - t_{\text{в}}) \cdot 10^{-3} = 0{,}18 \cdot 288 \cdot (1 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 1{,}09 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1\text{т}} = 0{,}17 \cdot 228 \cdot (-18 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}08 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1\text{с}} = 0{,}17 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}73 \text{ кВт}$$

Камера №17

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

2) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіна контактує з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}222 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}02 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з камерою для обробки продукції, різницю температур приймаємо $(t_{обр} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}222 \cdot 72 \cdot (5 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}39 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з камерою зберігання охолодженої продукції, різницю температур приймаємо $(t_{ох} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}223 \cdot 144 \cdot (0 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}64 \text{ кВт}$$

5) Підлога (ізольована)

Так як підлога з електричним підігрівом, прийнято середню температуру поверхні грунту 1°С .[1]

$$Q_{1т} = k_д \cdot F \cdot (t_г - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}18 \cdot 288 \cdot (1 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 1{,}09 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}17 \cdot 228 \cdot (-18 - (-20)) \cdot 10^{-3} = 0{,}08 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}17 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}73 \text{ кВт}$$

Камери №18

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}31 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з камерою для обробки продукції, різницю температур приймаємо $(t_{обр} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot (5 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}14 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з камерою для зберігання замороженої продукції, різницю температур приймаємо $(t_{зам} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}223 \cdot 114 \cdot (-20 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}51 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 288 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}36 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -1{,}17 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}97 \text{ кВт}$$

Камери №19

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}31 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з експедицією, різницю температур приймаємо $(t_е - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot (5 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}14 \text{ кВт}$$

3) Внутрішні перегородки (північна і південна)

Так як стіни контактують з іншими камерами зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 288 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}36 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = 1{,}17 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}97 \text{ кВт}$$

Камери №20

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Внутрішня стіна (західна)

Так як стіни контактують з коридором, різницю температур приймаємо $0{,}6(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot 0{,}6 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}31 \text{ кВт}$$

2) Внутрішня перегородка (східна)

Так як стіна контактує з експедицією, різницю температур приймаємо $(t_е - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot (5 - 0) \cdot 10^{-3} = 0{,}14 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з іншою камерою зберігання з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

4) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 144 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}72 \text{ кВт}$$

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку

прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 288 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -0{,}36 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot (-18 - 0) \cdot 10^{-3} = -1{,}17 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}97 \text{ кВт}$$

Камера №21

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з машинним відділенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 144 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}93 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (північна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}46 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (західна)

З західної сторони камера контактує через перегородку з камерами зберігання охолодженої і замороженої продукції, відповідно теплонадходження будуть складатися з $Q_{1т}^{ох}$ і $Q_{1т}^{зам}$.

$$Q_{1т}^{ох} = 0{,}399 \cdot 72 \cdot (0 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}14 \text{ кВт}$$

$$Q_{1т}^{зам} = 0{,}222 \cdot 144 \cdot (-20 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}79 \text{ кВт}$$

$$Q_{1т} = Q_{1т}^{ох} + Q_{1т}^{зам} = -0{,}14 + (-0{,}79) = -0{,}93 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (південна)

Так як стіна контактує з експедицією з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 432 \cdot (-18 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}69 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 432 \cdot (-18 - 5) \cdot 10^{-3} = -2{,}25 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1с} = 0{,}226 \cdot 432 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 1{,}45 \text{ кВт}$$

Камера №22

а) Теплонадходження через різницю температур

1) Зовнішня стіна (східна)

Так як стіна контактує з машинним відділенням, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 216 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 5) \cdot 10^{-3} = -1{,}39 \text{ кВт}$$

2) Зовнішня стіна (південна)

Так як стіна контактує з автомобільною платформою, різницю температур приймаємо $0{,}7(t_з - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}4 \cdot 72 \cdot 0{,}7 \cdot (-18 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}46 \text{ кВт}$$

3) Внутрішня перегородка (західна)

Так як стіна контактує з камерою для зберігання замороженої продукції, різницю температур приймаємо $(t_{ох} - t_в)$. [1]

$$Q_{1т} = 0{,}399 \cdot 144 \cdot (0 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}29 \text{ кВт}$$

4) Внутрішня перегородка (північна)

Так як стіна контактує з камерою обробки продукції з такою ж температурою, то теплонадходження відсутнє. [1]

5) Підлога (неізольована)

Зовні холодильника розташовані будівля службових приміщень і залізнична платформа з шириною 36м і 6м відповідно, тому для розрахунку прийнято що підлога камер знаходиться лише в IV умовній зоні, з відповідним умовним коефіцієнтом теплопередачі $k_{ум} = 0{,}07\ Вт/(м^2 \cdot К)$, [1]

$$Q_{1т} = k_{ум} \cdot F \cdot (t_з - t_в) \cdot 10^{-3} = 0{,}07 \cdot 288 \cdot (-18 - 5) \cdot 10^{-3} = -0{,}46 \text{ кВт}$$

6) Покриття

$$Q_{1т} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot (-18 - 5) \cdot 10^{-3} = -1{,}49 \text{ кВт}$$

б) Теплонадходження за рахунок сонячної радіації

Так як біля всіх зовнішніх стін холодильника добудовані будівлі і дебаркадери, сонячна радіація буде діяти тільки зі сторони покриття.

$$Q_{1c} = 0{,}226 \cdot 288 \cdot 14{,}9 \cdot 10^{-3} = 0{,}97 \text{ кВт}$$

4.2.2. Теплонадходження від вантажів при холодильній обробці.

Так як в зимній період фрукти не надходять в холодильник, а лише там зберігаються, тому Q_2 не враховується. Враховуємо тільки теплонадходження при диханні фруктів Q_5 .

Теплонадходження від фруктів при диханні в зимовий період:[1]

$$Q_5 = B_к \cdot q_з \cdot 10^{-3} \text{ кВт}$$

$B_к$ - місткість камери, $q_з$ - тепловиділення плодів при температурі зберігання.

а)Теплонадходження в камерах зберігання персиків.

Тепловиділення плодів при температурі зберігання $q_з = 19$ кДж/кг. (дод.8)[1].

$$Q_5 = 500 \cdot 19 \cdot 10^{-3} = 9{,}5 \text{ кВт}$$

б)Теплонадходження в камерах зберігання яблук.

Тепловиділення плодів при температурі зберігання $q_з = 10$ кДж/кг. (дод.8)[1].

$$Q_5 = 545 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 5{,}45 \text{ кВт}$$

в)Теплонадходження в камерах зберігання апельсинів.

Тепловиділення плодів при температурі зберігання $q_з = 9$ кДж/кг. (дод.8)[1].

$$Q_5 = 500 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 4{,}5 \text{ кВт}$$

4.2.3. Теплонадходження при вентиляції поміщень.

Під час зберігання фруктів потрібно враховувати теплонадходження від навколишнього повітря під час вентиляції приміщень:[1]

$$Q_{\text{З}} = M_{\text{пов}}(h_{\text{з}} - h_{\text{в}}), \text{ кВт}$$

$M_{\text{пов}}$- масова витрата повітря для вентиляції, кг/с; $h_{\text{з}}$ і $h_{\text{в}}$-питомі ентальпії зовнішнього повітря і внутрішнього, кДж/кг.

$$M_{\text{пов}} = \frac{V_{\text{к}} \cdot a \cdot \rho_{\text{в}}}{24 \cdot 3600}$$

$V_{\text{к}}$ - об'єм приміщення, м^3; a - кратність повітрообміну (для фруктосховищ прийнято 3 об'єма за добу); $\rho_{\text{в}}$ - густина повітря при температурі і відносній вологості в камері, кг/м^3.

1)Камера зберігання яблук

$$M_{\text{пов}} = \frac{2160 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}097 \text{ кг/с}$$

$$Q_{\text{З}} = 0{,}097(-17 - 8) = -2{,}1 \text{ кВт}$$

2)Камера зберігання персиків

а)камера об'ємом 2160 м^3

$$M_{\text{пов}} = \frac{2160 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}097 \text{ кг/с}$$

$$Q_{\text{З}} = 0{,}097(-17 - 8) = -2{,}1 \text{ кВт}$$

б)камера об'ємом 1728 м^3

$$M_{\text{пов}} = \frac{1728 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}077 \text{ кг/с}$$

$$Q_{\text{З}} = 0{,}077(-17 - 8) = -1{,}7 \text{ кВт}$$

3)Камера зберігання апельсинів

а)камера об'ємом 2160 м^3

$$M_{\text{пов}} = \frac{2160 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}097 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0{,}097(-17 - 8) = -2{,}1 \text{ кВт}$$

б)камера об'ємом 1728 м^3

$$M_{\text{пов}} = \frac{1728 \cdot 3 \cdot 1{,}29}{24 \cdot 3600} = 0{,}077 \text{ кг/с}$$

$$Q_3 = 0{,}077(-17 - 8) = -1{,}7 \text{ кВт}$$

В камерах з РГС вентиляція не відбувається, тому теплонадходження з газом, який заповнює камеру, не враховується.

4.2.4. Експлуатаційні теплонадходження.

1) Теплонадходження від освітлення. [1]

$$q_1 = A \cdot F \cdot 10^{-3}$$

А - теплота яка виділяється під час освітлення, Вт/м^2, F - площа камери, м^2.

а) камера зберігання площею 360м^2

$$q_1 = 2{,}3 \cdot 360 \cdot 10^{-3} = 0{,}8 \text{ кВт}$$

б) камера зберігання площею 288м^2

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

в) камера обробки продукції

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

г) камера експедиції

$$q_1 = 4{,}7 \cdot 288 \cdot 10^{-3} = 1{,}35 \text{ кВт}$$

2) Теплонадходження від перебування людей. [1]

$$q_2 = 0{,}35 \cdot n$$

n - кількість людей; 0.35 кВт - тепловиділення одної людини під час важкої праці.

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

3) Теплонадходження від працюючих електродвигунів. [1]

$$q_3 = N_e$$

N_e - сумарна потужність електродвигунів, кВт.

а) Камера зберігання і охолодження

$$q_3 = 4 \text{ кВт}$$

б) Камера експедиції і обробки продукції

$$q_3 = 5 \text{ кВт}$$

4) Теплонадходження під час відривання дверей. [1]

$$q_4 = K \cdot F \cdot 10^{-3}$$

K - питомий приплив при відкриванні дверей, Вт/м^2, F - площа камери, м^2.

а) камера зберігання охолоджених фруктів площею 360м^2

$$q_4 = 4 \cdot 360 \cdot 10^{-3} = 1{,}44 \text{ кВт}$$

б) камера зберігання охолоджених фруктів площею 288м^2

$$q_4 = 4 \cdot 288 \cdot 10^{-3} = 1{,}1 \text{ кВт}$$

в) камера зберігання замороженої полуниці площею 288м^2

$$q_4 = 8 \cdot 288 \cdot 10^{-3} = 2{,}2 \text{ кВт}$$

г) камера обробки продукції

$$q_4 = 12 \cdot 432 \cdot 10^{-3} = 5{,}2 \text{ кВт}$$

д) камера експедиції

$$q_4 = 20 \cdot 288 \cdot 10^{-3} = 5{,}7 \text{ кВт}$$

Всі значення теплонадходжень заносимо до табл. 4.3.

Таблиця 4.3. Теплонадходження в зимній період року

№ камери	Температури в камері / кипіння, °С	Через конструкції будівлі Q_1, кВт	При вентиляції Q_3, кВт	Експлуатаційні Q_4, кВт	При диханні фрук. Q_5, кВт	Сумарне Q_Σ, кВт
1	0/-5	-2,27	-	6,59	5,45	9,77
2	0/-5	-1,37	-	6,59	5,45	10,67
3	0/-5	-1,37	-2,1	6,59	5,45	8,57
4	0/-5	-1,37	-2,1	6,59	5,45	8,57
5	0/-5	-2,27	-2,1	6,59	5,45	7,67
6	0/-5	-1,91	-	6,59	5,45	10,13
7	0/-5	-1,01	-	6,59	5,45	11,03
8	0/-5	-1,01	-	6,59	5,45	11,03
9	0/-5	-1,01	-	6,59	5,45	11,03
10	0/-5	-1,91	-	6,59	5,45	10,13
11	0/-5	-1,91	-	6,59	5,45	10,13
12	0/-5	-1,01	-	6,59	9,5	15,08
13	0/-5	-1,01	-	6,59	9,5	15,08
14	0/-5	-1,01	-	6,59	9,5	15,08
15	0/-5	-1,91	-2,1	6,59	5,5	8,08
16	-20/-28	2,36	-	7,21	-	9,57
17	-20/-28	2,95	-	7,21	-	10,16
18	0/-5	-1,24	-1,7	6,11	9,5	12,67
19	0/-5	-0,73	-1,7	6,11	4,5	8,18
20	0/-5	-1,45	-	6,11	-	4,66
21	5/-5	-3,81	-	12,55	-	8,74
22	5/-5	-3,12	-	12,4	-	9,28

Отже в зимній період споживання холоду значно зменшилось.

4.3. Визначення навантаження на компресор

Навантаження на компресор $Q_{КМ}$ складається із усіх видів теплонадходжень , але в ряді випадків їх можна враховувати на повністю, а частково, в залежності від типу та призначення холодильника.

Температура кипіння -5°С

1)Навантаження на компресор від теплопритоку через огородження приймають:[1]

$Q_{1км} = 0{,}9 \cdot Q_1$- для всіх камер, Вт.

2) Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:[1]

$Q_{2км} = 0{,}5 \cdot Q_2$ - для камер зберігання, Вт;

3) Навантаження на компресор від теплопритоків при вентиляції приймають:[1]

$Q_{3км} = Q_3$ - для камер зберігання, Вт;

4) Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків приймають:[1]

$Q_{4км} = 0{,}75 \cdot Q_4$- для всіх камер, Вт.

5) Навантаження на компресор від теплопритоків при диханні фруктів приймають:[1]

$Q_{5км} = Q_5$ - для камер зберігання, Вт;

Сумарне навантаження на компресори:

$$\Sigma Q_{\text{км}} = 0{,}9 \cdot Q_1 + 0{,}5 \cdot Q_2 + Q_3 + 0{,}75 \cdot Q_4 + Q_5 =$$

$$= 0{,}9 \cdot 117{,}32 + 0{,}5 \cdot 964{,}12 + 111{,}1 + 0{,}75 \cdot 163{,}13 + 145{,}2 = 912{,}25 \text{ кВт}$$

Необхідна холодопродуктивність:

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{\text{км}}}{b}, \text{ кВт}$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (для охолодження з проміжним теплоносієм прийнято 1,12); $\Sigma Q_{\text{км}}$ – сумарне навантаження на компресори; b - коефіцієнт робочого часу аміачних холодильних установок (для промислових холодильників не менше 0.9). [1]

$$Q_0 = \frac{1{,}12 \cdot 912{,}25}{0{,}9} = 1135{,}25 \text{ кВт}$$

Температура кипіння -25°С

1)Навантаження на компресор від теплопритоку через огородження приймають:[1]

$Q_{1\text{км}} = 0{,}9 \cdot Q_1$- для всіх камер, Вт.

2) Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:[1]

$Q_{2\text{км}} = 0{,}5 \cdot Q_2$ - для камер зберігання, Вт;

3) Навантаження на компресор від теплопритоків при вентиляції приймають:[1]

$Q_{3\text{км}} = 0$ - для камер зберігання замороженої продукції, Вт;

4) Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків приймають:[1]

$Q_{4\text{км}} = 0{,}75 \cdot Q_4$- для всіх камер, Вт.

5) Навантаження на компресор від теплопритоків при диханні фруктів приймають:[1]

$Q_{5км} = 0$ - для камер зберігання замороженої продукції, Вт;

Сумарне навантаження на компресори:

Навантаження на КМ:

$$\Sigma Q_{км} = 0{,}9 \cdot Q_1 + 0{,}5 \cdot Q_2 + 0{,}75 \cdot Q_4 =$$
$$= 0{,}9 \cdot 12{,}43 + 0{,}5 \cdot 6{,}62 + 0{,}75 \cdot 16{,}52 = 26{,}88 \text{ кВт}$$

Необхідна холодопродуктивність:

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{км}}{b}, \text{ кВт}$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (для охолодження з проміжним теплоносієм прийнято 1,12); $\Sigma Q_{км}$ – сумарне навантаження на компресори; b - коефіцієнт робочого часу аміачних холодильних установок (для промислових холодильників не менше 0.9). [1]

$$Q_0 = \frac{1{,}12 \cdot 26{,}88}{0{,}9} = 33{,}45 \text{ кВт}$$

Температура кипіння -40°С

1)Навантаження на компресор від теплопритоку через огородження приймають:[1]

$Q_{1км}$ - не враховуємо.

2) Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймають:[1]

$Q_{2км} = Q_2$ - для камер зберігання, Вт;

3) Навантаження на компресор від теплопритоків при вентиляції приймають:[1]

$Q_{3км}$ – не враховуємо;

4) Навантаження на компресор від експлуатаційних теплопритоків приймають:[1]

$Q_{4км} = Q_4$- від електродвигунів, Вт.

5) Навантаження на компресор від теплопритоків при диханні фруктів приймають:[1]

$Q_{5км}$ – не враховуємо;

Сумарне навантаження на компресори:

Навантаження на КМ:

$$\Sigma Q_{км} = Q_2 + Q_4 = 428 \text{ кВт}$$

Необхідна холодопродуктивність:

$$Q_0 = \frac{k \cdot \Sigma Q_{км}}{b}, \text{ кВт}$$

де k – коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах та апаратах холодильної установки (для охолодження з проміжним теплоносієм прийнято 1,12); $\Sigma Q_{км}$ – сумарне навантаження на компресори; b - коефіцієнт робочого часу аміачних холодильних установок (для промислових холодильників не менше 0.9). [1]

$$Q_0 = \frac{1{,}12 \cdot 428}{0{,}9} = 532{,}6 \text{ кВт}$$

5. Вибір розрахункового робочого режиму та підбір компресорів.

Правильно вибраний температурний режим роботи холодильної установки визначає її економічність.

Режим роботи характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження, всмоктування.

5.1. Доцільність використання аміаку.

Використання аміаку зумовлене тим що він є одним з найбільш економічно вигідних і сприятливих для клімату холодильним агентом.

Так як в даний час велика увага приділяється захисту навколишнього середовища, використання аміаку є цілком виправдане тому, що він є природною речовиною і не створю негативного впливу на довкілля:

- потенціал руйнування озонового шару ODW = 0;

- потенціал глобального потепління GWP = 0.

Також аміак має дуже високу енергетичну ефективність, його теплота випаровування, коефіцієнт теплопередачі і холодильний коефіцієнт значно більший ніж в інших холодильних агентів.

Вартість аміаку в декілька раз менша вартості фреонів, також за рахунок меншого діаметру трубопроводу і його матеріалу (сталеві, а не мідні, як у фреону), значно зменшуються капітальні затрати.

Зменшивши кількість аміаку в системі за рахунок використання нового обладнання і охолодження з проміжним холодоносієм, зменшує небезпечніть його використання.

5.2. Вибір схеми холодильної машини та побудова циклу

Температура кипіння холодильного агенту:

1. Для камер зберігання замороженої полуниці (охолодження здійснюється холодоносієм етиленглюколем через повітроохолодники):

$t_0 = t_s - (4..5)$

t_s - середня температура етиленглюколю приймається на 7..10 °С нижче температури повітря в камері. [1]

$t_0 = (t_в - 7) - (4..5) = -20 - 7 - 4 = -31°C$

2. Для камер зберігання охолоджених продуктів, камери технологічної обробки продукції і експедиції (охолодження здійснюється холодоносієм етиленглюколем через повітроохолодники)

$t_0 = t_s - (4..5)$

t_s - середня температура етиленглюколю приймається на 7-10 °С нижче температури повітря в камері. [1]

$t_0 = (t_в - 10) - (4..5) = 0 - 10 - 4 = -14°C$

3. Для заморожування полуниці (заморожування проводиться в флюїдизаційних апаратах безпосередньо аміаком):

$t_0 = -40°C$ (табл. 1.1).

Температура конденсації холодильного агенту:

Холодильна установка працює на аміаку, відповідно прийнято випарні конденсатори, відповідно для м. Миколаїв з зовнішньою температурою $t_з = 32°C$ і відносною вологістю 55% приймаємо температуру конденсації $t_к = 38°C$ (згідно рис 11.1) [1].

Для отримання трьох різних температур кипіння, використана схема двохступеневої холодильної машини з циркуляційними ресиверами (рис.5.1).

Будуємо цикл в lgP-h діаграмі для R717 (рис 5.2.). Значення параметрів холодильного агента в основних точках циклу заносимо у табл.5.1.

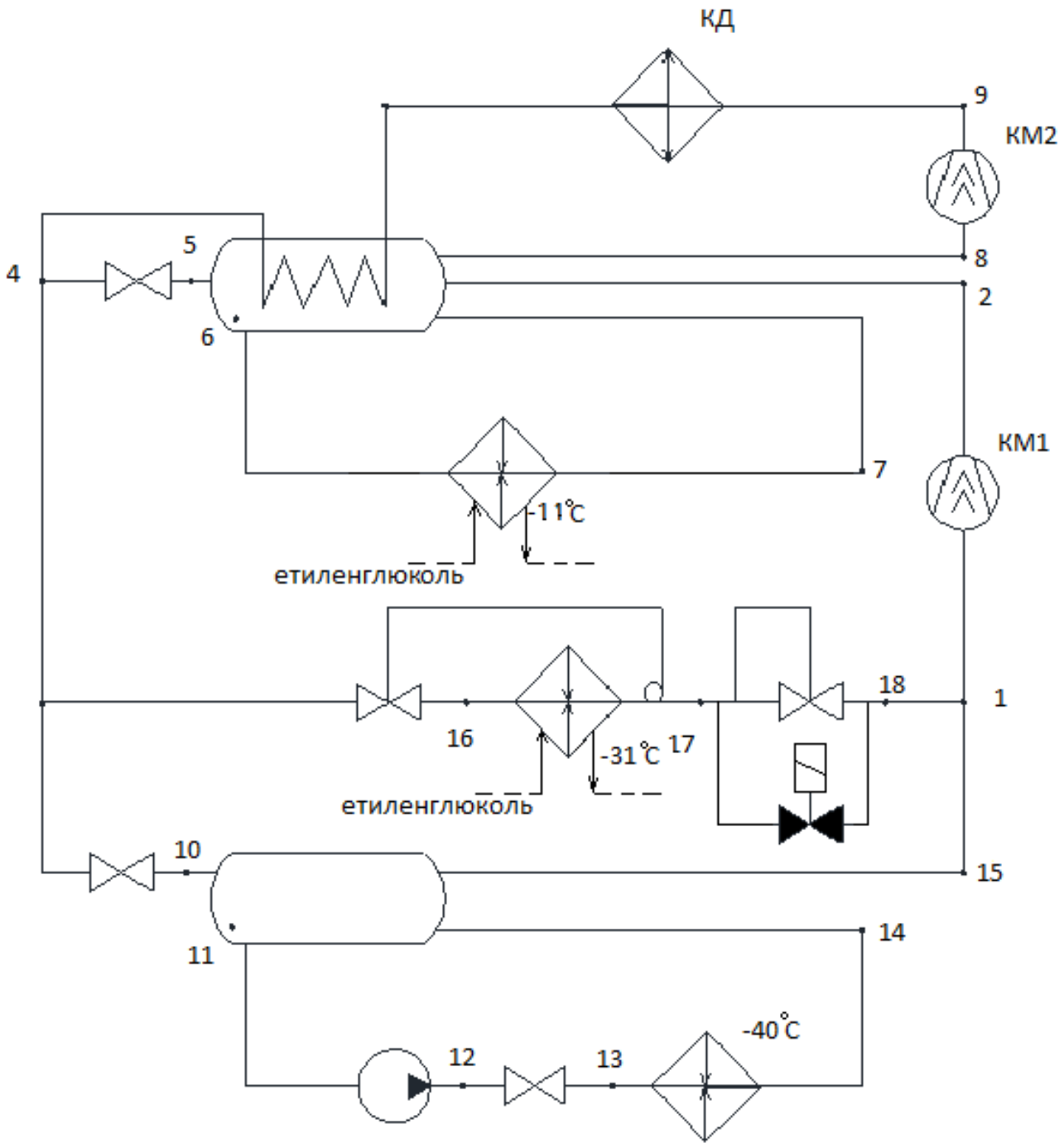


Рис.5.1. Схема холодильної установки

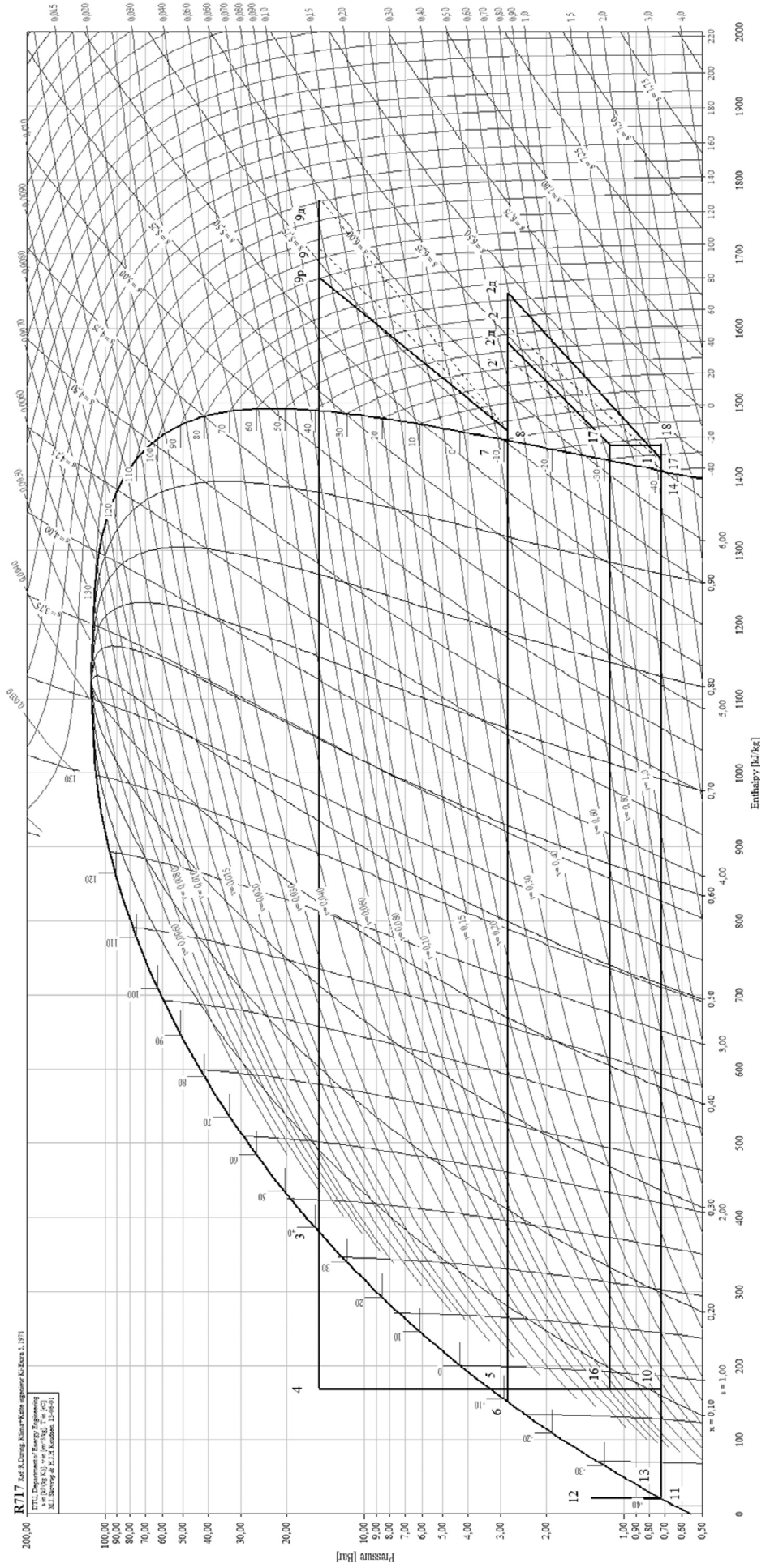


Рис. 5.2. Цикл холодильної установки

Таблиця 5.1. Точки циклу

Точки	Температура t, °C	Тиск P, МПа	Етальпія h, кДж/кг	Питомий об'єм v, м^3/кг
1	-40	0,07	1419	1,59
2	53	0,28	1601	-
2д	75	0,28	1647	-
3	38	1,48	377	-
4	-7	1,48	170	-
5	-11	0,28	170	-
6	-11	0,28	150	-
7	-11	0,28	1450	-
8	-6	0,28	1463	0,44
9р	100	1,48	1666	-
9	115	1,48	1706	-
9д	140	1,48	1773	-
10	-40	0,07	170	-
11,13	-40	0,07	22	-
14	-40	0,07	1408	-
15	-35	0,07	1418	-
16	-31	0,11	170	-
17	-21	0,11	1442	1,05
18	-23	0,07	1442	-

5.3. Підбір компресорів

а) для першої ступені

Масова витрата ХА через випарник для температури кипіння -40°С:

$$m_{Iст}^{1} = \frac{Q_0^{-40}}{h_{14} - h_{13}} = \frac{532,6}{1408 - 22} = 0,38 \text{ кг/с}$$

Масова витрата ХА через циркуляційний ресивер для температури кипіння -40°С:

$$m_{Iст}^{2} = \frac{m_{Iст}^{1}}{1 - x_{10}} = \frac{0,38}{1 - 0,13} = 0,44 \text{ кг/с}$$

Масова витрата ХА через випарник для температури кипіння -31°С:

$$m_{Iст}^{3} = \frac{Q_0^{-31}}{h_{17} - h_{16}} = \frac{33{,}45}{1442 - 170} = 0{,}027 \text{ кг/с}$$

Баланс в точці змішування (т.1) ХА з температурами -40°С і -31°С:

$$m_{Iст}^{2} \cdot h_{15} + m_{Iст}^{3} \cdot h_{18} = (m_{Iст}^{2} + m_{Iст}^{3}) \cdot h_1$$

$$h_1 = \frac{m_{Iст}^{2} \cdot h_{15} + m_{Iст}^{3} \cdot h_{18}}{m_{Iст}^{2} + m_{Iст}^{3}} = \frac{0{,}44 \cdot 1418 + 0{,}027 \cdot 1437}{0{,}44 + 0{,}027} = 1419 \text{ кДж/кг}$$

Теоретична об'ємна подача компресора:

$$V_т = (m_{Iст}^{2} + m_{Iст}^{3}) \cdot v_1 = (0{,}44 + 0{,}027) \cdot 1{,}59 = 0{,}74 \text{ м}^3\text{/с} = 2664 \text{ м}^3\text{/год}$$

За теоретичною об'ємною подачею з каталогу підібрано компресорний агрегат на базі двох гвинтових комперсорів GEA Grasso LT V (табл. 5.2.) об'ємною подачею 3480 м^3/год, що на 30% більше теоретичної, тобто має необхідний запас.

Таблиця.5.2. Характеристика компресорного агрегата на базі компресорів GEA Grasso LT V

Подача, м^3/год / м^3/с	3480/0,966
Довжина, мм	1125
Ширина, мм	660
Висота, мм	570
Діаметр всмоктувального патрубка, мм	175
Діаметр нагнітального патрубка, мм	100
Маса, кг	1060

Дійсна масова витрата в ХА через КМ становить:

$$M_{км} = \frac{V_{км}}{v_1} = \frac{0{,}966}{1{,}59} = 0{,}6 \text{ кг/с}$$

Дійсна ентальпія в т.2 після процесу стискання:

при перепаді тисків $P_н/P_{вс} = 4$, η_i приймаємо 0,85 згідно рис. 11.2. [1]

$$h_{2д} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 1419 + \frac{1601 - 1419}{0{,}85} = 1698 \text{ кДж/кг}$$

Потужність стискання:

$$N_{\text{і}} = M_{\text{км}} \cdot \left(h_{2\text{д}} - h_1\right) = 0{,}6 \cdot (1698 - 1491) = 167{,}4 \text{ кВт}$$

Потужність на валу:

для перепаду тисків $P_{\text{н}}/P_{\text{вс}} = 4$, $\eta_{\text{мех}}$ приймаємо 0,9. [1]

$$N_{\text{е}} = \frac{N_{\text{і}}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{167{,}4}{0{,}9} = 186 \text{ кВт}$$

Електрична потужність:

для великих компресорів $\eta_{\text{ел}}$ приймаємо 0,95. [1]

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_{\text{е}}}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{186}{0{,}95} = 196 \text{ кВт}$$

За умови коли флюїдизаційні апарати не працюють, навантаження на КМ буде лише від камер зберігання замороженою полуниці, відповідно для таких умов підбираємо ще один КМ лише для температури кипіння -31°С.

Теоретична об'ємна подача компресора:

$$V_{\text{т}} = m^3_{I\text{ст}} \cdot v_{17} = 0{,}027 \cdot 1{,}05 = 0{,}028 \text{ м}^3/\text{с} = 100 \text{ м}^3/\text{год}$$

За теоретичною об'ємною подачею з каталогу підібрано гвинтовий комперсор Bitzer O SKA5351 (табл. 5.3.) об'ємною подачею 100 м^3/год.

Таблиця.5.3. Характеристика гвинтового компресора Bitzer O SKA5351

Подача, м^3/год / м^3/с	100/0,028
Довжина, мм	300
Ширина, мм	170
Висота, мм	210
Діаметр всмоктувального патрубка, мм	54
Діаметр нагнітального патрубка, мм	42
Маса, кг	250

Дійсна масова витрата в ХА через КМ становить:

$$M_{\text{км}} = \frac{V_{\text{км}}}{v_{17}} = \frac{0{,}028}{1{,}05} = 0{,}027 \text{ кг/с}$$

Дійсна ентальпія в т.2' після процесу стискання:

при перепаді тисків $P_н/P_{вс} = 2{,}5$, $\eta_{\text{і}}$ приймаємо 0,87 згідно рис. 11.2. [1]

$$h_{2\prime д} = h_{17} + \frac{h_{2\prime} - h_{17}}{\eta_{\text{і}}} = 1422 + \frac{1560-1422}{0{,}87} = 1580 \text{ кДж/кг}$$

Потужність стискання:

$$N_{\text{і}} = M_{\text{км}} \cdot \left(h_{2\prime д} - h_{17}\right) = 0{,}027 \cdot (1580 - 1422)/0{,}87 = 3{,}7 \text{ кВт}$$

Потужність на валу:

для перепаду тисків $P_н/P_{вс} = 2{,}5$, $\eta_{\text{мех}}$ приймаємо 0,9. [1]

$$N_{\text{е}} = \frac{N_{\text{і}}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{3{,}7}{0{,}9} = 4{,}1 \text{ кВт}$$

Електрична потужність:

для малих компресорів компресорів $\eta_{\text{ел}}$ приймаємо 0,9. [1]

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_{\text{е}}}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{12{,}4}{0{,}9} = 4{,}5 \text{ кВт}$$

б) для другої ступені

Масова витрата ХА через випарник для температури кипіння 0°С:

$$m^1_{II\text{ст}} = \frac{Q_0^{-11}}{h_7 - h_6} = \frac{1135{,}25}{1450 - 150} = 0{,}89 \text{ кг/с}$$

Баланс циркуляційного ресивера:

$$(m^2_{I\text{ст}} + m^3_{I\text{ст}} + m^2_{II\text{ст}}) \cdot h_3 - (m^2_{I\text{ст}} + m^3_{I\text{ст}} + m^2_{II\text{ст}}) \cdot h_4 - m^1_{II\text{ст}} \cdot h_6 + m^1_{II\text{ст}} \cdot h_7 + (m^2_{I\text{ст}} + m^3_{I\text{ст}}) \cdot h_2 - (m^2_{I\text{ст}} + m^3_{I\text{ст}} + m^2_{II\text{ст}}) \cdot h_8 + m^2_{II\text{ст}} \cdot h_5 = 0$$

Звідси масова витрата ХА на циркуляційний ресивер:

$$m^2_{II\text{ст}} = \frac{(m^2_{I\text{ст}}+m^3_{I\text{ст}})\cdot(-h_3+h_4-h_2+h_8)+m^1_{II\text{ст}}\cdot(h_6-h_7)}{h_3-h_4-h_8+h_5} =$$

$$\frac{(0{,}44+0{,}027)\cdot(-377+202-1698+1463)+0{,}89\cdot(150-1450)}{377-202-1463+170} = 1{,}2 \text{ кг/с}$$

Масова витрата ХА на КМ:

$$m^3_{II\text{ст}} = m^2_{I\text{ст}} + m^3_{I\text{ст}} + m^2_{II\text{ст}} = 0{,}44 + 0{,}027 + 1{,}2 = 1{,}667 \text{ кг/с}$$

Теоретична об'ємна подача компресора:

$$V_\text{т} = m^3_{II\text{ст}} \cdot v_8 = 1{,}667 \cdot 0{,}44 = 0{,}58 \text{ м}^3\text{/с} = 2100 \text{ м}^3\text{/год}$$

За теоретичною об'ємною подачею з каталогу підібрано компресорний агрегат на базі двох гвинтових комперсорів GEA Grasso LT S (табл.5.4.) об'ємною подачею 2580 м^3/год, що на 23% більше теоретичної, тобто має необхідний запас.

Таблиця.5.4. Характеристика компресорного агрегата на базі компресорів GEA Grasso LT S

Подача, м^3/год / м^3/с	2580/0,71
Довжина, мм	850
Ширина, мм	530
Висота, мм	480
Діаметр всмоктувального патрубка, мм	175
Діаметр нагнітального патрубка, мм	100
Маса, кг	800

Дійсна масова витрата в ХА через КМ становить:

$$M_\text{км} = \frac{V_\text{км}}{v_8} = \frac{0{,}71}{0{,}44} = 0{,}25 \text{ кг/с}$$

Дійсна ентальпія в т.11 після процесу стискання:

при перепаді тисків $P_н/P_{вс}$ = 5,2, $\eta_\text{і}$ приймаємо 0,83 згідно рис. 11.2. [1]

$$h_{9д} = h_8 + \frac{h_9 - h_8}{\eta_i} = 1463 + \frac{1706-1463}{0{,}83} = 1773 \text{ кДж/кг}$$

Для гвинтового КМ для розрахунків приймаємо ентальпію при температурі 100°С, решту теплоти відводить мастилоохолодник.

Потужність стискання:

$$N_i = M_{км} \cdot (h_{11р} - h_{10}) = 0{,}25 \cdot (1666 - 1470) = 49 \text{ кВт}$$

Потужність на валу:

для перепаду тисків $P_н/P_{вс}$ = 5,2, $\eta_{мех}$ приймаємо 0,9. [1]

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{49}{0{,}9} = 54{,}4 \text{ кВт}$$

Електрична потужність:

для великих компресорів компресорів $\eta_{ел}$ приймаємо 0,95. [1]

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} = \frac{54{,}4}{0{,}95} = 57 \text{ кВт}$$

Навантаження на конденсатор:

$$Q_{кд} = M_{км} \cdot (h_{9р} - h_3) = 0{,}25 \cdot (1666 - 377) = 322 \text{ кВт}$$

Навантаження на мастилоохолодник компресора першої ступені:

$$Q_{кд} = M_{км} \cdot (h_{9д} - h_{9р}) = 0{,}25 \cdot (1773 - 1666) = 18 \text{ кВт}$$

6. Вибір теплообмінного обладнання.

6.1. Розрахунок і вибір конденсатора

Знаходимо розрахункову площу випарного конденсатора за формулою:

$$F = Q_к/q_f$$

q_f- питоме теплове навантаження на випарний конденсатор прийнято 2,5 кВт; $Q_к$= 0,9·$Q_{кд}$ тому, що в випарних конденсаторах є секція де ХА охолоджується повітрям, без орошення поверні водою. [1]

$$F = \frac{0,9 \cdot Q_{кд}}{q_f} = \frac{0,9 \cdot 322}{2,5} = 115,9 \text{ м}^2$$

За каталогом підбираємо випарний конденсатор ИК-125 (і один запасний) з площою теплообмінної поверхні 138м^2 що дає запас по площі на 19% (табл.6.1).

Таблиця 6.1. Характеристики випарного конденсатора ИК-125

Номінальна теплова потужність, кВт	402
Площа теплообмінної поверхні, м^2 основна секція форконденсатор	 138 56
Число вентиляторів	2
Об'ємна витрата повітря, м^3	10,8
Потужність двигуна вентилятора, кВт	3
Об'ємна витрата води, м^3/с при тиску 0,03-0,04 МПа свіжої води при тиску 0,3 МПа	 8,3 0,21
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	 4142/1940/2855
Маса, кг	4500

6.2. Розрахунок і вибір випарників

Необхідну площу теплообмінної поверхні випарника:

$$F = \frac{Q}{k\theta}, \text{ м}^2$$

k - коефіцієнт теплопередачі для пластинчастих випарників прийнято 2500 Вт/(м^2·К) ; θ - температурний напір. [1]

1) Для температури кипіння -11°С:

Температурний напір приймаємо $\theta = \frac{t_{вх}+t_{вих}}{2} - t_0 = \frac{-6-8}{2} - (-11) = 4$ °С

$$F = \frac{1135{,}25 \cdot 1000}{2500 \cdot 4} = 113 \text{ м}^2$$

За каталогом прийнято пластинчастий теплообмінник Guntner TL 400 (табл. 6.2.) з площею теплообміну 115 м^2.

Таблиця 6.2. Характеристики випарника Guntner TL 400

Площа вінутрішньої поверхні теплообміну, м^2	115
Об'єм аміаку, м^3	0,23
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	1712/550/2500
Маса, кг	2100

2) Для температури кипіння -31°С:

Температурний напір приймаємо $\theta = \frac{t_{вх}+t_{вих}}{2} - t_0 = \frac{-26-28}{2} - (-31) = 4$ °С

$$F = \frac{33{,}45 \cdot 1000}{2500 \cdot 4} = 3{,}4 \text{ м}^2$$

За каталогом прийнято пластинчастий теплообмінник Guntner TL 90 (табл. 6.3.) з площею теплообміну 4 м^2.

Таблиця 6.3. Характеристики випарника Guntner TL 90

Площа вінутрішньої поверхні теплообміну, м^2	4
Об'єм аміаку, м^3	0,0036
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	887/335/250
Маса, кг	120

6.3. Розрахунок і вибір повітроохолодників

Необхідну площу теплообмінної поверхні ровітроохолодника:

$$F = \frac{Q}{k\theta}, \text{ м}^2$$

Камери зберігання 1-11

k - коефіцієнт теплопередачі для кожухотрубних випарників прийнято 17,5 Вт/(м^2·К) ; θ - температурний напір прийнято 4 °С. [1]

$$F = \frac{115 \cdot 1000}{17{,}5 \cdot 4} = 1643 \text{ м}^2$$

Прийнято 4 повітроохолодників Guntner GGN 081A/34(табл. 6.4.) з загальною площею поверхні 2048 м^2.

Таблиця 6.4. Характеристика повітроохолодника Guntner GGN 081A/24

Об'ємна витрата холодоносія, м^3	24,2
Площа теплообмінної поверхні, м^2	512
Число вентиляторів	3
Об'ємна витрата повітря, м^3	55320
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	4906/865/1065
Маса, кг	530

Камери зберігання 12-15

k - коефіцієнт теплопередачі для кожухотрубних випарників прийнято 17,5 Вт/(м^2·К) ; θ - температурний напір прийнято 4 °С. [1]

$$F = \frac{36 \cdot 1000}{17{,}5 \cdot 4} = 51{,}4 \text{ м}^2$$

Прийнято 2 повітроохолодників Guntner GGN 045C/14(табл. 6.5.) з загальною площею поверхні 68,4 м^2.

Таблиця 6.5. Характеристика повітроохолодника Guntner GGN 045C/14

Об'ємна витрата холодоносія, м^3	1,8
Площа теплообмінної поверхні, м^2	34,2
Число вентиляторів	1
Об'ємна витрата повітря, м^3	4250
Маса, кг	47

Камери зберігання 16,17

k - коефіцієнт теплопередачі для кожухотрубних випарників прийнято 13 Вт/(м^2·К) ; θ - температурний напір прийнято 7 °С. [1]

$$F = \frac{18{,}05 \cdot 1000}{13 \cdot 7} = 198 \text{ м}^2$$

Прийнято 3 повітроохолодників Guntner GGN 046C/27(табл. 6.6.) з загальною площею поверхні 244 м^2.

Таблиця 6.6. Характеристика повітроохолодника Guntner GGN 046C/27

Об'ємна витрата холодоносія, м^3	4,1
Площа теплообмінної поверхні, м^2	81,5
Число вентиляторів	2
Об'ємна витрата повітря, м^3	8860
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	1996/685/1630
Маса, кг	114

Камери зберігання 18,19

k - коефіцієнт теплопередачі для кожухотрубних випарників прийнято 17,5 Вт/(м^2·К) ; θ - температурний напір прийнято 4 °С. [1]

$$F = \frac{32 \cdot 1000}{17{,}5 \cdot 4} = 457 \text{ м}^2$$

Прийнято 3 повітроохолодників Guntner GGN 066C/27(табл. 6.7.) з загальною площею поверхні 550 м^2.

Таблиця 6.7. Характеристика повітроохолодника Guntner GGN 066C/27

Об'ємна витрата холодоносія, м^3	8,8
Площа теплообмінної поверхні, м^2	183,3
Число вентиляторів	2
Об'ємна витрата повітря, м^3	19320
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	3046/785/965
Маса, кг	275

Камера зберігання 20

k - коефіцієнт теплопередачі для кожухотрубних випарників прийнято 17,5 Вт/(м^2·К) ; θ - температурний напір прийнято 4 °С. [1]

$$F = \frac{13 \cdot 1000}{17{,}5 \cdot 4} = 186 \text{ м}^2$$

Прийнято 2 повітроохолодників Guntner GGN 066A/27(табл. 6.8.) з загальною площею поверхні 244 м^2.

Таблиця 6.8. Характеристика повітроохолодника Guntner GGN 066A/27

Об'ємна витрата холодоносія, м^3	6,4
Площа теплообмінної поверхні, м^2	122,2
Число вентиляторів	2
Об'ємна витрата повітря, м^3	20220
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	3046/785/965
Маса, кг	230

Камера зберігання 21,22

k - коефіцієнт теплопередачі для кожухотрубних випарників прийнято 17,5 Вт/(м^2·К) ; θ - температурний напір прийнято 4 °С. [1]

$$F = \frac{20 \cdot 1000}{17{,}5 \cdot 4} = 285 \text{ м}^2$$

Прийнято 3 повітроохолодників Guntner GGN 046B/24(табл. 6.9.) з загальною площею поверхні 346 м^2.

Таблиця 6.9. Характеристика повітроохолодника Guntner GGN 046B/24

Об'ємна витрата холодоносія, м^3	4,9
Площа теплообмінної поверхні, м^2	115,3
Число вентиляторів	2
Об'ємна витрата повітря, м^3	8440
Габаритні розміри, мм Довжина/Ширина/Висота	1996/685/665
Маса, кг	123

6.4. Розрахунок і вибір мастилоохолодника

Знаходимо розрахункову площу повітряного мастилоохолодника за формулою:

$$F = \frac{Q_к}{k \cdot (t_д - t_р)}$$

k - питоме теплове навантаження на випарний конденсатор прийнято 25 Вт/(м^2·К); [1]

$$F = \frac{18}{1000 \cdot (128 - 100)} = 0{,}001 \text{ м}^2$$

Мастилоохолодник з відповідною площею теплообміну поставляється в комплекті разом з компресорним агрегатом.

7. Вибір допоміжного обладнання.

Лінійний ресивер

Розрахунок об'єму по якому підбирається ресивер:

$$V_{\text{лр}} = 0{,}4V_{\text{в}}$$

Об'єм аміаку в випарниках складає 0,23 м^3 (табл. 6.2.) і 0,0036 м^3 (табл. 6.3.), місткість аміаку в флюїдизаційних апаратах 2,4 м^3 (табл. 1.1.).

$$V_{\text{лр}} = 0{,}4 \cdot (0{,}23 + 0{,}0036 + 2{,}4) = 1{,}05 \text{ м}^3$$

Підібрано горизонтальний ресивер 2,5 РД (табл. 7.1.)з допустимою місткістю 1,5м^3

Таблиця 7.1. Характеристика ресивера 2,5 РД

Місткість, м^3	1,5
Габаритні розміри, мм Діаметр/Довжина	800/5610
Маса, кг	990

Компаундно-гравітаційний ресивер

Розрахунок об'єму по якому підбирається ресивер:

$$V_{\text{лр}} = 0{,}4V_{\text{в}}$$

Об'єм аміаку в випарнику складає 0,23 м^3 (табл. 6.2.).

$$V_{\text{лр}} = 0{,}4 \cdot 0{,}23 = 0{,}092 \text{ м}^3$$

Підібрано горизонтальний ресивер 2,5 РД (табл. 7.1.) з допустимою місткістю 1,5м^3.

Циркуляційний ресивер

Розрахунок об'єму по якому підбирається ресивер:

$$V_{\text{лр}} = 0{,}4V_{\text{в}}$$

Об'єм аміаку в апаратах складає 2,4 м^3 (табл. 6.2.).

$$V_{\text{лр}} = 0{,}4 \cdot 2{,}4 = 0{,}96 \text{ м}^3$$

Підібрано горизонтальний ресивер 2,5 РД (табл. 7.1.) з допустимою місткістю 1,5м^3.

Захисний ресивер

Об'єм по якому підбирається ресивер:

$$V_{\text{зр}} = 0{,}4V_{\text{в}}$$

Об'єм аміаку в випарниках складає 0,23 м^3 (табл. 6.2.) і 0,0036 м^3 (табл. 6.3.), місткість аміаку в флюїдизаційних апаратах 2,4 м^3 (табл. 1.1.).

$$V_{\text{зр}} = 0{,}4 \cdot (0{,}23 + 0{,}0036 + 2{,}4) = 1{,}05 \text{ м}^3$$

Підібрано горизонтальний ресивер 2,5 РД (табл. 7.1.)з допустимою місткістю 1,5м^3

Дренажний ресивер

Дренажний ресивер підбирається таким чином, щоб при заповненні на 80% він вмістив рідкий аміак з найбільш аміаковмісного апарату (в даному випадку флюїдизаційних апаратів) :

$$V_{\text{др}} = 1{,}25 \cdot V_{\text{фл.ап.}}$$

Об'єм аміаку в флюїдизаційних апаратах 2,4 м^3 (табл. 1.1.).

$$V_{\text{др}} = 1{,}25 \cdot 2{,}4 = 3 \text{ м}^3$$

Підібрано горизонтальний ресивер 3,5 РД (табл. 7.2.)з допустимою місткістю 3,34м^3

Таблиця 7.2. Характеристика ресивера 3,5 РД

Місткість, м^3	3,41
Габаритні розміри, мм Діаметр/Довжина	1000/4680
Маса, кг	1160

Мастилозбірник

Для нашої установки в якості мастилозбірника приймаємо вертикальний ресивер 1,5 РДВ (табл.4.3.) місткістю 1400 л.

Таблиця 7.3. Характеристика ресивера РДВ 1,5

Місткість, м^3	1,4
Габаритні розміри, мм Діаметр/Висота	800/3380
Маса, кг	710

Інше допоміжне обладнання таке як мастиловіддільники і віддільники рідини поставляються в комплекті з компресорним агрегатом.

Мастиловіддільник і віддільник рідини для гвинтового компресора Bitzer

Мастиловіддільник підбираємо по діаметру нагнітального патрубка, для 40мм патрубка підібрано аміачний мастиловіддільник 50М (табл.7.4.).

Таблиця 7.4. Характеристика мастиловіддільника 50М

Діаметр нагнітального патрубка, мм	50
Габаритні розміри, мм Діаметр/Висота	257/1228
Маса, кг	98

Віддільник рідини підбираємо по діаметру всмоктувального патрубка, для 50мм патрубка підібрано аміачний віддільник рідини 70 ОЖ (табл.4.5.).

Таблиця 7.5. Характеристика мастиловіддільника 50М

Діаметр нагнітального патрубка, мм	65
Габаритні розміри, мм Діаметр/Висота/Ширина	465/1730/850
Маса, кг	201

Мембранний генератор для створення регульованого газового середовища

Для генераторів газових середовищ проточного типу необхідна продуктивність при заданій тривалості формування чи корегування режиму в камері визначається по формулі.

$$Q = \frac{2{,}12V_c}{\tau_в}, \text{кВт}$$

де V_c – «вільний» об'єм камери, м^3;

$$V_c = a \cdot V_п, \text{м}^3$$

де a – коефіцієнт, який приймаємо залежно від виду продукції і значення питомого об'єму, яки припадає на 1 т ємкості камери; V_n – внутрішній будівельний об'єм камери, $м^3$.

$$V_c = 0{,}7755 \cdot 2160 = 1675\, м^3.$$

Приймаємо, що тривалість роботи мембранного генератора проточного типу при виведенні камери з РГС становить 48 год.

$$Q = \frac{2{,}12 \cdot 1675}{48} = 74\ {м^3}/{год}.$$

Приймаємо два мембранних генератора проточного типу «БАРС» МВа-0,075 продуктивністю Q=38 ${м^3}/{год}$, при чистоті азоту 99,5 %, площа розміщення 10 $м^2$, маса 1,5 т.

8. Визначення діаметру трубопроводів і гідравлічних втрат в мережі.

8.1. Розрахунок аміачних трубопроводів на компресори

Діаметр на всмоктуванні в компресор:

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_д}{\pi \cdot \omega_{вс}}}$$

$\omega_{вс}$ – швидкість аміаку на стороні всмоктування;

Діаметр на нагнітанні з компресора:

$$d_н = \sqrt{\frac{4 \cdot M_{км} \cdot v}{\pi \cdot \omega_н}}$$

$\omega_{вс}$ – швидкість аміаку на стороні нагнітанні;

1) Компресор першої ступені:

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}996}{3{,}14 \cdot 10}} = 0{,}356 \text{ м}$$

Приймаємо стальну безшовну трубу з $d_{вн}$ = 360 мм і $d_{зн}$ = 366 мм.

$$d_н = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}6}{3{,}14 \cdot 20}} = 0{,}149 \text{ м}$$

Приймаємо стальну безшовну трубу з $d_{вн}$ = 150 мм і $d_{зн}$ = 154 мм.

2) Компресор другої ступені

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}71}{3{,}14 \cdot 10}} = 0{,}3 \text{ м}$$

Приймаємо стальну безшовну трубу з $d_{вн}$ = 300 мм і $d_{зн}$ = 306 мм.

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}25 \cdot 0{,}11}{3{,}14 \cdot 20}} = 0{,}059 \text{ м}$$

Приймаємо стальну безшовну трубу з $d_{вн}$ = 60 мм і $d_{зн}$ = 64 мм.

3) Розрахунок діаметру трубопроводу подачі аміаку з конденсатора до ресивера:

$$d_{\text{зл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \text{M}_3}{\pi \cdot \omega_{\text{зл}} \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}25}{3{,}14 \cdot 0{,}5 \cdot 591}} = 0{,}032 \text{ м}$$

Приймаємо стальну безшовну трубу з $d_{вн}$ = 32 мм і $d_{зн}$ = 36 мм.

8.2. Розрахунок трубопроводу і аміачних насосів для циркуляційних ресиверів

1) На температуру кипіння – 11 °С:

З компаундного гравітаційного ресивера:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \omega_{\text{цр}} \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}89}{3{,}14 \cdot 0{,}3 \cdot 651}} = 0{,}049 \text{ м}$$

Приймаємо стальну безшовну трубу з $d_{вн}$ = 50 мм і $d_{зн}$ = 54 мм.

З випарника до компаундного гравітаційного ресивера:

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m \cdot v}{\pi \cdot \omega_{\text{цр}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}89 \cdot 0.43}{3{,}14 \cdot 0{,}7}} = 0{,}016 \text{ м}$$

Приймаємо стальну безшовну трубу з $d_{вн}$ = 16 мм і $d_{зн}$ = 18 мм.

2) На температуру кипіння – 40 °С (рис.8.1.):

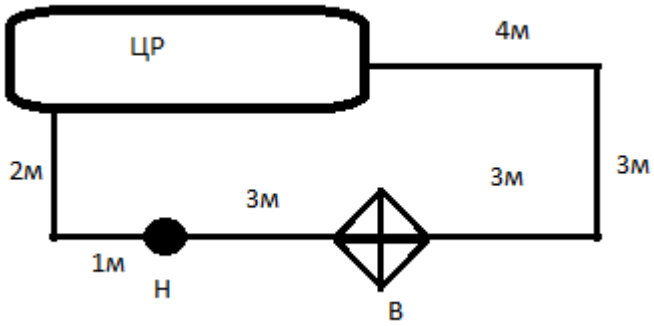


Рис.8.1 Схема трубопроводу з циркуляційним ресивером

Необхідну подача циркуляційного насосу для випарників:

$$G_{\text{н}} = \frac{n_{\text{ц}} \cdot \text{М}}{\rho}$$

$n_{ц}$ – кратність циркуляції насосу;

$$G_{\text{н}} = \frac{25 \cdot 0{,}38}{652} = 0{,}014 \ \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 52 \ \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Всмоктування:

$$d_{\text{цр.в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m}{\pi \cdot \omega_{\text{цр}} \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}38}{3{,}14 \cdot 0{,}3 \cdot 651}} = 0{,}033 \text{ м}$$

Приймаємо стальну безшовну трубу з $d_{вн}$ = 34 мм і $d_{зн}$ = 36 мм.

Втрати тиску в трубопроводах на стороні всмоктування:

Втрати на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d_{\text{вс}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\lambda_{тр}$ – коефіцієнт тертя;

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho}{\mu}$$

μ – динамічна в’язкість, Па*с;

$$\lambda_{\text{тр}} = 0{,}11 \cdot (\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re})^{0{,}25}$$

k – шорсткість труб, мм;

$$Re = \frac{0{,}3 \cdot 0{,}034 \cdot 651}{0{,}0009} = 11070$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0{,}11 \cdot (\frac{0{,}06}{34} + \frac{64}{11070})^{0{,}25} = 0{,}032$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0{,}032 \cdot \frac{3}{0{,}034} \cdot \frac{651 \cdot 0{,}3^2}{2} = 83 \text{ Па}$$

Місцеві втрати:

$$Z = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\xi_{\text{м}}$ – коефіцієнт місцевого опору;

$$Z = \sum (1 + 3 \cdot 0{,}5) \cdot \frac{651 \cdot 0{,}3^2}{2} = 73 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску в трубах:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z = 83 + 73 = 156 \text{ Па}$$

Нагнітання:

$$d_{\text{цр.н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot m \cdot v_{x=0{,}25}}{\pi \cdot \omega_{\text{цр}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}38 \cdot 0{,}4}{3{,}14 \cdot 0{,}7}} = 0{,}014 \text{ м}$$

Приймаємо стальну безшовну трубу з $d_{\text{вн}}$ = 14 мм і $d_{\text{зн}}$ = 16 мм.

Втрати тиску в трубопроводах на стороні всмоктування:

Втрати на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d_{\text{вс}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя;

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}} \cdot \rho}{\mu}$$

μ – динамічна в'язкість, Па*с;

$$\lambda_{\text{тр}} = 0{,}11 \cdot (\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re})^{0{,}25}$$

k – шорсткість труб, мм;

$$Re = \frac{0{,}7 \cdot 0{,}016 \cdot 651}{0{,}0009} = 10630$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0{,}11 \cdot (\frac{0{,}06}{14} + \frac{64}{10630})^{0{,}25} = 0{,}035$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0{,}034 \cdot \frac{13}{0{,}014} \cdot \frac{651 \cdot 0{,}7^2}{2} = 5184 \text{ Па}$$

Місцеві втрати:

$$Z = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\xi_{\text{м}}$ – коефіцієнт місцевого опору;

$$Z = \sum (1 + 2 \cdot 0{,}5 + 25) \cdot \frac{651 \cdot 0{,}7^2}{2} = 4306 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску в трубах:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z = 5184 + 4306 = 9490 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосу:

$$H = \frac{\Delta P_{\text{вс}}}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta P_{\text{н}}}{\rho \cdot g} = \frac{156}{651 \cdot 9{,}81} + \frac{9490}{651 \cdot 9{,}81} = 1{,}51 \text{ м}$$

Вибираємо один циркуляційний аміачниий насос (і один резервний) фірми WITT модель HRP 10080 подачею 55 $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ і подачеє до 60 м.

8.3.Розрахунок та вибір водяних насосів для конденсатора:

Діаметр водяного трубопроводу на стороні всмоктування водяного насосу(рис.8.2.):

$$d_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_в}{\pi \cdot \omega_{вс} \cdot \rho_в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8{,}3}{3{,}14 \cdot 1 \cdot 997}} = 0{,}1 \text{ м}$$

Вибираємо стальну електрозварну трубу з $d_{вн}$ = 100 мм $d_{зн}$ = 110 мм.

Діаметр водяного трубопроводу на стороні нагнітання водяного насосу:

$$d_н = \sqrt{\frac{4 \cdot G_в}{\pi \cdot \omega_{вс} \cdot \rho_в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8{,}3}{3{,}14 \cdot 1{,}3 \cdot 997}} = 0{,}09 \text{ м}$$

Вибираємо стальну електрозварну трубу з $d_{вн}$ = 90 мм, $d_{зн}$ = 100 мм.

Втрати тиску в трубопроводах на стороні всмоктування:

Втрати на тертя:

$$\Delta P_{тр} = \lambda_{тр} \cdot \frac{l}{d_{вс}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\lambda_{тр}$ – коефіцієнт тертя;

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн} \cdot \rho}{\mu}$$

μ – динамічна в’язкість, Па*с;

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot (\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re})^{0{,}25}$$

k – шорсткість труб, мм;

$$Re = \frac{1 \cdot 0{,}1 \cdot 997}{0{,}0009} = 110777$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot (\frac{0{,}06}{100} + \frac{64}{110777})^{0{,}25} = 0{,}02$$

$$\Delta P_{тр} = 0{,}02 \cdot \frac{30}{0{,}1} \cdot \frac{997 \cdot 1^2}{2} = 2991 \text{ Па}$$

Місцеві втрати:

$$Z = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\xi_{\text{м}}$ – коефіцієнт місцевого опору;

Вихід з резервуару в трубу $\xi_{\text{м}}$=0,5; Два повороти на 90° $\xi_{\text{м}}$=1.

$$Z = \sum (1 + 2 \cdot 0{,}5) \cdot \frac{997 \cdot 1^2}{2} = 997 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску в трубах:

$$\Delta P_{\text{вс}} = \Delta P_{\text{тр}} + Z = 2991 + 997 = 3988 \text{ Па}$$

Втрати тиску в трубопроводах на стороні нагнітання:

Втрати на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d_{\text{н}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\lambda_{\text{тр}}$ – коефіцієнт тертя;

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{н}} \cdot \rho}{\mu}$$

μ – динамічна в’язкість, Па*с;

$$\lambda_{\text{тр}} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{н}}} + \frac{64}{Re}\right)^{0{,}25}$$

k – шорсткість труб, мм;

$$Re = \frac{1{,}3 \cdot 0{,}09 \cdot 997}{0{,}0009} = 683498$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{90} + \frac{64}{683498}\right)^{0{,}25} = 0{,}018$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0{,}018 \cdot \frac{10}{0{,}09} \cdot \frac{997 \cdot 1{,}3^2}{2} = 1683 \text{ Па}$$

Місцеві втрати:

$$Z = \sum \xi_{\text{м}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\xi_{\text{м}}$ – коефіцієнт місцевого опору;

Вихід з труби в резервуар - $\xi_м$=0,5;

$$Z = \sum(0{,}5) \cdot \frac{997 \cdot 1{,}3^2}{2} = 420 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску в трубах:

$$\Delta P_{вс} = \Delta P_{тр} + Z = 1683 + 420 = 2103 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосу:

$$H = h_{вс} + \frac{\Delta P_{вс}}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta P_н}{\rho \cdot g} = 7 + \frac{3988}{997 \cdot 9{,}81} + \frac{2103}{997 \cdot 9{,}81} = 7{,}6 \text{ м}$$

Прийнято водяний насос марки Ebara DWO 150 M з напором Н=9м, і продуктивністю Q=12 м^3/год.

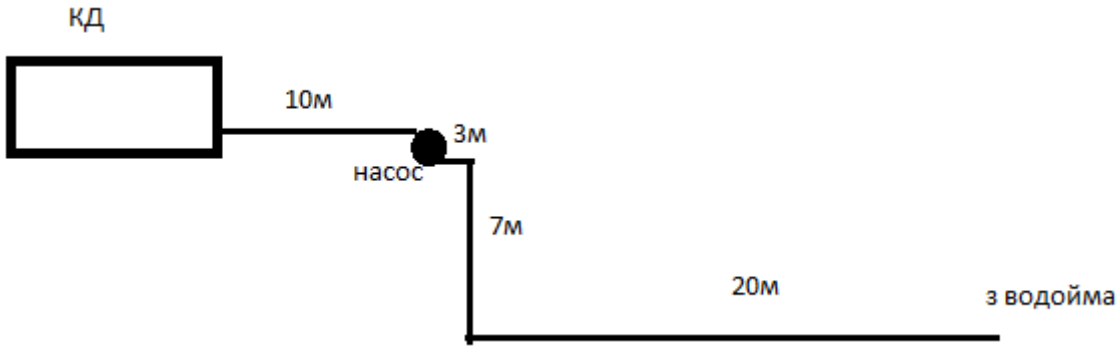


Рис. 8.2. Схема водяного трубопроводу

8.4.Розрахунок та вибір насосів для холодоносія

Для холодоносія з температурою кипіння -11 °С (рис 8.3.):

Діаметр водяного трубопроводу на стороні нагнітання насосу для холодоносія:

$$d_н = \sqrt{\frac{4 \cdot G_в}{\pi \cdot \omega_{вс} \cdot \rho_в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 25}{3{,}14 \cdot 1{,}3 \cdot 1050}} = 0{,}152 \text{ м}$$

Вибираємо стальну електрозварну трубу з $d_{вн}$ = 54 мм, $d_{зн}$ = 60 мм.

Втрати тиску в трубопроводах на стороні всмоктування:

Втрати на тертя:

$$\Delta P_{тр} = \lambda_{тр} \cdot \frac{l}{d_{вс}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\lambda_{тр}$ – коефіцієнт тертя;

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн} \cdot \rho}{\mu}$$

μ – динамічна в'язкість, Па*с;

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot (\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re})^{0{,}25}$$

k – шорсткість труб, мм;

$$Re = \frac{1{,}3 \cdot 0{,}054 \cdot 1050}{0{,}0007} = 150000$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot (\frac{0{,}06}{54} + \frac{64}{150000})^{0{,}25} = 0{,}022$$

$$\Delta P_{тр} = 0{,}022 \cdot \frac{138}{0{,}054} \cdot \frac{1050 \cdot 1{,}3^2}{2} = 49880 \text{ Па}$$

Місцеві втрати:

$$Z = \sum \xi_м \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\xi_м$ – коефіцієнт місцевого опору;

$$Z = \sum (6 \cdot 0{,}5 + 4 \cdot 1 + 25 + 15) \cdot \frac{1050 \cdot 1{,}3^2}{2} = 41700 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску в трубах:

$$\Delta P_{вс} = \Delta P_{тр} + Z = 49880 + 41700 = 91580 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосу:

$$H = \frac{\Delta P_{\text{н}}}{\rho \cdot g} = \frac{91580}{1050 \cdot 9{,}81} = 8{,}8 \text{ м}$$

Прийнято насос марки Ebara DWO 150 M з напором Н=8,9м, і продуктивністю Q=12 м^3/год.

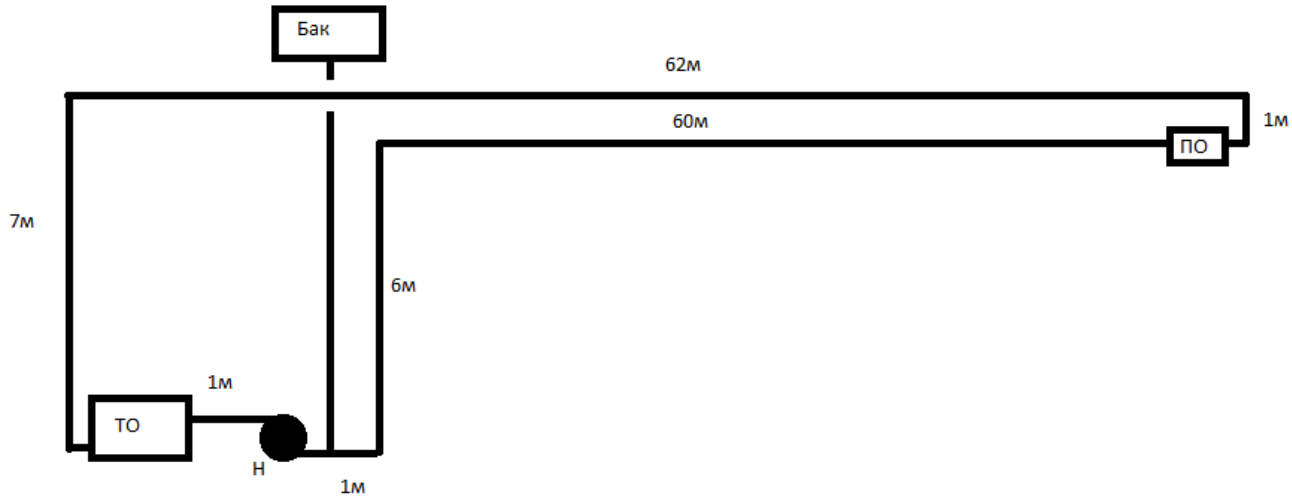


Рис. 8.3. Схема трубопроводу для холодоносія з температурою -11 °С

Для холодоносія з температурою кипіння -31 °С (рис 8.4.):

Діаметр водяного трубопроводу на стороні нагнітання насосу для холодоносія:

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{в}}}{\pi \cdot \omega_{\text{вс}} \cdot \rho_{\text{в}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4{,}1}{3{,}14 \cdot 1{,}3 \cdot 1050}} = 0{,}062 \text{ м}$$

Вибираємо стальну електрозварну трубу з $d_{\text{вн}}$ = 62 мм, $d_{\text{зн}}$ = 66 мм.

Втрати тиску в трубопроводах на стороні всмоктування:

Втрати на тертя:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{l}{d_{\text{вс}}} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\lambda_{тр}$ – коефіцієнт тертя;

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн} \cdot \rho}{\mu}$$

μ – динамічна в’язкість, Па*с;

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot (\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re})^{0{,}25}$$

k – шорсткість труб, мм;

$$Re = \frac{1{,}3 \cdot 0{,}062 \cdot 1050}{0{,}0007} = 93000$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot (\frac{0{,}06}{62} + \frac{64}{93000})^{0{,}25} = 0{,}022$$

$$\Delta P_{тр} = 0{,}022 \cdot \frac{78}{0{,}062} \cdot \frac{1050 \cdot 1{,}3^2}{2} = 24560 \text{ Па}$$

Місцеві втрати:

$$Z = \sum \xi_{м} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

$\xi_{м}$ – коефіцієнт місцевого опору;

$$Z = \sum (6 \cdot 0{,}5 + 4 \cdot 1 + 25 + 15) \cdot \frac{1050 \cdot 1{,}3^2}{2} = 41700 \text{ Па}$$

Загальні втрати тиску в трубах:

$$\Delta P_{вс} = \Delta P_{тр} + Z = 24560 + 41700 = 66260 \text{ Па}$$

Необхідний напір насосу:

$$H = \frac{\Delta P_{н}}{\rho \cdot g} = \frac{66260}{1050 \cdot 9{,}81} = 6{,}4 \text{ м}$$

Прийнято насос марки Ebara DWO 150 M з напором H=6,9м, і продуктивністю Q=24 м^3/год.

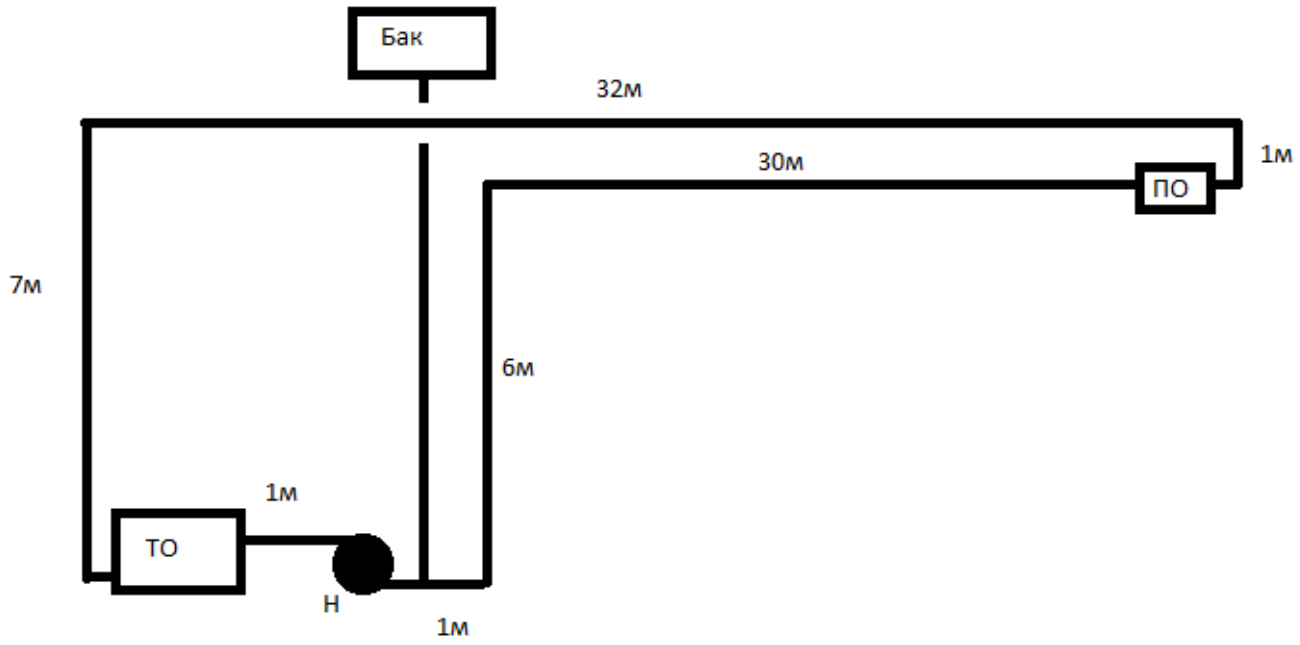


Рис. 8.4. Схема трубопроводу для холодоносія з температурою -31 ºС

9. Техніко-економічні показники.

Основним техніко-економічним показником виробництва є собівартість одиниці холоду.

Визначення кількості виробленого холоду:

$$Q = \sum Q_{роб} \cdot K_n \text{ , де}$$

K_n – перевідний коефіцієнт, що враховує нерівноцінність витрат на виробництво холоду при різних температурах кипіння прийнято 0,76;

$Q_{роб}$– виробництво холоду при робочих умовах:

$$Q_{роб} = \frac{k \cdot \Sigma Q_0 \cdot n}{4{,}187} \text{ , де}$$

k – коефіцієнт, що враховує втрати у трубопроводах (втрати у трубопроводах враховані раніше);

n – час роботи компресора; [1]

$$Q_{роб} = \frac{280 \cdot 1701}{4{,}187} = 113962 \text{ кВт}$$

$$Q = 113962 \cdot 0{,}76 = 86611 \text{ кВт}$$

Визначення витрат на електроенергію:

Розраховують витрати на електроенергію для приводу компресорів, насосів та вентиляторів.

Маємо двигуни компресорів, що споживають разом Σ =200 кВт;

Насоси споживають разом Σ =18 кВт

Вентилятори на повітроохолодниках потужністю Σ = 118,8 кВт;

Час роботи n у годинах: компресори – 5400; вентилятори – 6000; насоси - 5700.

Річне споживання електроенергії становитиме:

$$W = \sum 0{,}7 \cdot N \cdot n = 0{,}7 \cdot 200 \cdot 5400 + 0{,}7 \cdot 118{,}8 \cdot 6000 + 0{,}7 \cdot 18 \cdot 5700$$
$$= 1081080\ кВт \cdot год$$

Вартість $1\ кВт \cdot год$ електроенергії складає 3,5 грн, отже витрати на електроенергію становитимуть 3 783 780 грн за рік.

Визначення витрат на поповнення системи холодильним агентом:

Норма витрати аміаку на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності при безпосередньому охолодженні за рік складає 3,1 кг. За сумарної холодопродуктивності витрата аміаку складатиме 5273 кг.

Вартість $1\ кг$ аміаку складає 15 грн, отже витрати на поповнення системи холодильним агентом становитимуть 79096 грн за рік.

Визначення витрат на мастило:

Винос мастила для гвинтових компресорів складає $0{,}01\frac{кг}{год}$,

За рік винос мастила складатиме 70 кг

Вартість $1\ кг$ мастила складає 140 грн, отже витрати на поповнення системи мастилом становитимуть 98112 грн за рік.

Визначення витрат на заробітну платню:

За нормативами приймаємо таку кількість працюючих: начальник цеху, 1 механік, 4 машиністів та 2 оператори.

Фонд основної заробітної платні апарату управління та виробничого персоналу:

№	Посада	Розряд	Тарифна ставка, грн	Чисельність, чол.	Місячний фонд, грн	Річний фонд, грн
1	Механік	–	25000	1	25000	300000
2	Машиніст	III	16000	2	32000	384000
3	Машиніст	IV	21000	2	42000	504000
4	Оператори	–	21000	2	42000	504000
5	Начальник цеху		33000		33000	396000
Разом				**7**	**142000**	**2088000**

Отже, фонд оплати праці становитиме 2088000грн за рік.

Додатковий фонд заробітної платні приймається як 8% від основного (167040грн).

Нарахування на заробітну платню приймають у розмірі 37,18% від основної та додаткової (838424грн).

Загальні витрати на оплату праці будуть дорівнювати сумі основно, допоміжного фондів та нарахувань (3093464грн).

Визначення амортизаційних відрахувань:

Для учбового проекту холодильника вартість будівлі з обладнанням визначається за величиною капітальних витрат на 1 т місткості (3500 грн).

Розподіл вартості між обладнанням та будівлею орієнтовно приймаємо як 1/3,5. Отже, вартість обладнання становитиме 7,8 млн грн, а вартість будівлі становитиме 27,2 млн грн.

Стаття амортизаційних відрахувань розраховується як елемент собівартості. Приймаємо норми амортизаційних відрахувань: для основного обладнання – 21,925% від вартості обладнання; для будівель – 7,763% від вартості будівель.

Отже, витрати на амортизацію для будівель складатимуть 2,17 млн грн, для обладнання – 11,716 млн грн, загальна сума амортизаційних витрат –13,889 млн грн.

Визначення інших видів витрат:

До цих витрат належать пускові витрати, витрати на утримання та експлуатацію обладнання, цехові витрати.

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо у розмірі 20% від амортизаційних витрат на обладнання: 0,429 млн грн.

Пускові витрати приймаємо у розмірі 2% від вартості обладнання: 0,156 млн грн.

Інші витрати приймаємо у розмірі 3% від загальної суми амортизаційних витрат: 0,1167 млн грн.

Сумарні поточні витрати: 12590700грн:

Собівартість холоду розраховується як відношення суми поточних витрат до загальної холодопродуктивності:

Стаття витрат	**Сума витрат, грн**	**Кількість холоду, кВт**	**Сума на одиницю холоду, грн/1кВт**
Електроенергія	3783800	828056	4,56
Аміак	79096		0,096
Мастило	98112		0,12
Заробітна платня	3093464		3,73
Амортизація	12590700		15,2
Інші витрати	1701700		2,05
Всього			**25,83**

10. Охорона праці.

В проекті враховані новітні досягнення в об'ємно-планувальних та конструктивних рішеннях холодильників, системах і схемах охолодження холодильних камер та технологічних процесів шокового заморожування. В даному проекті для отримання холоду використовуються чотири холодильні системи. Дві одноступеневі холодильні машини: середньо температурна для охолодження та зберігання овочів, та низькотемпературна для зберігання замороженої овочевої суміші. Дві двухступиневі холодильні машини: низькотемпературні для шокового заморожування овочевих сумішей. В якості холодильного агенту використовується озонобезпечний фреон R507a. На підприємстві впроваджене нове більш вдосконалене обладнання, що полегшує його експлуатацію, та є безпечним при роботі.

Вимоги охорони праці до організації та забезпечення здорових і безпечних умов праці при обслуговуванні та експлуатації обладнання виконуються з урахуванням сучасної законодавчої бази:

- Конституція України;

- Кодекс законів про працю;

- Закони: «Про охорону праці (прийнято 14 жовтня 1992 року), "Про охорону здоров'я", "Про пожежну безпеку", "Про використання ядерної енергії та радіаційний захист", "Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення".

За типовими правилами внутрішнього трудового розпорядку при прийомі на роботу робітників або переведенні їх на іншу роботу роботодавець.

В даному дипломному проекті розглядається фруктосховище місткістю 10000 т. у м. Херсон, спроектовано з використанням сучасного холодильного обладнання, що має високий рівень автоматизації. Конструкція холодильника і

машинного відділеня виконана з сендвіч-паналей. Так як холодильник працює на аміачній холодильній установці, приміщення машинного відділення знаходиться в окремій добудованій будівлі біля холодильника. В самому приміщенні машинного відділення знаходяться кімната механіка, пункт управління та контролю компресорного цеху. Аміачна холодильна установка працює близько 20 годин на добу, її робота являється джерелом ряду шкідливих і небезпечних виробничих факторів, що діють на обслуговуючий персонал даної установки:

Шкідливі та небезпечні виробничі фактори

Шкідливі виробничі фактори:

- високий рівень шуму та вібрації на робочому місці;
- загазованість повітря;
- недостатній рівень освітленості робочої зони;

Небезпечні виробничі фактори:

- порушення вимог безпеки до розміщення робочих місць, обладнання і технологічних майданчиків;
- незахищені рухомі елементи обладнання;
- наявність посудин, що працюють під тиском;
- небезпечний рівень напруги в електричному колі;
- статична електрика, атмосферна електрика.

Нормативно технічна документація на робочому місці.

В компресорному цеху його працівниками ведеться добовий журнал роботи холодильної установки, а в машинному відділенні та пункті управління на видному місці затверджені головним інженером інструкції із:

– будови та експлуатації фреонових холодильних установок;

– обслуговування машин, апаратів (посудин),охолоджуючих пристроїв;

– обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і пристроїв автоматики;

– пожежної безпеки;

– охорони праці (надання долікарської допомоги при отруєнні фреоном і враженні електрострумом, дії персоналу по ліквідації прориву фреону і при виникненні аварійної ситуації тощо).

Приведені вище інструкції доведені до кожного машиніста (під розписку).

Також у пункті управління знаходяться:

– річні і місячні графіки проведення планово – попереджувального ремонту;

– схеми фреонових, масляних трубопроводів із пронумерованою запірно – регулювальною арматурою і приладами автоматики;

– показники розташування засобів індивідуального захисту (протигази, захисні костюми);

– номери телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі, штабу цивільної оборони, міліції, начальника компресорного цеха, старших зміни (домашні телефони);

– номера телефонів і адреса організації, що обслуговує автоматику холодильної установки.

Санітарно-гігієнічні вимоги щодо розміщення обладнання.

Приміщення машинного відділення розташоване в будівлі на другому поверху поряд з теплопунктом. Огороджуючі конструкції машинного відділення (площа 216 м^2) мають легко скидні елементи (вікна, двері та ін.). Вікна – трьохрядні із звичайного скла. З машинного відділення є один вихід назовні та один в службові, побутові та допоміжні приміщення. Двері відчиняються у бік виходу. Висота машинного відділення 3,8 м. Висота підвіконь-1,2 м.

В машинному відділенні встановлено: одна середньотемпературна одноступенева установка на базі 5-х напівгерметичних поршневих компресора Bitzer 4GE-30Y; низькотемпературна одноступенева установка на базі 2-х напівгерметичних поршневих компресора Bitzer 4GE-23Y; та дві низькотемпературні двохступінчаті установки на базі одного напівгерметичного

поршневого компресора Bitzer S66H-40.2Y. Прохід між виступаючими частинами компресорів – 0,9 м. Ширина основного проходу в машинному відділенні складає 1,5 м.

Мікроклімат.

Санітарно-гігієнічні норми параметрів повітря в робочій зоні регламентується (ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.).

Параметри	Компресорний цех *(допустимі параметри)*	ПУ *(оптимальні параметри)*
У теплий період року:		
Температура, °С	15-27	22-24
Відносна вологість, %	70	40-60
Швидкість руху повітря, м/с	0.2-0.5	≤ 0.2
У холодний період року:		
Температура, °С	15-21	21-23
Відносна вологість, %	≤ 75	40-60
Швидкість руху повітря, м/с	≤ 0.4	≤ 0.2

Досягнення цих параметрів забезпечується загальнообмінною механічною припливно-витяжною вентиляцією підігрівом повітря в холодний період року. В машинному відділенні передбачена система водяного опалення, суміщена з припливною вентиляцією без рециркуляції повітря. Кратність повітрообміну за годину: приток – 2 обсяги, витяжка – із перевищенням

притоку на 1 обсяг. Повітря видаляється в атмосферу без очищення. Побутові приміщення при машинному відділенні мають окрему від машинного відділення систему вентиляції.

Вентиляція пульта керування та КВП – механічна припливна, не пов’язана з припливно-витяжною вентиляцією машинного відділення.

Шум і вібрація.

Основними джерелами шуму в холодильних установках є компресори та їх двигуни, а також рух холодильного агенту по трубопроводах з великою швидкістю. Допустимий рівень шуму в машинному відділенні, що не перевищує норм, які приведені у ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку, складає 78.. .82дБ, в ПУ—50...55 дБ.

Для зниження шуму в ПУ застосовують додаткову звукоізоляцію стін.

Загальна технологічна вібрація не перевищує гранично допустимого значення — 92 дБ (ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. "Вибрационная безопасность. Общие требования"; ДСН 3.3.6.039-99.Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації).

Компресори встановлені на спеціальних фундаментних плитах, відокремлених від несучих конструкцій будівлі машинного відділення. Для зменшення впливу вібрації, що викликається роботою компресорів, додержуються таких умов: трубопроводи, що приєднуються до машини, не жорстко кріпляться до конструкцій будинку; при необхідності застосування жорстких кріплень передбачено відповідні компенсуючі пристрої; трубопроводи, що з'єднують компресори з устаткуванням, мають достатню гнучкість, що компенсує деформації.

Освітлення.

Нормовані значення природного та штучного освітлення (ДБН В.2.5-28-2006. Природне та штучне освітлення).

На підприємстві у компресорному цеху прийнято бічне природне двостороннє освітлення, при якому нормується мінімальне значення (КПО = 0,2 %) та загальне штучне освітлення - світильники з люмінесцентними лампами напругою 220 В пилозахисні в вибухобезпечному виконанні встановлені на висоті 2,8 м від підлоги. Для компресорного цеху при загальному спостереженні за ходом роботи, при постійному перебуванні людей та розряді зорової роботи УШб освітленість становить 50 лк.

Для пульта керування прийнято загальне штучне освітлення - 100 лк.

Для живлення світильників місцевого освітлення з лампами розжарювання застосовується напруга 12 В.

Світильники робочого і аварійного освітлення у виробничих будівлях і зонах роботи на відкритому просторі мають живлення від різних незалежних джерел.

Переносні світильники мають ступінь захисту IP-54, скляний ковпак світильника захищений металевою сіткою.

Аварійне і ремонтне освітлення: машинного відділення, а також існуючі підземні прохідні тунелі з аміачними трубопроводами і розподільною арматурою мають аварійне освітлення від незалежного джерела (акумуляторні батареї). Воно автоматично включається при відключенні робочого освітлення.

Техніка безпеки.

Технічне обслуговування установки повинне здійснюватися кваліфікованими механіками, що пройшли спеціальну підготовку, обізнаними установку і прилади автоматики. Особа, що не має документа про право роботи на фреонових холодильних установках, до обслуговування не допускаються.

Особа, що обслуговує холодильну установку, може бути допущено до роботи лише після спеціального інструктажу по "Правилах пристрою і безпечної експлуатації фреонових холодильних установок", а також "Правилах пристрою і безпечної експлуатації судин, що працюють під тиском".

При кожній холодильній установці має бути журнал роботи, куди записуються показники роботи машини і всі операції по усуненню несправностей в роботі, заміні окремих частин, а також по перевірці і зміні налаштування автоматичних приладів.

Користуватися несправними автоматичними приборами захисту забороняється. Перевірка автоматичних проборів повинна виконуватись не рідше одного разу в рік з складанням акту

Технічне обслуговування та ремонт холодильної машини проводиться тільки після вимкнення напруги на щиті керування, при цьому на щиті вивісити попереджувальну табличку "Не вмикати, працюють люди".

Попереджувальний ремонт системи заземлення електроустаткування і електрочастини повинно оглядатися особами, що мають допуск і кваліфікацію відповідно до вимог "Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів і правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів".

Забороняється експлуатація холодильної установки з несправною запірною арматурою і несправними приладами.

Забороняється виконувати під тиском холодоагенту підтяжку кріплення, зварку і паяння трубопроводів і інших частин установки. Зварку і паяння виробляти лише після видалення холодоагенту з системи і з'єднання її з атмосферою при тій, що працює витяжна вентиляція.

Забороняється палити в машинному відділенні і охолоджуваних приміщеннях, а також користуватися відкритим полум'ям для освітлення.

У місцях розташування холодильної установки мають бути вивішені правила надання першої допомоги при поразці електричним струмом, при удуші і обмороженні.

Освітлення приміщення компресорною повинне відповідати нормам, що діють. Для освітлення внутрішніх частин компресорів при огляді дозволяється користуватися лише переносними лампами напругою не більше 12 вольт або електричними кишеньковими і акумуляторними ліхтарями.

Перед заповненням холодильної системи холодоагентом, слід упевнитися в тому, що в кожному балоні міститься саме холодоагент (по паспорту балона).

Балони, що знаходяться в експлуатації, повинні підлягати огляду (внутрішньому і зовнішньому огляду і гідравлічному випробуванню) один раз в п'ять років і мати клеймо.

Забороняється залишати балон з хлолодоагентом, приєднаним до холодильної машини, за винятком часу, коли безпосередньо виконується заповнення системи або видалення з неї холодоагенту.

При заповненні системи холодоагентом забороняється нагрівати балони яким би то не було чином.

Забороняється виконувати яку-небудь роботу з машинами, апаратами або іншими видами устаткування у той час, коли вони знаходяться в при піднятому положенні. Забороняється стояти під устаткуванням, що знаходиться в при піднятому положенні.

Забороняється залишати незатягнутими болти на фланцевих з'єднаннях (за винятком випадків, коли виконуються продувку системи після збірки).

Не дозволяється виконувати підтяжку будь-яких роз'ємних з'єднань, якщо система знаходиться під тиском.

Усунення витоків в холодоагентових трубопроводах методом чеканки забороняється.

Забороняється видалення інею з повітроохолоджувачів безпосереднього випару механічним способом. Видалення інею повинне вироблятися лише передбаченим способом відтаювання.

Якщо в період короткочасної зупинки компресора закривають нагнітальний вентиль, то на нього має бути повішена табличка «ВЕНТИЛЬ ЗАКРИТИЙ».

Список використаної літератури

1) Явнель Б.К. “Курсовое и дипломное проектиррование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха”. М.: «Агропромиздат», 1989-223с.

2) Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / под ред. Н.Н. Кошкина Л.: Машиностроение, 1976 – 464 с.

3) Сакун И.А. «Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин» - Л.: Машиностроение, 1987 – 423с.

4) Холодильные компрессоры: Справочник / под ред. Быкрва. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982 – 224с.

5) Константинов М.И. Проектирование холодильных машин и установок

6) Вейнберг Б.С. Поршневые компрессоры холодильных машин. М.: Машиностроение, 1965 – 355с.

7) Данилова Г.Н., Богданов С.Н. и др.; под общей ред. Д-ра техн. Наук Г.Н. Даниловой «Теплообменные апараты холодильных установок – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1986 – 303 с.

8) Резенфельд Л.М. и Ткачев А.Г. Холодильные машины и апараты. М., Госториздат, 1960.

9) Тимофеевский Л.С. Холодильные машины – СПб.: Политехника, 1997 – 992с.

10) Чумак И.Г. и др. Холодильные установки – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981 – 344с.

11) Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч.посіб.-К.:НУХТ, 2007.-335с.

12) Інтернет сайт http://www.gismeteo.ru/diary/12904/2013/9/