МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

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

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА

зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
(код та назва спеціальності)
освітньо-професійної програми Холодильні техніка та технології
на тему: Проєкт холодильного господарства фабрики морозива продуктивністю 5 тонн на добу у м. Львів

Виконав: здобувач 4 курсу, групи ХМ-4-4

Костюченко Євгеній Олегович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник Масліков Максим Михайлович _____
(прізвище , ім'я та по батькові повністю) (підпис)

Консультанти _____ _____
(ім'я та прізвище) (підпис)

_____ _____
(ім'я та прізвище) (підпис)

_____ _____
(ім'я та прізвище) (підпис)

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

Я як здобувач(ка) Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав(-ла) і не одержував(-ла) недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Здобувач _____
(підпис)

Київ - 2025 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.
"10" квітня 2025 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Костюченко Євгеній Олегович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проєкт холодильного господарства фабрики морозива продуктивністю 5 тонн на добу у м. Львів.
керівник роботи к.т.н., доц. Масліков М.М.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від 10.04.2025 року № 218-кс
2. Строк подання здобувачем роботи
3. Вихідні дані до роботи: Тип продукції – морозиво. Місткість камери 100 тонн. Тип холодоагенту R717.
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Вступ; 1. Технологічна схема оброблення продукції. 2. Техніко-економічне обґрунтування; 3. Визначення основних розмірів і планування приміщень; 4. Визначення товщини теплоізоляції камер. 5. Розрахунок теплонадходжень до камер та технологічних апаратів. 6. Визначення теплового навантаження на холодильну установку. 7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки. 8. Розрахунок системи холодозабеспечення та підбір обладення. 9. Техніко-економічні показники. 10. Охорона праці. 11. Література. 12. Додатки.

5. Перелік графічного матеріалу
1. План будівлі
2. Гідравлічна схема

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання_____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
	Отримання завдання на кваліфікаційну роботу	10.04-16.042025	
	Виконання розділів кваліфікаційної роботи	16.04.25-26.05.25	
	Оформлення ПЗ, презентація, консультація з розділів	26.05-05.06.2025	

Здобувач _____ Костюченко Є.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

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

Анотація

В дипломному проекті розраховано та спроектовано холодильне господарства фабрики морозива продуктивністю 5 т/добу в місті Львів. Суть проекту полягає у визначенні основних розмірів і планування приміщення холодильника, підбір основного та допоміжного обладнання.

В дипломному проекті враховані новітні досягнення в об'ємно-планувальних та конструктивних рішеннях холодильників, системах і схемах охолодження холодильних камер та технологічних процесів.

В дипломі описані такі розділи як «Розрахунок холодильника», «Охорона праці» та «Техніко-економічні показники».

Дипломний проект виконаний на ПК, для розрахунків використовувалися такі прикладні програми: Microsoft Word, креслення та схеми виконанні за допомогою програми «AutoCad 2021».

Ключові слова: фабрика морозива, аміачна ХУ, одноступенева схема, R717.

					00 ДП.142.008. 015.ПЗ			
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив.		Костюченко Є.О.			Проєкт холодильного господарства фабрики морозива продуктивністю 5 тонн на добу у м. Львів	Лит.	Аркуш.	Аркушів
Перевірив.		Масліков М. М.						
						НУХТ, ТЕХТ, ХМ-4-4		
Н. Контр.								
Затв.		Петренко В. П.						

Abstract

This diploma project involves the calculation and design of the refrigeration system for an ice cream factory with a capacity of 5 tons per day, located in the city of Lviv. The essence of the project is to determine the main dimensions and layout of the refrigeration facility, as well as the selection of primary and auxiliary equipment.

The project takes into account the latest advancements in spatial-planning and structural solutions for refrigeration units, as well as modern cooling systems and schemes for refrigeration chambers and technological processes.

The diploma includes sections such as “Refrigeration System Calculation”, “Occupational Safety”, and “Technical and Economic Indicators”.

The project was completed using a personal computer. Microsoft Word was used for calculations, and drawings and diagrams were created with AutoCAD 2021.

The list of references includes 7 sources.

Key words: Ice cream factory, Ammonia refrigeration unit, single-stage scheme, R717

Зміст

Вступ…….

1. Технологічна схема оброблення продукції…….

1.1. Технологія виготовлення схема…….

1.2. Рецептура вершкового морозива……..

1.3. Розрахунок часу заморожування брикету морозива……..

2. Техніко-економічне обґрунтування…….

3. Визначення основних розмірів і планування приміщень……

4. Визначення товщини теплоізоляції камер……

5. Розрахунок теплонадходжень до камер та технологічних апаратів…..

5.1. Теплоннадходження до камер зберігання…..……

5.2. Теплоннадходження до технологічних апаратів приготування морозива……

6. Визначення теплового навантаження на холодильну установку……

7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки……..

8. Розрахунок системи холодозабезпечення та підбір обладнання……

8.1. Тепловий розрахунок холодильної установки…….

8.2. Підбір основного холодильного обладнання……..

8.3. Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах……

8.4. Підбір допоміжного холодильного обладнання……..

9. Техніко-економічні показники……

10. Охорона праці……

11. Література……

12. Додатки……..

Вступ

Проєкт холодильного господарства фабрики морозива продуктивністю 5 тонн на добу має істотне значення для розвитку економіки України. В умовах воєнного стану місто Львів має істотні переваги щодо впливу на стійкість вітчизняної економіки.

Промислова лінія виготовлення морозива продуктивністю на 5 тон на добу потребує ретельного проєктування промислових потужностей, зокрема уваги потребує питання щодо агрегатів холодильного устаткування. Важливо, що необхідно врахувати основних розмірів і планування приміщення холодильника, підбір основного та допоміжного обладнання.

Для забезпечення продуктивності лінії виробництва морозива необхідно враховати новітні досягнення в об'ємно- планувальних та конструктивних рішеннях холодильників, системах і схемах охолодження холодильних камер та технологічних процесів.

Для досягнення продуктивності виробничих потужностей лінії морозива у м. Львів здійснено розрахунок холодильного обладнення, передбачено нормативи з охорони праці та подано техніко-економічні показники виробничої лінії холодильного господарства фабрики морозива. Дипломний проект виконаний на ПК, для розрахунків використовувалися такі прикладні програми: Microsoft Word, креслення та схеми виконанні за допомогою програми «AutoCad 2021».

1. Технологія обробки продукції

1.1 Загальна технологічна схема

Для організації безперервного виробництва морозива потужністю 5 тонн на добу у місті Львів передбачається впровадження повної технологічної схеми, яка охоплює всі етапи – від приймання сировини до довготривалого зберігання готової продукції (див. рис. 1.1). Основне завдання – забезпечення стабільної якості морозива, дотримання санітарно-гігієнічних вимог та раціональне використання енергоресурсів.

Виробничий процес організовано в одну 10-годинну зміну. Потужність зміни становить 4,35 тонн, що еквівалентно приблизно 300–320 кг продукції на годину.

Приймаємо, що морозиво зберігається в камерах які розраховані на 20 зміну продуктивність підприємства. Тоді місткість камер зберігання морозива $20 \cdot 5 = 100$ т.

Сировина надходить партіями відповідно до виробничих потреб. Під час приймання здійснюється контроль якості, зважування та облік. Компоненти зберігаються в окремих холодильних камерах, обладнаних централізованими холодильними системами на R717 (аміак).

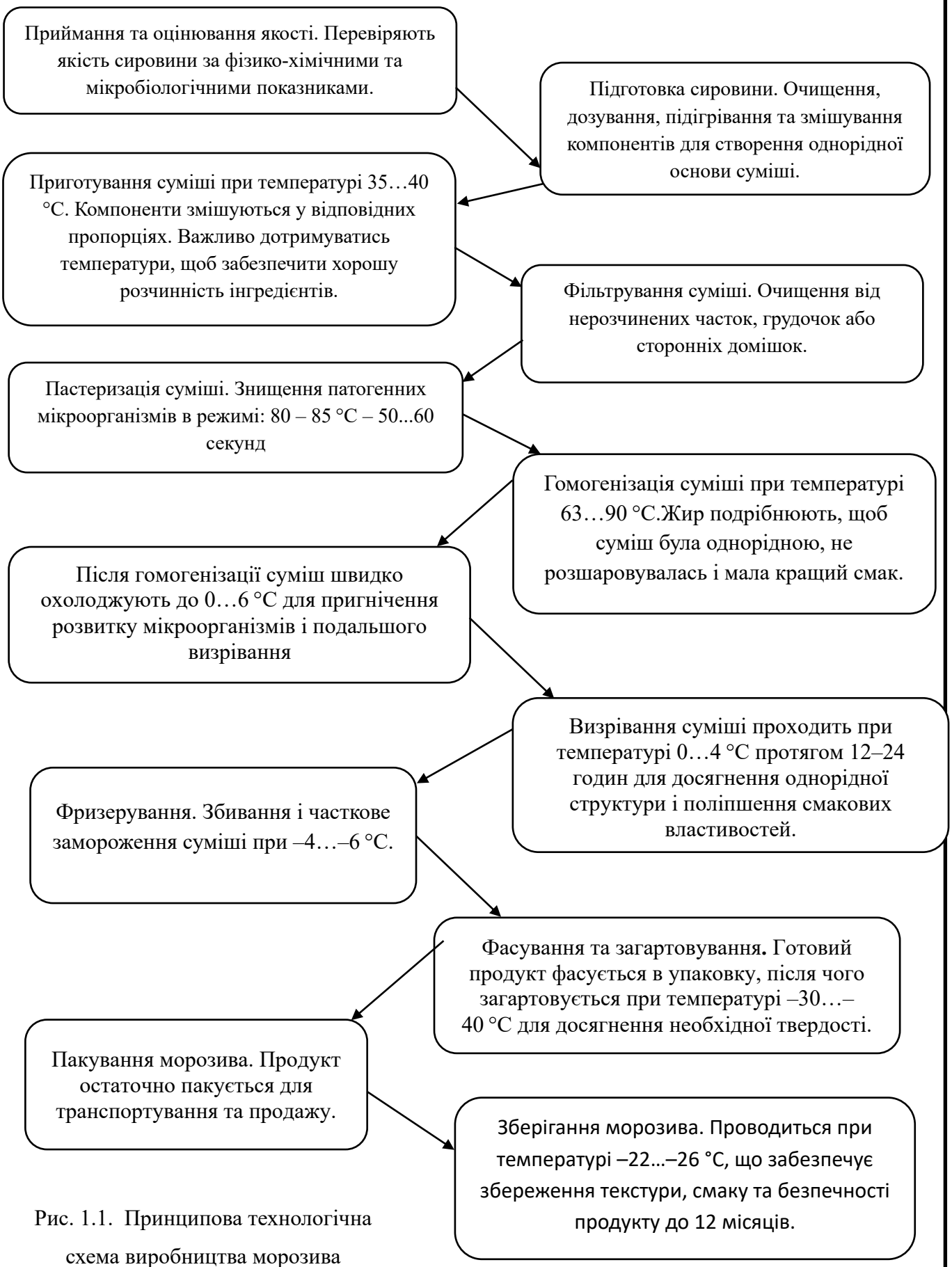


Рис. 1.1. Принципова технологічна схема виробництва морозива

Таблиця - 1.1 Детально

Етап	Дія	Температура (°C)	Час	Примітки
Підготовка	Фільтрація, змішування	—	—	Стабілізатори додаються згідно інструкції; ретельне очищення сировини
Приготування	Нагрівання суміші	35–45	—	Температурний режим для розчинення інгредієнтів; використання мішалок
Пастеризація	Безперервна пастеризація	80–85	50–60 с	Гарантує знищення патогенів; швидкий нагрів та охолодження
Гомогенізація	Розбиття жирових кульок	63–90	—	Покращує текстуру; запобігає розшаруванню жиру
Охолодження	Витримка суміші	0–4	12–24 год	Температура і час залежать від жиру; запобігає росту бактерій
Фрезерування	Збивання, часткове замороження	–4…–6	—	Насичення повітрям; контроль температури важливий для якості
Загартування	Замороження після фасування	–30…–40	35–45 хв	Досягнення потрібної твердості; можливе глазурування
Зберігання	Морозильне зберігання	–22…–26	До 12 місяців	Оптимальний режим; вологість камери впливає на якість; при вищих температурах можливі кристали льоду

1.2. Рецептура вершкового морозива

Для виготовлення високоякісного вершкового морозива була розроблена рецептура, що забезпечує оптимальне поєднання смакових властивостей, текстури та стабільності продукту протягом усього терміну зберігання. Основою рецептури є незбиране молоко, яке становить понад третину від загальної маси суміші. Воно служить джерелом молочних білків і жиру, що забезпечує характерний натуральний смак і аромат морозива. Для підвищення вмісту сухих речовин і створення ніжної, пластичної структури до суміші додається сухе знежирене молоко, яке допомагає зменшити кількість вільної води, що позитивно впливає на консистенцію морозива після заморожування.

Вершки є основним джерелом молочного жиру, що формує насичений вершковий смак і сприяє рівномірному збиванню та утриманню повітря у фризері, надаючи продукту характерну текстуру. Цукор виконує подвійну функцію: надає солодкий смак та знижує температуру замерзання суміші, що робить морозиво більш м’яким при низьких температурах. Його вміст становить приблизно 15%, що забезпечує оптимальну солодкість без надмірної солодкості.

Для стабілізації структури використовується харчовий стабілізатор у невеликих кількостях, який запобігає утворенню великих кристалів льоду, покращує в’язкість і забезпечує однорідну консистенцію навіть після тривалого зберігання. Вода у рецептурі необхідна для розчинення компонентів і формування потрібної текстури, частина її надходить із натуральної сировини, а частина додається у вигляді питної води під час підготовки суміші.

Загалом, така рецептура дозволяє отримати морозиво з оптимальним балансом жиру, білків, вуглеводів і вологи. Продукт має ніжну, рівномірну консистенцію, приємний молочний смак і високу стійкість до змін структури під час зберігання. Класична рецептура з підвищеним вмістом жиру забезпечує ніжність текстури та насичений молочно-вершковий смак, а також стабільність продукту при зберіганні.

Таблиця 1.2. - Рецептура морозива

Сировина	Норма на 5000 кг
Молоко цільне	3000
Цукор-пісок	600
Сухе молоко цільне	150
Яєчний жовток	100
Вода питна	120
Натуральний стабілізатор	25
Вершки 33-35%	1000
Ванільний екстракт	5

Сировина надходить на підприємство кожного дня і короткостроково зберігається в камерах які обслуговуються автономними фреоновими установками. Так для зберігання замороженого вершкового масла використовується ларь холодильний об’ємом більше 300 л. Всі інші продукти, що вимагають холодильного зберігання зберігаються аналогічно.

Сировину для морозива приймають за кількістю та якістю, після чого здійснюють попередню підготовку. Рідкі компоненти фільтрують, сипкі просіюють, сухе молоко перемішують із цукром у співвідношенні 2:1 та розчиняють у воді. Згущене молоко вноситься до суміші без розчинення. Вершкове масло слід очистити від штафу. Фрукти, ягоди, овочі, баштанні культури сортують, видаляють кісточки, насіння, шкірку, розрізають на шматочки, після чого подрібнюють і перетирають для утворення пюре. Стабілізатори готують відповідно до технологічних інструкцій.

Підготовані компоненти подаються на приготування суміші. Суміш для морозива готують у ваннах з нагрівною оболонкою та мішалкою. Спочатку додають рідкі продукти, нагрівають їх до 35... 45 °С, потім згущені, розплавлене вершкове масло, а насамкінець - сухі компоненти, яйцепродукти та стабілізатори.

Приготування суміші – тривалий процес, що ускладнюється різноманітністю рецептур і сировини. Тому для спрощення технологічного процесу часто застосовують попередньо приготовані сухі суміші для морозива. На потокових лініях, де використовують сухі суміші, процес приготування суміші механізований. Усі компоненти переводять у рідкий стан (розчиняють чи розтоплюють), дотримуючись нормативних вмістів сухого знежиреного молочного залишку (СЗМЗ), жиру та цукру.

Приготовлену суміш фільтрують (рис. 1.1), після чого пастеризують для знищення патогенної мікрофлори за температури 80.85 °С з витримкою 50.60 с або без витримки за температури 92.95 °С в апаратах безперервної дії. Останній режим пастеризації є найбільш сприятливим. При періодичному способі пастеризацію проводять за температури 68.72 °С з витримкою 25.30 хв., а також при 73...77 °С з витримкою 15...20 хв., при 78...82 °С з витримкою 8...10хв. та при 83.87 °С з витримкою 3.5 хв.

Після пастеризації суміш гомогенізують з метою підвищення збитості морозива та покращення його консистенції при температурі 63...90 °С. Гомогенізована суміш має вищу в'язкість, що полегшує її подальше збивання і поліпшує якість кінцевого продукту. Для гомогенізації застосовуються гомогенізатори ОГБ-М; К5-ОГА-1,2; А1-ОГМ; А1-ОГЯ.

Потім суміш охолоджують до температури 0.6 °С та витримують у спеціальних теплоізольованих резервуарах або ваннах не менше 2-х годин для молочного морозива, і не менше 4-х годин для морозива, що містить 10 % жиру. Під час визрівання кристалізується близько 50 % молочного жиру, набухання білків молока та стабілізаторів, значно зростає в'язкість суміші. Максимальний термін зберігання охолодженої до температури 4.6 °С суміші становить 24 години, а при 0.4 °С суміш можна витримувати до 48 годин. У разі використання агару чи агароїду, що мають велику гідрофільність, визрівання не проводять, а охолоджену суміш одразу подають на фризерування. Резервуари для зберігання суміші повинні бути облаштовані спеціальними охолоджувальними пристроями, крізь які здійснюється циркуляція холодоносія з температурою не вище 5 °С.

Фризерування – основна операція у технологічному процесі виготовлення морозива. У фризері відбувається часткового заморожування суміші та її збивання (насичення повітряними бульбашками). Охолоджена суміш перетворюється на м’яке морозиво - кремоподібну, частково заморожену масу, насичену повітряними бульбашками, що рівномірно розподіляються у суміші, збільшуючи її об’єм у 1,5-2 рази. Суміші для морозива мають густину від 1080 (для сумішей з -5 великим вмістом жиру) до 1100 кг/м (для сумішей з низьким вмістом жиру та високим вмістом сухого знежиреного молочного залишку та цукру. Суміш для морозива надходить у фризер за температури не вище 6 °С, охолоджується до кріоскопічної температури (залежно від складу суміші від -2,3 до -4,5 °С), потім при інтенсивному перемішуванні з частотою обертів мішалки 150.200 об/хв. частково заморожується до температури -4 ÷ -6 °С, внаслідок чого приблизно 35.65 % води, що знаходиться у розчині, перетворюється у дрібні кристали льоду. Водночас суміш збивається та насичується дрібними бульбашками повітря, внаслідок чого її початковий об'єм збільшується. Для миттєвого охолодження суміші з метою формування дрібних кристалів льоду в якості холодоагентів застосовують аміак або фреон. Ці холодоагенти дозволяють охолоджувати системи до температури -30 °С та нижче. Суміш після фризерування має температуру -4,5...-6 °С та ступінь збивання до 100 %. Від кількості вимороженої води та ступеня збивання залежать якість морозива, а також його густина, необхідна для обчислення кількості відведеної теплоти у системі охолодження фризера та камери загартовування.

Тривалість фрезерування близько 0,5 хв. у фризерах безперервної дії. Для фризерування застосовують фризери марок CATTABRIGA FRZ 2000/7^, SIDAM KF300DE, TYTAN 400 та інші. На даній фабриці використовується 9 фризерів САТТАВЯША FRZ 200/2СЬ (табл. 1.3.).

Таблиця 1.3. - Параметри фризера CATTABRIGA FRZ 200/ZCL

Модель/Параметр	CATTABRIGA FRZ 200/ZCL
Продуктивність, кг/год	200
Максимальна температура продукту на вході, °С	+6
Температура продукту на виході, °С	-6
Холодопродуктивність, кВт	7,5
Використовуючий холодоагент	Аміак/Фріон
Споживаюча потужність, кВт	4,4
Габаритні розміри (Д×Ш×В), мм	1500×2100×2200

М’яке морозиво після фризера може одразу надходити у продаж (наприклад у закладах громадського харчування). Проте продукт, призначений для зберігання, має пройти операції фасування та загартовування. Морозиво фасують на автоматичних потокових лініях та формують у вигляді брикетів. У брикетах морозиво виготовляють на поточних лініях наступних марок: М6-ОЛ2-В, ФАМ, А1-ОЛД. На сучасних лініях використовують плівкові пакувальні матеріали, фольгований або ламінований папір, що дає можливість герметично запакувати морозиво, захистити його від окиснення.

За потреби морозиво глазурують. Заморожені брикети на короткий час занурюють у розплав шоколадної чи іншої глазурі. При цьому відбувається швидке утворення глазурованої кірки на поверхні брикету. Для виморожування більшої частки води з суміші морозиво загартовують у камерах чи морозильних апаратах при температурі -30...-45 °С протягом 35...45 хв., завдяки чому воно стає твердішим, краще переносить зберігання.

Готове морозиво зберігають у камерах при температурі -16 ...-20 °С до 10 місяців, та при -22.-26 °С до 12 місяців, та відносній вологості повітря 85-90%.

1.3. Розрахунок часу заморожування брикету морозива

Замороження відбувається одностадійно. Розрахунок проводимо за [2].

Вихідні дані:

Товщина брикету δ=0,035 м

Довжина L=0,1 м

Ширина b=0,06 м

Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_т$=0,46 Вт/(м К)

Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря ν=11,13 10^{-6} $м^2/с$

Густина морозива ρ=1110 $кг/м^3$

Коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{пов}$=0,0217 Вт/м · К

Розрахунок починаємо проводити з умови, що кінцева середня температура брикету морозива дорівнює -20°С.

Розраховуємо час заморожування брикету від температури 0 °С до -20 °С

Коефіцієнт теплопровідності замороженого продукту:

$\lambda_{мор}=\lambda_0+0,9\cdot w$

$\omega = 1 - \frac{t_{кр}}{t_{кам}} = 1 - \frac{-1}{-35} = 0,971$ – частка вимороженої вологи

$\lambda_{мор} = 0,46 + 0,9 \cdot 0,971 = 1,334$ Вт/м·К

Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі з поверхні продукту:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{пов}}{\delta},$$

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,7},$$

$$Re = \frac{\omega_{пов} \cdot \delta}{\nu_{пов}},$$

де, $\omega_{пов}$ швидкість повітря символ, м/с. Приймаю 5 м/с, тоді:

$$\mathrm{Re} = \frac{5 \cdot 0{,}035}{11{,}13 \cdot 10^{-6}} = 15723$$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}17 \cdot 15723^{0{,}7} = 147{,}2$$

$$\alpha = \frac{147{,}2 \cdot 0{,}0217}{0{,}035} = 91{,}29\ \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Розрахунок часу заморожування брикету морозив:

$$\tau = \frac{\rho \cdot \delta \cdot (h_{поч} - h_{кін})}{t_{кр} - t_{кам}} \cdot \left(R \cdot \frac{\delta}{\lambda_{мор}} + P \cdot \frac{1}{\alpha}\right)$$

де R=0,0704; P=0,2528 – коефіцієнти для розрахунку тепловіддачі від паралелепіпеда (відведення теплоти від шести граней) [2]

$t_{кр}$ = -1 °С – кріоскопічна температура морозива;

$h_{поч}$ = 227,4 кДж/кг – початкова ентальпія брикету морозива;

$h_{кін}$ = 0 кДж/кг – кінцева ентальпія брикету морозива;

$$\tau = \frac{1110 \cdot 0{,}035 \cdot (227400 - 0)}{-1 + 35} \cdot \left(0{,}0704 \cdot \frac{0{,}035}{1{,}334} + 0{,}2528 \cdot \frac{1}{91{,}29}\right) = 1199{,}48\text{с} = 19{,}99\text{хв}$$

2. Техніко-економічне обґрунтування

Метою даного проекту є розробка холодильного господарства фабрики морозива продуктивністю 5 т/добу в м. Львів.

Побудова даного підприємства в м. Львів дає змогу реалізовувати продукцію безпосередньо споживачеві. Будівництво фабрики в безпосередній близькості з крупним туристичним містом дозволяє уникнути зайвих логістичних витрат, що позитивно відображається на вихідній ціні пропонованої споживачу продукції.

В даному проекті для отримання холоду використовуються дві двоступеневих насосно-циркуляційних схеми подачі холодоагенту та одна одноступенева без насосна. Ці схеми є простими та надійними порівняно з компаудно-циркуляційними схемами, що працюють на аміаку. Даний холодильний агент вибраний з розрахунку його дешевизни, екологічною безпечністю порівняно з фреонами. Схема охолодження обрана безпосередня, що дозволяє зменшити капітальні витрати в порівнянні з використанням проміжного теплоносія, а також зменшуються витрати на спожиту електроенергію. Як теплообмінне обладнання для камер холодильника обрані повітроохолодники. Це дозволяє забезпечити примусову циркуляцію повітря, а отже процес заморожування та охолодження. Також порівняно з батарейним охолодженням повітроохолодники більш компактні, а отже менше займають вантажну площу, менш металоємні при однаковій холодопродуктивності. Конденсатор обраний кожухотрубний з водяним охолодженням, що дає змогу зменшити тиск конденсації в порівнянні з повітряним конденсатором.

3. Визначення основних розмірів і планування приміщень

Фабрика морозива продуктивністю 5 т/зміну з холодильником для готової продукції місткістю 100 т з заходу має виробничі приміщення. З південної сторони холодильника розміщуємо компресорний цех. З півночі передбачаємо криту автомобільну платформу висотою над рівнем землі 1,2 м з шириною під'їзної площадки 30 м.

З торця машинного відділення розташовано градирню, а біля неї під рівнем землі бак акумулятор для оборотної води охолодження компресорів та мастилоохолодників.

Живлення водою підприємства відбувається від центральної мережі.

Згідно з технологічним розділом холодильник складається з камер зберігання морозива з температурою в камері -25°С (100 т).

Розмір сітки колон, приймаємо, 6х12. Передбачаємо коридор шириною 6 м.

Приймаємо камери висотою 6 м.

Визначаємо потрібну площу основних камер. Рахуємо, що у всіх камерах продукт знаходиться на піддонах в кортових ящиках. Приймаємо, вантажну висоту камер рівною $h_{вант}$=5м.

Камера зберігання морозива за формулою [1]

$$F_{к.зб.зам} = \frac{B_к}{q_v \cdot h_{вант} \cdot \beta} = \frac{100}{0{,}4 \cdot 5 \cdot 0{,}7} = 71 м^2,$$

Де q_v=0,4 т/м^3 – норма навантаження 1 м3, β=0,7 – коефіцієнт використання будівельної площі.

Кількість будівельних прямокутників

$$n = \frac{F_{к.зб.}}{f_{стр.}} = \frac{71}{72} \approx 0{,}98 = 1,$$

Приймаємо 2 будівельних прямокутників.

Площа допоміжних приміщень.

$$F_{доп.} = 0{,}4 \cdot F_{к.зб.} = 0{,}4 \cdot 71 = 28м^2$$

Кількість будівельних прямокутників n=0,38. Приймаємо – 1.

Загальна площа охолоджуваного холодильника

$$F_{ох} = F_{ох} + F_{к.зб.} = 28 + 71 = 99м^2$$

Кількість будівельних прямокутників n=1,375. Приймаємо – 2.

Визначаємо площу службових приміщень та машинного відділення

$$F_{сл.} = 0{,}2 \cdot F_{ох} = 0{,}2 \cdot 99 = 19{,}8м^2$$

Кількість будівельних прямокутників n=0,275. Приймаємо – 1.

$$F_{м.в.} = 0{,}5 \cdot F_{ох} = 0{,}5 \cdot 99 = 49{,}5м^2$$

Кількість будівельних прямокутників n=0,6875. Приймаємо – 1.

Розміщення камер.

Розташовуємо камери як показано на рис. 3.1. з урахуванням критої автомобільної платформи шириною 6 м. Машинне відділення розташовуємо з західної та частково з північної сторони холодильника.

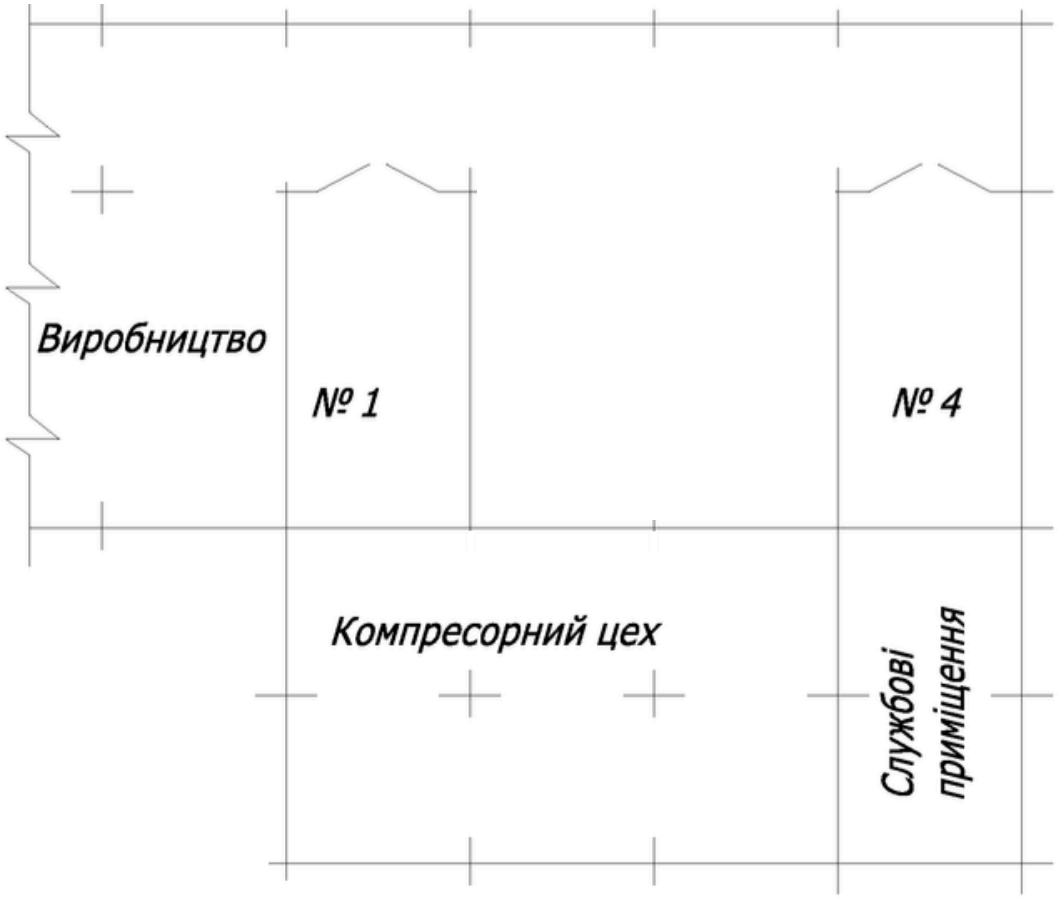


Рис. 3.1. План розміщення приміщень підприємства

4. Визначення товщини теплоізоляції камер

Детальні розрахунки товщини теплоізоляції виконаної з «сандвіч» панелей на базі ППУ та теплонадходжень до камер зберігання морозива, що ґрунтуються на завданні на проектування та розробленому плані камер, наведені в додатках (додаток А – Б). Розрахунок проведено..

За результатами розрахунку заповнюємо таблицю 4.1.

Таблиця 4.1. – Результати розрахунку товщини теплоізоляції

Назва огороджувальної конструкції	Товщина теплоізоляції, мм	Матеріал теплоізоляції
Стіна камер що контактує з коридором	100	ППУ
Зовнішня стіна камери що контактує з вулицею	150	ППУ
Стіна, що контактує з компресорним цехом та службовими приміщеннями	80	ППУ
Перегородки між камерами	50	ППУ
Стіна що контактує з виробничими приміщеннями	100	ППУ
Підлога в камерах	150	ППУ
Стеля	150	ППУ

5. Розрахунок теплонадходжень до камер та технологічних апаратів

5.1 Теплонадходження до камер зберігання.

Детальні розрахунки теплонадходження до камер зберігання морозива та технологічних апаратів, що ґрунтуються на технічному завданні, наведені в додатках (додаток А – Б). Розрахунок проведено за допомогою макросів у програмі MS Word.

Вихідні дані для розрахунку теплонадходжень до камер.

Орієнтація, розмір камер – рис. 3.1.

Максимально можливе завантаження камер на добу – 5 тон.

Початкова температура морозива – -10°С

Температура в камерах – -25°С

Кількість персоналу в камеру – 2.

Встановлена потужність електрокар (розвантажувачів) – 5 кВт.

Маса тари – 10% від маси продукції (картон).

За результатами розрахунку заповнено табл. 5.1.

Таблиця 5.1. – Теплонадходження до камер зберігання

Номер камери зберігання морозива	Розмірність	Кількість теплоти, що надходить до камери без запасу	Кількість теплоти, що надходить до камери з запасом
№1	кВт	18,53	24,1
№2		16,965	22,053
Загальні теплонадходження		35,495	46,153

5.2 Теплонадходження до технологічних апаратів приготування морозива.

Детальні розрахунку теплопритоків від технологічних апаратів наведено в додатку В. Розрахунок проведено за допомогою макросів у програмі MS Word.

Вихідні дані для розрахунку теплонадходжень від охолодження морозива після пастеризації.

Початкова температура продукту – 80°С

Кінцева температура продукту – 2°С

Витрата морозива через апарат – 1,8 т/год.

Вихідні дані для розрахунку теплонадходжень від охолодження танків зберігання морозива.

Початкова температура продукту – 4°С

Кінцева температура продукту – 2°С

Марки танків зберігання морозива – Я1-ОСВ-5 (2 шт.)

Інші параметри за паспортом апаратів.

Вихідні дані для розрахунку теплонадходжень від фризерів.

Початкова температура продукту – +4°С

Кінцева температура продукту – -5°С

Витрата морозива через апарат – 200 кг/год.

Працюючих фризерів – 3 шт.

Вихідні дані для розрахунку теплонадходжень від заморозки морозива в апарата М6-ОЛ2-В.

Початкова температура продукту – -4°С

Кінцева температура продукту – -20°С

Марка апарату – М6-ОЛ2-В.

Продуктивність апарату – 600 кг/год.

Інші параметри за паспортом апарату.

Температура в апараті – -35°С

В результаті проведення розрахунків отримано навантаження на систему безпосереднього охолодження та льодяну воду.

Таблиця 5.2 – Теплонадходження від технологічного обладнання

Найменування обладнання	Температура холодоносія,	Вид теплоносія	Розрахункове навантаження на систему, кВт
Теплообмінник охолодження морозива після гомогенізатора і пастеризатора	1,5–2	Льодяна вода	143,55
Танки зберігання морозива	1,5–2	Льодяна вода	1,356
Фризери	–35	Аміак	23,74
Швидкоморозильні камери М6-ОЛ2-В	–45	Аміак	38,396

6. Визначення теплового навантаження на холодильну установку

Вихідні данні для розрахунку теплового навантаження на центральну холодильну установку взяті з додатків А – Г та заведені у таблицю 6.1.

З таблиці 6.1. бачимо, що існує три температури кипіння аміаку. Для визначення навантаження на компресори компресорного цеху навантаження від різниці температур зовні камер та апаратів враховуємо на 85%, навантаження від продукту для камер зберігання – 50%, а для камер шокової заморозки – 100%, експлуатаційні навантаження на камери – 50%, а на апарати шокової заморозки – 100%. В такому випадку на компресори по температурам кипіння складає:

$$\Sigma Q_{-2} = 0{,}85 \cdot \Sigma Q_{1об} + \Sigma Q_{2об} = 0{,}85 \cdot 2{,}91 + 144{,}756 = 147{,}3 \text{ кВт}$$

$$\Sigma Q_{-32} = 0{,}85 \cdot \Sigma Q_{1об} + 0{,}5 \cdot \Sigma Q_{2об} + 0{,}5 \cdot \Sigma Q_{4об}$$
$$= 0{,}5 \cdot 0{,}415 + 0{,}5 \cdot 101{,}81 + 0{,}5 \cdot 28{,}47 = 65{,}34 \text{ кВт}$$

$$\Sigma Q_{-45} = 0{,}85 \cdot \Sigma Q_{1об} + \Sigma Q_{2об} + \Sigma Q_{4об} = 0{,}85 \cdot 147{,}3 + 66{,}00 + 34{,}8$$
$$= 226 \text{ кВт}$$

Холодопродуктивність компресорів з урахуванням коефіцієнту, враховує втрати в трубопроводах:

$$\Sigma Q_{0т(-2)} = k \cdot \Sigma Q_{-2} = 1{,}12 \cdot 147{,}3 = 164 \text{ кВт}$$

$$\Sigma Q_{0т(-32)} = k \cdot \Sigma Q_{-32} = 1{,}07 \cdot 65{,}34 = 69{,}91 \text{ кВт}$$

$$Q_{0т(-45)} = k \cdot \Sigma Q_{-42} = 1{,}1 \cdot 226 = 248{,}6 \text{ кВт}$$

Таблиця 6.1. – Загальна експлікація теплового навантаження

№ камери, назва апарату	Призначення	Температура, °С		Навантаження на камерне обладнання, кВт				
		$t_в$	t_0	$Q_{1об}$	$Q_{2об}$	$Q_{4об}$	$\Sigma Q_{об}$	$\Sigma Q_{об}30\%$
№1	Зберігання	-25	-32	2,93	8,49	7,118	17,065	22,184
№2(4)	Зберігання	-25	-32	2,89	8,49	7,718	16,964	22,053
Теплообмінник	Охолодження	1,5-2	-2	–	143,55	–	143,55	–
Я1-ОСВ-5	Танк зберігання	1,5-2	-2	0,415	0,201	–	0,616	0,678
Я1-ОСВ-5	Танк зберігання	1,5-2	-2	0,415	0,201	–	0,616	0,678
Фризер	-	-5	-32	–	7,539	–	7,539	7,916
Фризер	-	-5	-32	–	7,539	–	7,539	7,916
Фризер	-	-5	-32	–	7,539	–	7,539	7,916
М6-ОЛ2-В	Заморожування	-35	-45	1,306	22	11,6	38,906	38,396
	Загалом:		**-2**	**2,91**	**144,756**	**–**		
	Загалом:		**-32**	**0,415**	**101,81**	**28,47**		
	Загалом:		**-45**	**1,306**	**66,00**	**34,8**		

7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки

В даному дипломному проекті джерелом холодопостачання є централізована система охолодження з холодильним агентом - аміак. На підприємствах з апаратами швидкої заморозки використовують централізоване холодопостачання з розміщенням в загальному машинному відділенні компресорів, які працюють на різні температури кипіння. Концентрація обладнання в загальному залі полегшує його обслуговування і огляд на протязі робочого дня, якщо потребується постійне спостереження. Система охолодження має безпосереднє охолодження камер. Така система більш економічна в порівнянні з системою з проміжним холодоносієм завдяки невеликому перепаду між температурою в камері та температурою кипіння холодильного агента, а зниження перепаду температури на 5°С зменшує витрату електроенергії на 15%.

Застосовуємо насосно-циркуляційну схему подачі аміаку до споживачі з 2 циркуляційними ресиверами. Основна причина переходу на насосно-циркуляційну схему полягає в тому, що при охолодженні 5 - 6 камер і більше потребується велика кількість регуляторів заповнення (наприклад ТРВ), що не тільки підвищує вартість установку, але й знижує її надійність.

Дана холодильна установка є двоступеневою з 3 температурами кипіння.

Охолодження камер здійснюється через повітроохолодники, що дає змогу зменшити металоємність в порівнянні з батарейним охолодженням.

Також в даному проекті використовуються конденсатори з водяним охолодження через оборотне водопостачання. Охолодження мастила відбувається за допомогою води.

8. Розрахунок системи холодозабезпечення та підбір обладнання

8.1. Тепловий розрахунок холодильної установки.

Температура кипіння в пластинчатому випарнику охолодження льодяної води.

$$t_0 = -2\,℃$$

Температура кипіння в камерах зберігання та фризерах.

$$t_{0_кам} = -32\,℃$$

Температура кипіння в апаратах шокової заморозки.

$$t_{0_{шок}} = -45\,℃$$

Параметри зовнішнього повітря у м. Львів:

- Розрахункова літня температура +33℃;
- Розрахункова зимова температура -6℃;
- Відносна вологість влітку 56%;
- Відносна вологість взимку 90%;

За діаграмою lgp - h визначаємо тиски які відповідають прийнятим температурам:

- для температури кипіння -2℃ $p_{0_-2} = 0{,}39$ МПа,
- для температури кипіння -32℃ $p_{0_кам} = 0{,}108$ МПа,
- для температури кипіння -45℃ $p_{о_шок} = 0{,}053$ МПа.

Встановлюємо горизонтальні кожухотрубні конденсатори. За рахунок цього приймаємо різницю температур, між температурою конденсації та температурю води на виході з конденсатора 2℃. Нагрів води в конденсаторі приймаємо 3,3 ℃. Температура води за мокрим термометром 25,7℃.

$$t_к = t_{w1} + \Delta t_{w2} + 2℃ = 25{,}7 + 3{,}3 + 2 = 31℃$$

Тиск конденсації $p_к = 1{,}1$ МПа.

Визначаємо проміжні тиски та температури. Проміжний тиск для температури кипіння -45℃.

$p_m = \sqrt{p_к \cdot p_{0_{шок}}} = \sqrt{1{,}1 \cdot 0{,}053} = 0{,}24$ МПа

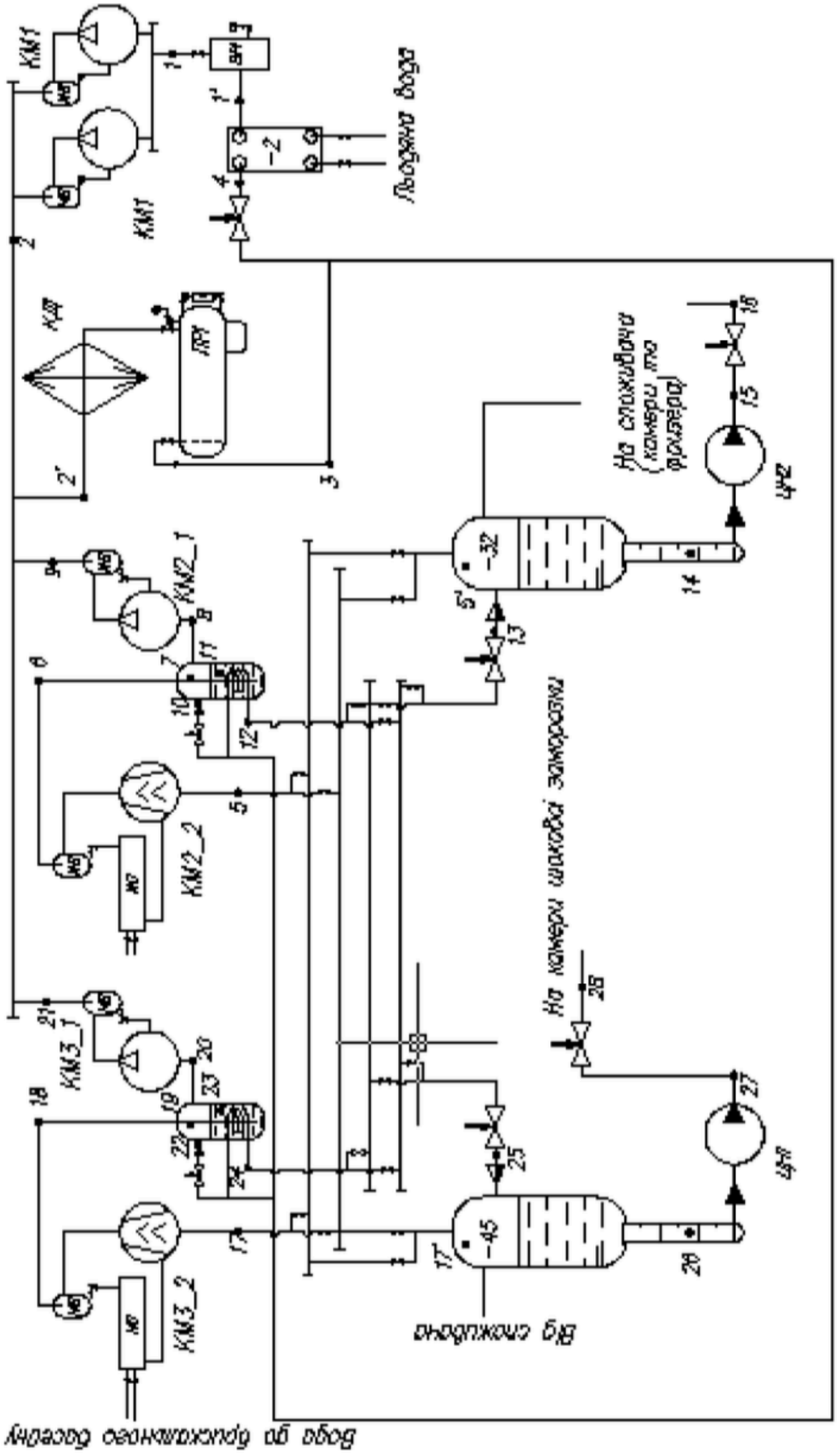
відповідна проміжна температура $t_{m_кам} = -6℃$.

Для побудови циклу приймаю наступні вихідні дані роботи установки:

- насосно циркуляційна подача холодоагенту до приладів охолодження (підвищення тиску насосом, приймаю на рівні 0,25…0,4 МПа та підвищення температури відбувається на 3…5℃);
- перегрів пари перед всмоктуванням на одноступеневій машині $t_{вс1} = t_{0_-2} + (5 \dots 10)℃$;
- перегрів пари на 1-шому ступені двоступеневої машини $t_{вс2} = t_{0_кам} + (10 \dots 20)℃$;
- перегрів другого ступеня двоступеневої машини $t_{вс3} = t_m + (5 \dots 10)℃$;
- переохолодження холодоагенту в конденсаторі $t_{по_к} = t_к - (2..3)℃$;
- переохолодження холодоагенту в змієвиках проміжних посудин $t_{по_ПП} = t_1 + (4 \dots 6)℃$.

Розрахункову схему холодильної установки зображено на рис. 8.1.

За даною схемою побудовано робочий цикл холодильної установки (рис.8.2). На діаграмі враховано всі вихідні дані котрі були перелічені вище.



					00 ДП.142.008.015.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

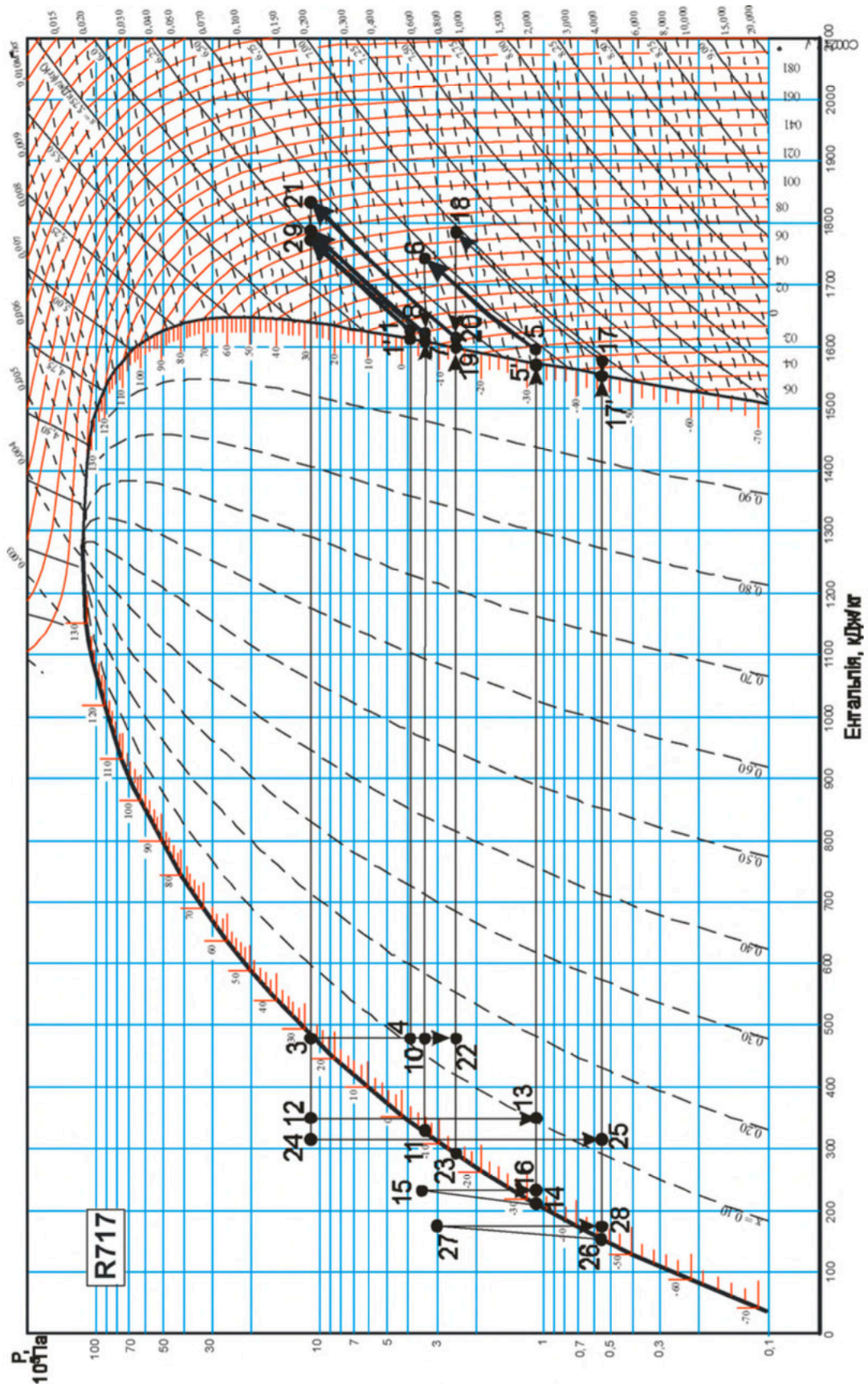


Рис. 8.2 – Робочий цикл холодильної установки

Відповідно значення цих температур становлять:

t_1=-2+5=+3 °C,

t_5=-32+10=-22 °C,

t_{17}=-45+10=-35 °C,

t_{20}=-14+5=-9 °C,

t_8=-6+5=-1 °C,

t_3=28-2=26 °C,

t_{12}=-6+5=-1 °C,

t_{24}=-14+5=-9 °C.

За даними побудованого циклу складено таблицю 8.1. в якій наведено параметри робочих точок циклу.

Табл. 8.1. – Параметри робочих точок циклу.

№ точки	Температура, °С	Тиск, МПа	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, $м^3$/кг
1'	-2	0,39	1610	-
1	+3	0,39	1630	0,32
2	76	1,1	1774	-
2'	85	1,1	1797	-
3	26	1,1	478	-
4	-2	0,39	478	-
5'	-32	0,108	1575	-
5	-22	0,108	1590	1,1
6	50	0,345	1743	-
7	-6	0,345	1610	-
8	-1	0,345	1620	0,38
9	81	1,1	1790	-
10	-6	0,345	478	-
11	-6	0,345	329	-
12	-1	1,1	350	-
13	-32	0,108	350	-
14	-32	0,108	210	-
15	-27	0,35	240	-
16	-32	0,108	240	-
17'	-45	0,053	1550	-
17	-35	0,053	1580	2,15
18	66	0,24	1785	-
19	-14	0,24	1600	-
20	-9	0,24	1615	0,45
21	100	1,1	1834	-
22	-14	0,24	478	-
23	-14	0,24	292	-
24	-9	1,1	314	-
25	-45	0,053	314	-
26	-45	0,053	150	-
27	-45	0,3	175	-
28	-45	0,053	175	-

Визначаємо витрату холодильного агенту на прикладах охолодження.

$$m_1 = \frac{Q_{0T(-45)}}{h_{17,} - h_{28}} = \frac{248,5}{1550 - 175} = 0,180 \ \frac{кг}{с}$$

$$m_2 = \frac{Q_{0T(-32)}}{h_{5,} - h_{16}} = \frac{69,91}{1575 - 240} = 0,052 \ \frac{кг}{с}$$

$$m_3 = \frac{Q_{0T(-2)}}{h_{1,} - h_4} = \frac{164}{1610 - 478} = 0,145 \ \frac{кг}{с}$$

З теплового балансу проміжної посудини машини, що працює на кипіння – 45 °С знаходимо кількість парів аміаку, котру потрібно відвести компресором другого ступеня від проміжної посудини.

$$M_{2ступ(-45)} \cdot h_3 + M_1 \cdot h_{18} = M_1 \cdot h_{24} + M_{2(-45)} \cdot h_{20}$$

Після проведення ряду перетворень одержуємо:

$$M_{2ступ(-45)} = M_1 \cdot \frac{(h_{24} - h_{18})}{h_3 - h_{20}}$$

$$M_{2ступ(-45)} = 0,180 \cdot \frac{(314 - 1785)}{478 - 1615} = 0,232 \text{ кг/с}$$

Загальна кількість парів аміаку, яку всмоктують компресори по ступеням стисканням та система охолодження.

При охолоджені льодяної води $M_{заг.Л.В.} = 0,145 \frac{кг}{с}$.

При температурі кипіння -32°С компресор першого ступеня $M_2 = 0,052 \frac{кг}{с}$.

При температурі кипіння -45°С компресор першого ступеня $M_1 = 0,180 \ \frac{кг}{с}$.

Друга ступінь стискання аміаку при температурі кипіння -32°С.

Друга ступінь стискання аміаку при температурі кипіння -45°С

$$M_{2ступ(-45)} = 0{,}232\,\frac{кг}{с}.$$

Знаходжу положення точки 2', точка змішування трьох потоків перед конденсатором.

$$M_{заг.Л.В.} \cdot h_2 + M_{2ступ(-32)} \cdot h_9 + M_{2ступ(-45)} \cdot h_{21} = (M_{заг.Л.В.} + M_{2ступ(-32)} + M_{2ступ(-45)} \cdot h_{2'}$$

$$h_{2'} = \frac{\left(M_{заг.Л.В.} \cdot h_2 + M_{2ступ(-32)} \cdot h_9 + M_{2ступ(-45)} \cdot h_{21}\right)}{M_{заг.Л.В.} + M_{2ступ(-32)} + M_{2ступ(-45)}} = \frac{0{,}145 \cdot 1774 + 0{,}232 \cdot 1790 + 0{,}232 \cdot 1834}{0{,}145 + 0{,}232 + 0{,}232} = 1802\ кДж/кг$$

Заповнюю таблицю 8.1. до кінця.

Визначаємо теоретичні показники циклу:

питома масова холодопродуктивність споживачів холоду:

$q_{0(-2Л.В.)}=h_{1'} - h_4=1610\text{-}478=1132$ кДж/кг;

$q_{0(-32)}=h_{5'} - h_{16}=1575\text{-}240=1335$ кДж/кг;

$q_{0(-45)}=h_{17'} - h_{28}=1550\text{-}175=1375$ кДж/кг;

питома теоретична робота компресорів:

$w_{h(-2Л.В.)}=h_2 - h_1=1774\text{-}1630=144$ кДж/кг;

$w_{h(-32_1ст)}=h_6 - h_5=1743\text{-}1590=153$ кДж/кг;

$w_{h(-32_2ст)}=h_9 - h_8=1790\text{-}1620=170$ кДж/кг;

$w_{h(-45_1ст)}=h_{18} - h_{17}=1785\text{-}1580=205$ кДж/кг;

$w_{h(-45_2ст)}=h_{21} - h_{20}=1834\text{-}1615=219$ кДж/кг;

питоме теоретичне навантаження на конденсатор:

$$q_К = h_{2'} - h_3 = 1797\text{-}478 = 1319 \text{ кДж/кг};$$

питоме теоретичне навантаження на змієвики проміжних посудин:

$$q_{ПП_\text{-}32} = h_3 - h_{12} = 478\text{-}350 = 128 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{ПП_\text{-}45} = h_3 - h_{24} = 478\text{-}314 = 164 \text{ кДж/кг}.$$

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

$V_{h-2} = M_{заг.Л.В} \cdot v_1 = 0{,}145 \cdot 0{,}32 = 0{,}046 \text{ м}^3/\text{с};$

$V_{h-32_}1ст = M_2 \cdot v_5 = 0{,}052 \cdot 1{,}1 = 0{,}052 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$

$$V_{h-32_2ст} = M_{2ступ(-32)} \cdot v_8 = 0{,}232 \cdot 0{,}38 = 0{,}0881 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$V_{h-45_1ст} = M_1 \cdot v_{17} = 0{,}180 \cdot 2{,}15 = 0{,}387 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$V_{h-45_{2ст}} = M_{2ступ(-45)} \cdot v_{20} = 0{,}232 \cdot 0{,}45 = 0{,}104 \text{ м}^2/\text{с}$$

8.2. Підбір основного холодильного обладнання.

Компресори.

Тепловий розрахунок поршневого компресора одноступеневої машини (охолодження льодяної води).

Методика розрахунку.

Теоретична подача компресора (об'єм описуваний поршнями компресора), м^3/с, визначаємо за формулою

$$V_т = V_д / \lambda$$

де λ – об'ємний коефіцієнт подачі компресора.

Коефіцієнт подачі визначають за формулою

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

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

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі поршневого компресора визначаємо так

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

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

Відповідно для температури кипіння -2 °С індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі становить:

$$\lambda_{i(-2)} = \frac{0,39-0,01}{0,39} - 0,04 \cdot \left[\left(\frac{1,1+0,01}{0,39} \right)^{1/1,15} - \frac{0,39-0,01}{0,39} \right] = 0,914.$$

Коефіцієнт, що враховує втрати від нагрівання та нещільностей,

$$\lambda'_{\omega(-2)} = T_{0_-2} / T_k = (273-2)/(273+31) = 0,89,$$

$$\lambda_{(-2)} = 0,914 \cdot 0,89 = 0,815,$$

$$\Sigma V_{T(-2)} = 0,046/0,815 = 0,0565 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Встановлюємо два компресори фірми BITZER марки W6HA з трьох позиційним регулюванням продуктивності та об'ємною подачею $V_{KM(W6HA)}$=110,5м^3/год=0,0307м^3/с. Цієї продуктивності достатньо для виконання поставленого завдання, тому що $\sum V_{KM(W6HA)}$=2·0,0307м^3/с= =0,0614м^3/с > $\Sigma V_{T(-2)}$=0,056м^3/с.

Другий ступінь двоступеневих машин. Порядок розрахунку аналогічний попередньому. Приймаємо депресію на нагнітанні та всмоктуванні, відносний мертвий простір та показник політропи розширення такими самими, як і вище.

$$\lambda_{i(-32_2ступ)} = \frac{0,345-0,01}{0,345} - 0,04 \cdot \left[\left(\frac{1,1+0,01}{0,345} \right)^{1/1,15} - \frac{0,345-0,01}{0,345} \right] = 0,9$$

$$\lambda'_{\omega(-32_2ступ)} = T_m / T_к = (273-6)/(273+31) = 0,878$$

$$\lambda_{(-32_2ступ)} = 0,9 \cdot 0,878 = 0,79$$

$$\Sigma V_{T(-32_2ступ)} = V_{h-32_2ст} / \lambda_{(-32_2ступ)} = 0,0274/0,79 = 0,035 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\lambda_{i(-45_2ступ)} = \frac{0,24-0,01}{0,24} - 0,04 \cdot \left[\left(\frac{1,1+0,01}{0,24} \right)^{1/1,15} - \frac{0,24-0,01}{0,24} \right] = 0,845$$

$$\lambda'_{\omega(-45_2ступ)} = T_m / T_к = (273-14)/(273+31) = 0,85$$

$$\lambda_{(-45_2ступ)} = 0,845 \cdot 0,85 = 0,72$$

$$\Sigma V_{T(-45_2ступ)}=V_{h-45_2ст}/\lambda_{(-45_2ступ)}=0,048/0,72=0,067\ м^3/с$$

Встановлюємо один компресор П-110 з об'ємною подачею $V_{КМ(П-110)}=$ $=0,0836\ м^3/с$ на другу ступінь системи з температурою кипіння -45 °С, та дин компресор W6FA з об'ємною подачею $V_{КМ(W6FA)}=151,6м^3/год=0,042\ м^3/с$ на другу ступінь системи з температурою кипіння -32 °С.

Дійсна масова витрата поршневих компресорів:

$$\Sigma M_{КМ(-45_2ст)}=\lambda_{(-45_2ступ)}\cdot V_{КМ(П-110)}/v_{20}=0,72\cdot0,0836/0,45=0,134\ кг/с,$$

$$\Sigma M_{КМ(-32_2ст)}=\lambda_{(-32_2ступ)}\cdot V_{КМ(W6FA)}/v_{8}=0,79\cdot0,042/0,38=0,0873\ кг/с,$$

$$\Sigma M_{КМ(-2)}=\lambda_{(-2)}\cdot V_{КМ(W6HA)}/v_{1}=0,815\cdot0,0614/0,32=0,156\ кг/с.$$

Теоретична потужність компресорів, кВт:

$$\Sigma N_{т(-45_2ст)}=\Sigma M_{КМ(-45_2ст)}\cdot w_{h(-45_2ст)}=0,134\cdot219=29,3\ кВт,$$

$$\Sigma N_{т(-32_2ст)}=\Sigma M_{КМ(-32_2ст)}\cdot w_{h(-32_2ст)}=0,0873\cdot170=14,84\ кВт,$$

$$\Sigma N_{т(-2)}=\Sigma M_{КМ(-2)}\cdot w_{h(-2Л.В.)}=0,156\cdot144=22,52\ кВт.$$

Дійсна (індикаторна) потужність компресора, кВт:

$$\Sigma N_i=\Sigma N_т/\eta_i,$$

де η_i – індикаторний ККД компресора, який визначаю за формулою І.І.Левіна $\eta_i=\lambda'_\omega+вt_0$, (в – дослідний коефіцієнт, в=0,002 для аміачних горизонтальних).

$$\eta_{i(-45_2ст)}=0,85+0,002\cdot(-14)=0,822,$$

$$\Sigma N_{i(-45_2ст)}=29,3/0,822=35,64\ кВт,$$

$$\eta_{i(-32_2ст)}=0,878+0,002\cdot(-6)=0,866,$$

$$\Sigma N_{i(-32_2ст)}=14,84/0,866=17,14\ кВт,$$

$$\eta_{i(-2)}=0,89+0,002\cdot(-2)=0,886,$$

$$\Sigma N_{i(-2Л.В.)}=22,52/0,886=25,42\ кВт.$$

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

$$\Sigma N_e=\Sigma N_т/\eta_e=\Sigma Ni/\eta_м,$$

де η_e – ефективний ККД; $\eta_м$ – механічний ККД. Приймаємо $\eta_м=0,89$,

$$\Sigma N_{e(-45_2ст)}=35,64/0,89=40,04 \text{ кВт},$$

$$\Sigma N_{e(-32_2ст)}=17,14/0,89=19,26 \text{ кВт},$$

$$\Sigma N_{e(-2Л.В.)}=25,42/0,89=28,56 \text{ кВт},$$

Необхідна потужність електродвигуна

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

де $\eta_{ел}=0,9$ – електричний ККД.

$$\Sigma N_{ел(-45_2ст)}=40,04/0,9=44,5 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_{ел(-32_2ст)}=19,26/0,9=21,4 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_{ел(-2Л.В.)}=28,56/0,9=31,7 \text{ кВт}$$

Встановлюємо електродвигуни з номінальною потужністю: для компресора П-110 (друга ступінь на температуру кипіння -45 °С) 55 кВт; для компресорів W6HA (на температуру кипіння -2 °С) 18,5 кВт; для компресора W6FA (на другу ступінь температури кипіння -32 °С) 30 кВт.

Підбір компресорів на перші ступіні стискання.

Потрібні коефіцієнти подачі компресора (за номограмами).

t_{0_-45}=-45 °С $p_{ш}/p_{0_-45}=0,24/0,053=4,53$ $\lambda_{(-45_1ст_гвинт)}=0,83$

t_{0_-32}=-32°С $p_{ш}/p_{0_-32}=0,345/0,108=3,19$ $\lambda_{(-32_1ст)}=0,86$

Потрібна (теоретична) продуктивність компресорів.

$$\Sigma V_{T(-45_1ст_гвинт)}= V_{h-45_1ст} / \lambda_{(-45_1ст_гвинт)}=0,18/0,83=0,217 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\Sigma V_{T(-32_1ст)}= V_{h-32_1ст} / \lambda_{(-32_1ст)}=0,065/0,86=0,076 \text{ м}^3/\text{с}$$

За даними каталогів гвинтові агрегати 5BX-350/2,6A та OSN8571-K (BITZER) стандартної комплектації мають об'ємну продуктивність $V_{T(5BX-350)}$=850м^3/год=0,236м^3/с, $V_{T(OSN)}$=410м^3/год=0,114м^3/с. Маємо запас по об'ємній продуктивності.

Дійсна масова витрата компресорів.

$$\Sigma M_{KM(-45_1ст_гвинт)}=\lambda_{(-45_1ст_гвинт)}\cdot V_{T(5BX-350)}/v_{17}=0,83\cdot 0,236/2,15=0,091 \text{ кг/с}$$

$$\Sigma M_{KM(-32_1ст)}=\lambda_{(-32_1ст)}\cdot V_{T(OSN)}/v_5=0,86\cdot 0,114/1,1=0,089 \text{ кг/с}$$

Теоретична потужність компресора.

$$\Sigma N_{т(-45_1ст_гвинт)}=\Sigma M_{KM(-45_1ст_гвинт)}\cdot w_{h(-45_1ст)}=0,091\cdot 205=18,66 \text{ кВт}$$

$$\Sigma N_{т(-32_1ст)}=\Sigma M_{KM(-32_1ст)}\cdot w_{h(-32_1ст)}=0,089\cdot 153=13,62 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна)потужність компресора.

$$\Sigma N_{i(-45_1ст_гвинт)}=\Sigma N_{т(-45_1ст_гвинт)}/\eta_{i(-45_1ст_гвинт)}=18,66/0,83=22,48 \text{ кВт},$$

$$\Sigma N_{i(-32_1ст)}=\Sigma N_{т(-32_1ст)}/\eta_{i(-32_1ст)}=13,62/0,86=15,84 \text{ кВт},$$

$$\Sigma N_{i(-45_1ст_гвинт)}=\Sigma N_{т(-45_1ст_гвинт)}/\eta_{i(-45_1ст_гвинт)}=18,66/0,83=22,48 \text{ кВт},$$

$$\Sigma N_{i(-32_1ст)}=\Sigma N_{т(-32_1ст)}/\eta_{i(-32_1ст)}=13,62/0,86=15,84 \text{ кВт},$$

$$\Sigma N_{ел(-32_1ст.)}=\Sigma N_{e(-35_1ст.)}/\eta_{ел}=17,6/0,9=19,5 \text{ кВт}.$$

Потужність встановлених електродвигунів компресорів більша за розрахунково необхідну. Так як, у 5BX-350/2,6A номінальна потужність електродвигуна 55 кВт, а на OSN8571-K встановлюємо електродвигун номінальною потужністю 22 кВт.

Навантаження на конденсатор.

$$Q_{КД}=(M_{заг.Л.В.}+M_{2ступ(-32)}+M_{2ступ(-45)})\cdot(h_2-h_3)=(0,156+0,0873+0,134)\cdot(1797-478)=497,7 \text{ кВт}$$

Конденсатор.

Для конденсування парів аміаку застосовуємо кожухотрубні конденсатори.

Вибір такого тип конденсатора обумовлено гнучкістю підтримання температури конденсацій та легкістю обслуговування.

Для встановлюваних горизонтальних кожухотрубних конденсаторів, приймаємо, коефіцієнт теплопередачі 750 Вт/(м^2·К). Вважаємо, що наявна велика кількості накипу на теплопередаючій поверхні.

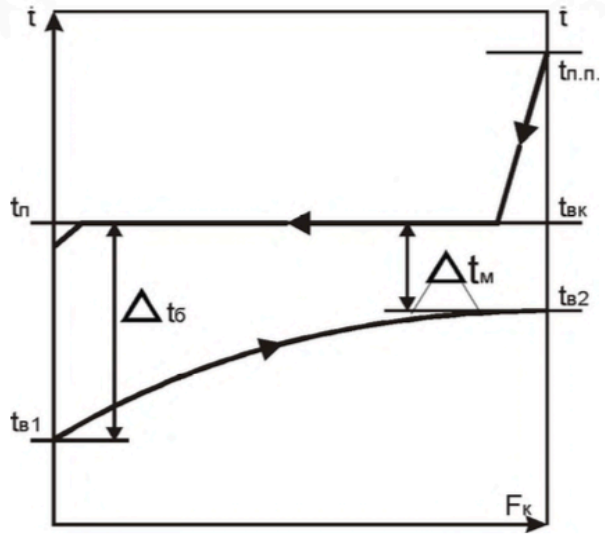


Рис. 8.3. – Схема зміни температури у конденсаторі.

Схема зміни температур холодоагенту та охолодної води вздовж поверхні теплопередачі, для визначення середнього температурного напору приведена на рис. 8.3..

На даному малюнку $t_{в1}$=25,7 °С, $t_{в2}$=29 °С, $t_п$=31 °С.

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

$$\Delta t_{ср}=(t_{в2}- t_{в1})/\ln((t_п- t_{в1})/(t_п- t_{в2}))=(29-25,7)/\ln((31-25,7)/(31-29))=3,39\ °С.$$

Площа теплопередачі.

$$F_{кд}=Q_{кд}/(k\cdot\Delta t_{ср})=497,7\cdot10^3/(750\cdot3,39)=195,98\ м^2$$

Приймаємо для встановлення в безпосередню роботу два горизонтальних кожуходтрубних конденсатори КТГ-125. Характеристики даного конденсатора наведено у табл. 8.2..

Таблиця 8.2. – Технічні дані КГТ-125.

Площа внутрішньої теплопередаваючої поверхні, $м^2$	Габаритні розміри, мм				Кількість труб	Довжина труб	Діаметр умовного проходу під'єднувальних патрубків, мм			Об'єм між трубного простору, $м^3$	Об'єм трубного простору, $м^3$	Маса, кг
	Діаметр кожуха	Довжина	Ширина	Висота			Вода	Аміак				
								Вхід	Вихід			
120	800	5640	1110	1230	386	5000	125	80	32	1,53	0,72	3540

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

Загальна витрата охолодної води з теплового балансу.

$$Q_к=m_в c_в(t_{в2}-t_{в1})$$

$$m_В=Q_К/(c_В\cdot(t_{в2}-t_{в1}))=497,7/(4,19\cdot(29-25,7))=35,99 \text{ кг/с}$$

Повітроохолодники.

Підбір повітроохолодників здійснено за прикладною програмою підбору обладнання фірми виробника (GOEDHART).

Для підбору обрані наступні вихідні данні:

- температура повітря в камері -25 °С,
- температура кипіння -32 °С,
- матеріал апарату сталь/цинк,
- відтайка – гарячими парами,
- відстань між ребрами – 12 мм,
- шумові характеристики – не мають значення,
- холодопродуктивність прийнято з табл. 5.1.

Результати підбору наведено в табл. 8.3., ескіз апаратів представлено на рис. 8.4..

Таблиця 8.3. – Експлікація повітроохолодників по камерам

Номер камери	Кількість теплоти що надходить до камери з 30% запасом	Марка повітроохолодника	К-ть	Холодопродуктивність повітроохолодника	Загальна холодопродуктивність
№1	24,1	ZFZ-125012	1	24,4 кВт	24,4 кВт
№2	22,99	ZFZ-125012	1	24,4 кВт	24,4 кВт
№3	22,99	ZFZ-125012	1	24,4 кВт	24,4 кВт
№4	24,04	ZFZ-125012	1	24,4 кВт	24,4 кВт

Всі повітроохолодники розраховані на відтайку перегрітим паром з обігрівом вентиляторів. Характеристики обладнання наведено в табл. 8.4.

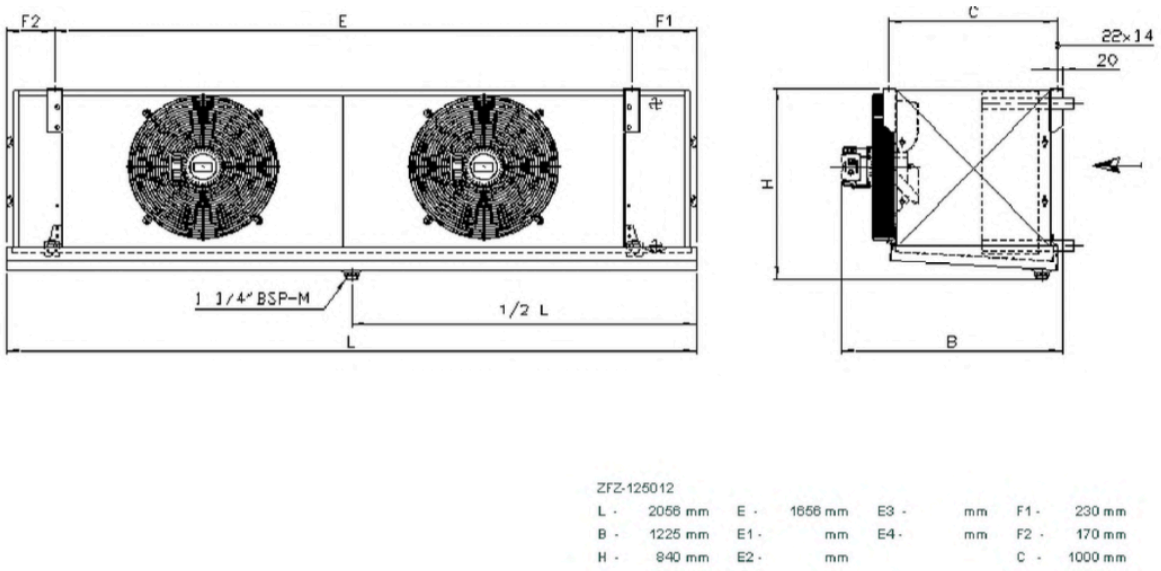


Рис. 8.4. – Ескіз повітроохолодника ZFZ-125012

Таблиця 8.4. – Технічні дані повітроохолодника ZFZ-125012.

Тип		ZFZ
Модель		125012
Виконання		Кубічний "на просмоктування"
Холодоагент		R-717 (NH3) pump
Холодопродуктивність	кВт	24,4
Витрата повітря	$м^3$/час.	13 630
Поверхня теплообміну	$м^2$	123
Відстань між ребрами	мм	12
Температура в приміщені	°C	-25,0
Температура кипіння	°C	-32,0
Блок		Fe / Zn
Корпус		Гарячеоцинкований
Кількість вентиляторів		2
Діаметр вентиляторів	мм	500
Швидкість обертання	об./хв.	1 380
Потужність вентилятора	Вт	880
Струм	А	1,9
Фази - Напр. - Частота	#-В-Гц	3 - 400 - 50
Клас захисту		IP44
Рівень шуму - відстань	dB(A)-м	66 @ 3
Дальнобійність струменя повітря	м	25
Довжина х ширина х висота	мм	2056 x 1225 x 840
Вага (пустого)	кг	530
Об'єм по аміаку	$дм^3$	64,0

Випарники.

Для охолодження льодяної води використовуємо панельні випарники.

В цьому приладі охолоджуємо воду від 4°С до 0°С при кипінні аміаку -2°С. Схему розподілу температури у випарнику можна подивитися на рис. 8.5..

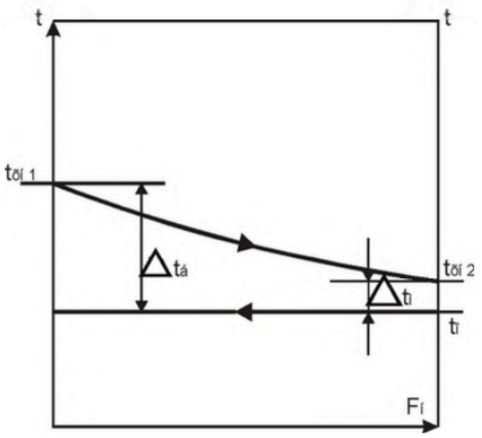


Рис. 8.5. – Зміна температури у аміачному випарнику.

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

$$\Delta t_{ср}=(t_{хн1}- t_{хн2})/\ln((t_{хн1}- t_0)/(t_{хн2}-t_0))=(4+0)/\ln((4+2))/(0+2))=3{,}64\ °C.$$

Приймаємо коефіцієнт теплопередачі k=484Вт/(м^2·К) [1].

Площа теплопередачі дорівнює:

$$F_в=\Sigma Q_{Л.В.}/(k\cdot\Delta t_{ср})=164\cdot10^3/(484\cdot3{,}64)=93{,}1\ м^2.$$

Таким чином, встановлюємо один панельний випарник ИП-120. Технічні характеристики ИП-120 наведено у табл. 8.5.

Таблиця 8.5. – Технічні дані випарника ИП-120.

Показник	Одиниці виміру	Значення
Площа зовнішньої поверхні	м^2	120
Кількість секцій	шт.	12
Габаритні розміри:		
довжина	мм	6100
ширина	мм	1115
висота	мм	1200
Діаметр умовного проходу штуцерів:		
для входу води	мм	200
для входу аміаку	мм	40
для виходу аміаку	мм	150
Об'єм аміаку	л	500
Маса	кг	4000

8.3. Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах.

Метою гідравлічного розрахунку є визначення втрат тиску ΔP, зумовлених гідравлічними опорами, що виникають при русі робочого середовища в трубах та теплообмінних апаратах. Значення величини ΔP необхідні для визначення потужності насосів, а також для вибору раціональних конструктивних характеристик апаратів та оптимізації їх режимів роботи. Надмірний гідравлічний опір призводить до зменшення тиску всмоктування і відповідно температури кипіння, що зменшує економічність роботи холодильної машини. Для насосно-циркуляційних систем охолодження розрахунок гідравлічних опорів необхідний для визначення характеристики мережі залежно від витрати холодоагенту та його розподілення, для підбору насоса і розрахунку потужності привода.

Загальні гідравлічні опори при проходженні в трубі або апараті киплячої рідини (тобто двофазного потоку) складаються з втрат тертя ($\Delta P_{тр}^{дф}$), місцеві опори ($\Delta P_{м}^{дф}$):

$$\Delta P^{дф} = \Delta P_{тр}^{дф} + \Delta P_{м}^{дф}.$$

Насоси, що перекачують рідину при температурах насичення, повинні працювати під заливом, і висота підпору стовпа рідини має компенсувати розрідження при вході в робоче колесо, втрату напору на всмоктувальній трубі, швидкісний напір на вході в робоче колесо, а також кавітаційний запас.

Схему живлення випарника показано на рис. 8.6. Приймаємо, що насоси на температуру кипіння -32 °С живлять випарники камер № 1÷4 та фризери № 1÷9 по паралельним контурам. Всі швидко морозильні апарати працють при температурі -45°С. Всі насоси встановлено в машинному відділенні на висоті 0,2 м від рівня землі під циркуляційними ресиверами (1,5м від стіни). Оскільки висота холодильника становить 6 м і трубопроводи прокладаємо в горищному просторі, то висота підйому холодильного агента h становить приблизно 7 м. Схему живлення споживачів обираємо магістральну.

Порядок розрахунку гідравлічних втрат.

Повна втрата тиску на ділянці трубопроводу становить:

$$\Delta P_i = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с.} + \rho \cdot g \cdot h;\ Па,$$

де $\Delta P_{тр}$ - втрати тиску, що витрачається на подолання тертя в трубах; $\Delta P_{м.с.}$ - втрата тиску, що витрачається на подолання місцевих опорів; $h=7$ - висота підйому холодоагенту, м.

Відповідно втрати тиску розраховуються:

$$\Delta P_{тр.} = \frac{\lambda_{тр}}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot l;\ Па,$$

$$\Delta P_{м.с.} = Z = \Sigma \xi_м \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2};\ Па,$$

де $\lambda_{тр}$ - коефіцієнт тертя в нагнітальному трубопроводі; d - діаметр нагнітального трубопроводу, мм; ρ - густина аміаку в нагнітальному трубопроводі, кг/м^3; ω - швидкість аміаку в нагнітальному трубопроводі, м/с; l - довжина трубопроводу, м; $\Sigma \xi_м$ - сума місцевих опорів.

де $\lambda_{тр}$ - коефіцієнт тертя в нагнітальному трубопроводі; d - діаметр нагнітального трубопроводу, мм; ρ - густина аміаку в нагнітальному

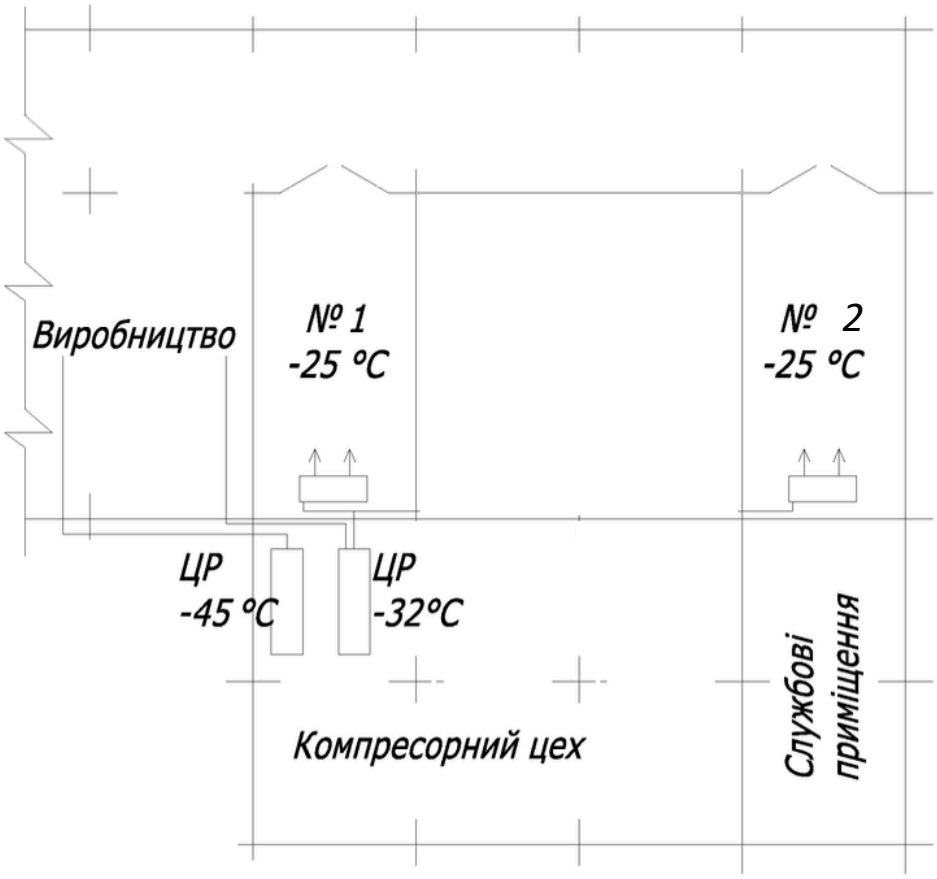


Рис. 8.6. – Ескіз розводки трубопроводів

Внутрішній діаметр круглої труби знаходимо за формулою:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}};$$

З цього рівняння знаходжу дійсну швидкість в напірному та зворотному трубопроводах насосно-циркуляційної системи подачі

$$\omega = \frac{4 \cdot M}{\rho \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2} \text{ м/с},$$

де М – маса аміаку, що подається через даний трубопровід $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$; ρ - густина аміаку в нагнітальному трубопроводі (густина двофазної суміші в зворотному трубопроводі) $\text{кг}/\text{м}^3$.

$$M = n_4 \cdot m \ \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$n_4 = 5 - \text{кратність циркуляції;}$$

m – маса аміаку, що випаровується у повіроохолодниках $\frac{кг}{с}$;

$$m = \frac{Q_0}{h_{8'} - h_4}.$$

Швидкість аміаку в нагнітальному (зворотному) трубопроводі знаходимо з допустимих меж (0,3 – 0,5 м/с для нагнітального та 0,6 – 1,2 м/с – зворотного).

Розрахунок діаметру трубопроводу та гідравлічних втрат на лініі живлення повітряохолодників №1 - №4.

Нагнітальна ділянка.

Приймаємо швидкість руху аміаку ω=0,3 м/с. Густина рідкого аміаку 672 кг/м^3.

Ділянка від циркуляційного насосу до першого відгалуження на повітряохолодник камери №1.

Середня маса аміаку що випаровується в кожному повітряохолоднику

$$m1 = \frac{24}{1575 - 240} = 0{,}018 \frac{кг}{с}$$

$$M1 = 5 \cdot 0{,}018 = 0{,}09 \frac{кг}{с}$$

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M1 \cdot 4}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 4}{\pi \cdot 672 \cdot 0{,}3}} = 0{,}0477м$$

Діаметр нагнітального трубопроводу приймаємо $d_у$ =40 мм, $d_з$ =45 мм, $d_{вн}$ =40 мм.

Реальна швидкість в нагнітальному трубопроводі:

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 4}{672 \cdot \pi \cdot 0{,}04^2} = 0{,}426$$

Розраховуємо втрати тиску на даній ділянці:

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re} \right)^{0{,}25}$$

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{0{,}426 \cdot 0{,}04}{3{,}84 \cdot 10^{-7}} = 44407{,}1;$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}04} + \frac{64}{44407{,}1} \right)^{0{,}25} = 0{,}122$$

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 10 м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{0{,}122}{0{,}04} \cdot \frac{672 \times 0{,}426^2}{2} \cdot 10 = 1856{,}2 Па;$$

Втрата тиску на місцевих опорах

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів згідно [1]: зворотний клапан ξ= 6; вентиль запірний (2шт.) ξ= 2·0,5=1; коліно 90° (2 шт.) ξ= 2·0,5=1; фільтр рідинний ξ= 6.

$$\sum \xi_м = 6 + 1 + 1 + 6 = 13$$

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 13 \cdot \frac{672 \cdot 0{,}426^2}{2} = 792{,}7 \ Па$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 1856{,}2 + 792{,}7 + 672 \cdot 9{,}81 \cdot 7 = 48795 Па.$$

Діаметр зворотного трубопроводу.

Швидкість приймаємо ω=1,2 м/с. Густина паро-рідинної суміші визначаємо з рис. 8.2. для 20% вмісту парів (кратність циркуляції 5) – 4,76 кг/м^3.

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 4}{\pi \cdot 4{,}76 \cdot 1{,}2}} = 0{,}283 м$$

Діаметр трубопроводу приймаємо $d_у$ =200 мм, $d_з$ =219 мм, $d_{ВН}$ =205 мм.

Реальна швидкість в зворотному трубопроводі

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 4}{4{,}76 \cdot \pi \cdot 0{,}205^2} = 2{,}3 \ м/с$$

Розраховуємо втрати тиску на даній ділянці:

Діаметр тр $\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{\mathrm{Re}} \right)^{0{,}25}$ мм, $d_{вн}$ =205 мм.

Реальна ш

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{2{,}3 \cdot 0{,}205}{3{,}84 \cdot 10^{-7}} = 1223265;$$

Ділянка $\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}205} + \frac{64}{1223265} \right)^{0{,}25} = 0{,}0809$ камери №3 повітряохолодника камери №4.

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 6 м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{0{,}0809}{0{,}205} \cdot \frac{4{,}76 \times 2{,}3^2}{2} \cdot 6 = 29{,}8 \text{Па};$$

Втрата тиску на місцевих опорах.

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів: вентиль запірний (1шт.) ξ= 1·0,5=0,5; коліно 90° (3 шт.) ξ= 3·0,5=1,5.

$$\sum \xi_м = 0{,}5 + 1{,}5 = 2$$

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 2 \cdot \frac{4{,}76 \cdot 2{,}3^2}{2} = 25{,}2 \ Па$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 29{,}8 + 25{,}2 + 4{,}76 \cdot 9{,}81 \cdot (-3) = -85{,}1 \text{Па}.$$

Ділянка від першого відгалуження на повітряохолодник камери №1 до другого розгалуження камер №2.

Діаметр трубопроводу:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot 3}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 3}{\pi \cdot 672 \cdot 0{,}3}} = 0{,}0413 \text{м}$$

Діаметр нагнітального трубопроводу приймаємо $d_у$ =40 мм, $d_з$ =45 мм, $d_{вн}$ =40 мм.

Реальна швидкість в нагнітальному трубопроводі:

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 3}{672 \cdot \pi \cdot 0{,}04^2} = 0{,}32 \text{м/с}$$

Розраховуємо втрати тиску на даній ділянці:

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{\mathrm{Re}} \right)^{0{,}25}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{0{,}32 \cdot 0{,}04}{3{,}84 \cdot 10^{-7}} = 33305{,}3;$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}04} + \frac{64}{33305{,}3} \right)^{0{,}25} = 0{,}122$$

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 6 м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{0{,}122}{0{,}04} \cdot \frac{672 \times 0{,}32^2}{2} \cdot 6 = 628{,}5 Па;$$

Втрата тиску на місцевих опорах

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів згідно [1]: трійник (2 шт.) ξ= 2·1=2.

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 2 \cdot \frac{672 \cdot 0{,}32^2}{2} = 68{,}8 \ Па$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 628{,}5 + 68{,}8 = 697{,}3 Па.$$

Діаметр зворотного трубопроводу.

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot 3}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 3}{\pi \cdot 4{,}76 \cdot 1{,}2}} = 0{,}245 м$$

Діаметр трубопроводу приймаємо $d_у$ =200 мм, $d_з$ =219 мм, $d_{ВН}$ =205 мм.

Реальна швидкість в зворотному трубопроводі

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 3}{4{,}76 \cdot \pi \cdot 0{,}205^2} = 1{,}72 \ м/с$$

Розраховуємо втрати тиску на даній ділянці:

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re} \right)^{0{,}25}$$

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{1{,}72 \cdot 0{,}205}{3{,}84 \cdot 10^{-7}} = 917448{,}8;$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}205} + \frac{64}{917448{,}8} \right)^{0{,}25} = 0{,}081$$

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 6 м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{0{,}081}{0{,}205} \cdot \frac{4{,}76 \times 1{,}72^2}{2} \cdot 6 = 16{,}7 Па;$$

Втрата тиску на місцевих опорах

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів: трійник (2 шт.) ξ= 2·1=2.

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 2 \cdot \frac{4{,}76 \cdot 1{,}72^2}{2} = 14{,}1\ Па$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 16{,}7 + 14{,}1 = 30{,}8 Па.$$

<u>У зв'язку з незначними гідравлічними втратами в зворотному трубопроводі в порівнянні з подаючим, в подальшому цей розрахунок для зворотного трубопроводу проводитись не буде.</u>

<u>Ділянка від відгалуження на повітряохолодник камери №2 до розгалуження камери №3.</u>

Діаметр трубопроводу:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot 2}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 2}{\pi \cdot 672 \cdot 0{,}3}} = 0{,}0337м$$

Діаметр нагнітального трубопроводу приймаємо $d_у$ =25 мм, $d_з$ =32 мм, $d_{вн}$ =28 мм.

Реальна швидкість в нагнітальному трубопроводі:

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 2}{672 \cdot \pi \cdot 0{,}028^2} = 0{,}435м/с$$

Розраховуємо втрати тиску на даній ділянці:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{0{,}435 \cdot 0{,}028}{3{,}84 \cdot 10^{-7}} = 31719{,}3;$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}028} + \frac{64}{31719{,}3} \right)^{0{,}25} = 0{,}133$$

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 6 м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{0{,}133}{0{,}028} \cdot \frac{672 \times 0{,}435^2}{2} \cdot 6 = 1813{,}7Па;$$

Втрата тиску на місцевих опорах.

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів згідно [1]: трійник (1 шт.) ξ=1.

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 1 \cdot \frac{672 \cdot 0{,}435^2}{2} = 63{,}6\ Па$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 1813{,}7 + 63{,}6 = 1877{,}3Па.$$

Діаметр зворотного трубопроводу.

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot 2}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 2}{\pi \cdot 4{,}76 \cdot 1{,}2}} = 0{,}2м$$

Діаметр трубопроводу приймаємо $d_у$ =200 мм, $d_з$ =219 мм, $d_{вн}$ =205 мм.

Реальна швидкість в зворотному трубопроводі

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}09 \cdot 2}{4{,}76 \cdot \pi \cdot 0{,}205^2} = 1{,}15 \ м/с$$

Ділянка від відгалуження на повітряохолодник камери №4

Діаметр трубопроводу:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}09}{\pi \cdot 672 \cdot 0{,}3}} = 0{,}0238м$$

Діаметр нагнітального трубопроводу приймаю $d_у = 20$ мм, $d_з = 25$ мм, $d_{вн} = 21{,}8$ мм.

Реальна швидкість в нагнітальному трубопроводі:

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}09}{672 \cdot \pi \cdot 0{,}0218^2} = 0{,}36м/с$$

Розраховуємо втрати тиску на даній ділянці:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{0{,}36 \cdot 0{,}0218}{3{,}84 \cdot 10^{-7}} = 20370{,}2;$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}0218} + \frac{64}{20370{,}2} \right)^{0{,}25} = 0{,}142$$

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 8 м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{0{,}142}{0{,}0218} \cdot \frac{672 \times 0{,}36^2}{2} \cdot 8 = 2264{,}7Па;$$

Втрата тиску на місцевих опорах.

Визначаю коефіцієнти місцевих опорів згідно [1]: вентиль запірний (1 шт.) $\xi = 1 \cdot 0{,}5 = 0{,}5$; коліно 90° (3 шт.) $\xi = 3 \cdot 0{,}5 = 1{,}5$.

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 2 \cdot \frac{672 \cdot 0{,}36^2}{2} = 87{,}1 \text{ Па}$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 2264{,}7 + 87{,}1 = 2351{,}8 \text{ Па}$$

Діаметр зворотного трубопроводу.

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}09}{\pi \cdot 4{,}76 \cdot 1{,}2}} = 0{,}142\text{м}$$

Діаметр трубопроводу приймаємо $d_у$ =150 мм, $d_з$ =159 мм, $d_{вн}$ =150 мм.

Реальна швидкість в зворотному трубопроводі

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}09}{4{,}76 \cdot \pi \cdot 0{,}15^2} = 1{,}07 \ м/с$$

Сумарні втрати тиску на гілці охолодження камер зберігання готової продукції:

$$\Delta P = 2351{,}8 + 1877{,}3 + 30{,}8 + 697{,}3 - 85{,}1 + 48795 = 53667{,}1 \text{ Па}$$

$$= 53{,}7 \text{ кПа}.$$

Розрахунок діаметру трубопроводу та гідравлічних втрат на ліній живлення фризерів.

Оскільки точне місце знаходження кожного фризера не встановлено але відомо, що вони розташовуються один біля одного, то виконуємо орієнтовний розрахунок приймаючи що відстань від циркуляційного ресивера до найбільш віддаленого апарату дорівнює 44 м.

Нагнітальна ділянка.

Приймаємо швидкість руху аміаку ω=0,3 м/с. Густина рідкого аміаку 672 кг/м^3.

Середня маса аміаку що випаровується з усіх фризерів:

$$m = \frac{7{,}916 \cdot 9}{1575 - 240} = 0{,}0534 \frac{кг}{с}$$

$$M = 5 \cdot 0{,}0534 = 0{,}27 \ \frac{кг}{с}$$

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}27}{\pi \cdot 672 \cdot 0{,}3}} = 0{,}0413\text{м}$$

Діаметр нагнітального трубопроводу приймаємо $d_у$ =40 мм, $d_з$ =45 мм, $d_{вн}$ =40 мм.

Реальна швидкість в нагнітальному трубопроводі:

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}27}{672 \cdot \pi \cdot 0{,}04^2} = 0{,}32$$

Розраховую втрати тиску на даній ділянці:

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{0{,}32 \cdot 0{,}04}{3{,}84 \cdot 10^{-7}} = 33305{,}3;$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}04} + \frac{64}{33305{,}3} \right)^{0{,}25} = 0{,}122$$

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 44 м:

$$\Delta P_{пр} = \frac{0{,}122}{0{,}04} \cdot \frac{672 \cdot 0{,}32^2}{2} \cdot 44 = 4608{,}8 \text{ Па}$$

Втрата тиску на місцевих опорах

Визначаю коефіцієнти міцевих опорів згідно [1]: зворотний клапан $\xi = 6$; вентиль запірний (2 шт.) $\xi = 2 \cdot 0{,}5 = 1$; коліно 90° (6 шт.)$\xi = 6 \cdot 0{,}5 = 3$; фільтр рідинний $\xi = 6$; трійники (8 шт.) $\xi = 8 \cdot 1 = 8$.

$$\sum \xi_м = 6 + 1 + 3 + 6 + 8 = 24$$

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 24 \cdot \frac{672 \cdot 0{,}32^2}{2} = 825{,}8 \ Па$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 4608{,}8 + 825{,}8 + 672 \cdot 9.81 \cdot (7 - 4) = 25211{,}5 \text{ Па}$$

Діаметр зворотного трубопроводу.

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}27}{\pi \cdot 4{,}76 \cdot 1{,}2}} = 0{,}245м$$

Діаметр трубопроводу приймаю: $d_у = 200$ мм, $d_з = 219$ мм, $d_{вн} = 205$ мм.

Реальна швидкість в зворотному трубопроводі

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}27}{4{,}76 \cdot \pi \cdot 0{,}205^2} = 1{,}72 \ м/с$$

Розраховуємо втрати тиску на даній ділянці:

$$\mathrm{Re} = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{1{,}72 \cdot 0{,}205}{3{,}84 \cdot 10^{-7}} = 917448{,}8;$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}205} + \frac{64}{917448{,}8} \right)^{0{,}25} = 0{,}0809$$

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 44 м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{0{,}0809}{0{,}205} \cdot \frac{4{,}76 \times 1{,}72^2}{2} \cdot 44 = 122{,}3 Па;$$

Втрата тиску на місцевих опорах.

Визначаю коефіцієнти місцевих опорів: вентиль запірний (1 шт.) $\xi = 1 \cdot 0{,}5 = 0{,}5$; коліно 90° (6 шт.) $\xi = 6 \cdot 0{,}5 = 3$; трійники (8 шт.) $\xi = 8 \cdot 1 = 8$.

$$\sum \xi_м = 0{,}5 + 3 + 8 = 11{,}5$$

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 11{,}5 \cdot \frac{4{,}76 \cdot 1{,}72^2}{2} = 81 \ Па$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P_{м.с} = Z = 11{,}5 \cdot \frac{4{,}76 \cdot 1{,}72^2}{2} = 81 \text{ Па}$$

Сумарні втрати тиску на гілці охолодження фризерів%

$$\Delta P = 2511{,}5 + 250 = 25461{,}5 \text{ Па} = 25{,}5 \text{ кПа}.$$

Розрахунок діаметру трубопроводу та гідравлічних втрат на лінії живлення швидкоморозильного апарату.

Оскільки точне місце знаходження кожного апарату не встановлено але відомо, що вони розташовуються один біля одного, то виконуємо орієнтовний розрахунок приймаючи що відстань від циркуляційного ресивера до найбільш віддаленого апарату дорівнює 44 м.

Нагнітальна ділянка.

Приймаємо швидкість руху аміаку ω=0,3 м/с. Густина рідкого аміаку 672 кг/м^3.

Середня маса аміаку що випаровується з усіх апартів:

$$m = \frac{38,4 \cdot 3}{1550 - 175} = 0,084 \frac{кг}{с}$$

$$M = 5 \cdot 0,084 = 0,42 \frac{кг}{с}$$

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,42}{\pi \cdot 672 \cdot 0,3}} = 0,0515м$$

Діаметр нагнітального трубопроводу приймаємо $d_у$ =50 мм, $d_з$ =57 мм, $d_{вн}$ =50 мм.

Реальна швидкість в нагнітальному трубопроводі:

$$\omega = \frac{4 \cdot 0,42}{672 \cdot \pi \cdot 0,05^2} = 0,32$$

Розраховуємо втрати тиску на даній ділянці:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{0,32 \cdot 0,05}{3,84 \cdot 10^{-7}} = 41446,6;$$

$$\lambda_{тр} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,06}{0,05} + \frac{64}{41446,6} \right)^{0,25} = 0,115$$

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 44 м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{0,115}{0,05} \cdot \frac{672 \times 0,32^2}{2} \cdot 44 = 3487Па;$$

Втрата тиску на місцевих опорах.

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів згідно [1]: зворотний клапан ξ= 6; вентиль запірний (2шт.) ξ= 2·0,5=1; коліно 90° (6 шт.) ξ= 6·0,5=3; фільтр рідинний ξ= 6; трійники (2 шт.) ξ=2·1=2.

$$\sum \xi_{м} = 6+1+3+6+2 = 18$$

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 18 \cdot \frac{672 \cdot 0{,}32^2}{2} = 619{,}3\ Па$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 3487 + 619{,}3 + 672 \cdot 9{,}81 \cdot (7-4) = 23883{,}3 Па.$$

Діаметр зворотного трубопроводу.

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}42}{\pi \cdot 2{,}5 \cdot 1{,}2}} = 0{,}422м$$

Оскільки діаметр зворотного трубопроводу занадто великий, то використовуємо окремі зворотні магістралі для кожного апарату. Тоді:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot \rho \cdot \omega}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}42}{\pi \cdot 2{,}5 \cdot 1{,}2 \cdot 3}} = 0{,}244м$$

Діаметр трубопроводу приймаємо $d_у$ =200 мм, $d_з$ =219 мм, $d_{ВН}$ =205 мм.

Реальна швидкість в зворотному трубопроводі

$$\omega = \frac{4 \cdot 0{,}42}{2{,}5 \cdot \pi \cdot 0{,}205^2 \cdot 3} = 1{,}7\ м/с$$

Розраховуємо втрати тиску на даній ділянці:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{вн.}}{\nu} = \frac{1{,}7 \cdot 0{,}205}{3{,}84 \cdot 10^{-7}} = 917448{,}8;$$

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}06}{0{,}205} + \frac{64}{917448{,}8} \right)^{0{,}25} = 0{,}0809$$

Втрати тиску від тертя на ділянці довжиною 44 м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{0{,}0809}{0{,}205} \cdot \frac{2{,}5 \times 1{,}7^2}{2} \cdot 44 = 62{,}7Па;$$

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів: вентиль запірний (1шт.) ξ= 1·0,5=0,5; коліно 90° (6 шт.) ξ= 6·0,5=3.

$$\sum \xi_{м} = 0{,}5 + 3 = 3{,}5$$

$$\Delta P_{м.с.} = Z = 3{,}5 \cdot \frac{2{,}5 \cdot 1{,}7^2}{2} = 12{,}6\ Па$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 62{,}7 + 12{,}6 + 2{,}5 \cdot 9{,}81 \cdot (4-3) = 99{,}9Па.$$

Сумарні втрати тиску на гілці охолодження швидкоморозильних апаратів:

$$\Delta P = 23883{,}3 + 99{,}9 = 23983{,}2\text{Па} = 24\text{кПа}.$$

Віддільник рідини.

Віддільників рідини на гілку прямого охолодження аміаком не передбачаємо, тому що пара поступає з циркуляційного ресивера та з проміжної посудини. У разі перевищення рівня рідини за критичний відбудеться аварійне відключення компресорів, тому актуальності у встановлені віддільника рідини нема.

Панельний випарник охолодження льодяної води укомплектуємо віддільником рідини 150-ОЖ^{г} з технічними характеристиками наведеними у табл. 8.6.

Таблиця 8.6. – Технічні характеристики віддільника рідини.

Марка	Розміри			Діаметри умовного проходу патрубків, мм			Ємність, м^3	Маса, кг
	D×S	B	H	d	d_1	d_2		
150-ОЖ^{г}	800×8	1240	2690	150	50	80	1,15	543

Мастиловіддільник.

Мастиловіддільники для двоступеневого агрегату АД130-7-4 не підбираємо, тому що підібране обладнання вже має у своєму комплекті мастиловіддільники та мастилоохолодник.

Мастиловіддільники для інших компресорів підбираємо за діаметром патрубку нагнітання, так для компресорів BITZER W6FA та W6HA встановлюємо по одному мастиловіддільнику ОА1854А (характеристики у табл. 8.7.), а для гвинтового компресора фірми BITZER OSNA8571-K – ОА4088А (характеристики у табл. 8.7.).

Таблиця 8.7. – Технічні характеристики мастиловіддільників BITZER

Характеристика	Розмірність	Марка апарату	
		OA1854A	OA4088A
Вага	кг	54	108
Загальна ширина	мм	352	456
Загальна довжина	мм	516	546
Загальна висота	мм	724	1045
Об'єм по мастилу	л	18	40
Корисний об'єм	л	40	88
Вхід холодоагенту		ДУ50	ДУ80
Вихід холодоагенту		ДУ40	ДУ80
Вихід мастила		ДУ20	ДУ32
Максимальний надлишковий тиск	бар	28	28
Максимальна робоча температура	°C	120	120

Мастилозбірник.

В якості ресивера мастила приймаємо ресивер 0,75РД. Тому що, загальний максимальний об'єм одночасно відпрацьованого мастила може складати 220л.

Таблиця 8.8. – Технічні характеристики ресиверів.

Марка	Розміри		Діаметри умовного проходу патрубків, мм			Ємність, $м^3$
	D×S	L	d_1	d_2	D_y	
0,75РД	600×6	3020	32	25	труба ½"	0,77
3,5РД	1000×8	4680	65	32	труба 1"	3,41
5РД	1200×10	5370	65	32	труба 1"	5,58

Циркуляційні ресивери.

Циркуляційний ресивер на температуру кипіння -32 °C.

Для розрахунку приймаємо нижню подача аміаку до приладів охолодження.

$$V_{Ц.Р.} = К \cdot (V_{н.т} + 0,2 \cdot (\Sigma V_{В.О.} + 9 \cdot V_{фриз.}) + 0,3 \cdot V_{в.т}),$$

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

На підприємстві використовуємо горизонтальний циркуляційний ресивер марки РД, який поєднує функцію віддільника рідини, з рідинним стояком. Відповідно, коефіцієнт К=3. Робоче заповнення ресивера повинно складати 30%.

Визначаємо об'єм нагнітальних трубопроводів (дані приймаються з 8.3).

$$V_{н.т21}=(3\cdot L_{н.т1}+ L_{н.т4})\cdot\pi\cdot(d_y)^2/4=(3\cdot 1,5+8)\cdot\pi\cdot 0,0218^2/4=0,0047\ м^3$$

$$V_{н.т28}=L_{н.т}\cdot\pi\cdot(d_y)^2/4=6\cdot\pi\cdot 0,028^2/4=0,0037\ м^3$$

$$V_{н.т40}=L_{н.т}\cdot\pi\cdot(d_y)^2/4=16\cdot\pi\cdot 0,04^2/4=0,02\ м^3$$

$$V_{н.т40фр}=L_{н.т}\cdot\pi\cdot(d_y)^2/4=44\cdot\pi\cdot 0,04^2/4=0,055\ м^3$$

$$\Sigma V_{н.т}=V_{н.т15}+V_{н.т25}+V_{н.т40}+V_{н.т40фр}=0,0047+0,0037+0,02+0,055=0,084\ м^3$$

Визначаємо об'єм трубопроводів що повертаються до ресивера.

$$V_{в.т150}=(3\cdot L_{н.т1}+ L_{н.т4})\cdot\pi\cdot(d_y)^2/4=(3\cdot 1,5+8)\cdot\pi\cdot 0,15^2/4=0,221\ м^3$$

$$V_{в.т200}=L_{н.т}\cdot\pi\cdot(d_y)^2/4=22\cdot\pi\cdot 0,205^2/4=0,726\ м^3$$

$$V_{в.т200фр}=L_{н.т}\cdot\pi\cdot(d_y)^2/4=44\cdot\pi\cdot 0,205^2/4=1,452\ м^3$$

$$\Sigma V_{в.т}=V_{в.т150}+V_{в.т200}+V_{в.т200фр}=0,221+0,726+1,452=2,4\ м^3$$

Об'єм повітроохолодників які обслуговуються даним циркуляційним ресивером (табл. 8.4.):

$$V_{В.О.}=4\cdot 64=256дм^3=0,256\ м^3.$$

Об'єм одного фризера: $V_{фриз.}=0,01\ м^3$.

Таким чином, місткість ресивера складає

$$V_{Ц.Р.}=3\cdot(0,084+0,2\cdot(0,256+9\cdot 0,01)+0,3\cdot 2,4)=2,62\ м^3.$$

Потрібно встановити 3,5РД з внутрішнім об'ємом 3,41 $м^3$.

Характеристики прийнятого ресивера у табл. 8.8.

Циркуляційній ресивер на температуру кипіння -45°С.

Визначаємо об'єм нагнітальних трубопроводів (дані приймаються з таблиці 8.3)

$$V_{н.т50}=L_{н.т}\cdot\pi\cdot(d_у)^2/4=44\cdot\pi\cdot0{,}05^2/4=0{,}086\ м^3$$

Визначаємо об'єм трубопроводів що повертаються до ресивера.

$$V_{в.т200}=3\cdot L_{н.т}\cdot\pi\cdot(d_у)^2/4=3\cdot44\cdot\pi\cdot0{,}205^2/4=4{,}36\ м^3$$

Об'єм теплообмінної батареї камери шокової заморозки (паспорт на обладнання) $V_{шок.}=100дм^3=0{,}1\ м^3$.

Таким чином, місткість ресивера складає

$$V_{Ц.Р.}=3\cdot(0{,}086+0{,}2\cdot0{,}3+0{,}3\cdot4{,}36)=4{,}36\ м^3.$$

Встановлюємо ресивер 5РД з внутрішнім об'ємом 5,58 $м^3$.

Характеристики прийнятого ресивера у табл. 8.8.

Аміачні циркуляційні насоси.

В насосно-циркуляційних схемах установок для перекачування рідкого аміаку використовують електронасоси. Насос встановлюється якомога ближче до циркуляційного ресивера. Щоб не відбулося википання рідини, необхідно мати надлишковий тиск на вході в насос по відношенню до тиску в циркуляційному ресивері.

Насос для перекачування рідини підбирають по двом основним параметрам: подачі V ($м^3/с$) та повному тиску Р (в Па), утворюючий насосом.

$H=\frac{\Delta P_{тр}}{\rho\cdot g}$; - потрібний напір насоса (м);

$V=n_ц\cdot\frac{\sum M_{км}}{\rho}$; - потрібна подача насоса ($м^3/год$);

де, $n_ц$ - кратність циркуляції; $n_ц$=5.

Насоси на температуру кипіння -32 °С.

Потрібний напір насоса:

$$Н=\frac{53700}{672\cdot9{,}81}=8{,}15м;$$

Потрібна подача насоса:

$$H = \frac{53700}{672 \cdot 9{,}81} = 8{,}15\text{м};$$

Потрібна подача насоса:

$$V = n_ц \cdot \frac{\sum M_{км(-32)}}{\rho_{-32}} = 5 \cdot \frac{0{,}059}{672} = 0{,}00044\text{м}^3/\text{с} = 1{,}6\text{м}^3/\text{год}$$

Приймаємо два аміачних циркуляційних насоси 1,25ХГ-6-2,8 (ЦНГ-70М-1) з наступними параметрами:

- подача 5,5 – 12 м^3/ч,
- напір 19 – 15 м ст.. рідкого аміаку,
- кількість ступенів стискання 1,
- частота обертів 49,5 с$^{-1}$,
- потужність електродвигуна 2,8 кВт.

Насоси на температуру кипіння -45 °С.

Потрібний напір насоса:

$$H = \frac{\Delta P_{тр}}{\rho \cdot g} = \frac{24000}{672 \cdot 9{,}81} = 3{,}64\text{м}$$

Потрібна подача насоса:

$$V = n_ц \cdot \frac{\sum M_{км(-45)}}{\rho_{-45}} = 5 \cdot \frac{0{,}083}{672} = 0{,}00062\text{м}^3/\text{с} = 2{,}22\text{м}^3/\text{год}$$

Приймаємо два аміачних циркуляційних насоси 1,25ХГ-6-2,8 (ЦНГ-70М-1).

Лінійний ресивер.

Для розрахунку необхідного об’єму лінійного ресивера приймаємо нижню подача аміаку до приладів охолодження.

$$V_{Л.Р.} = 0{,}4 \cdot (\Sigma V_{В.О.} + 9 \cdot V_{фриз.} + V_{шок.} + V_{Л.В.})$$

$$V_{Л.Р.} = 0{,}4 \cdot (0{,}256 + 9 \cdot 0{,}01 + 0{,}3 + 0{,}5) = 0{,}458\ \text{м}^3$$

Встановлюємо 0,75РД з внутрішнім об’ємом 0,77 м^3. Технічні характеристики наведені у табл. 8.8..

Дренажний ресивер.

Дренажний ресивер повинен вміщувати рідкий аміак з будь-якого приладу охолодження або трубопроводів за умови його заповнення не більше 80%. Приймаємо, що дренажний ресивер вміщує весь аміак з повітроохолодників та трубопроводів повернення паро-рідинної суміші до циркуляційного ресивера.

$$V_{Д.Р.} = 1,2 \cdot (\Sigma V_{В.О.} + V_{в.т}) = 1,2 \cdot (0,256 + 2,4) = 3,2 \text{ м}^3$$

Достатньо встановити один дренажний ресивер 3,5РД з внутрішнім об'ємом 3,41 м^3. Характеристики прийнятого ресивера – табл. 8.8..

9. Техніко-економічні показники

Для розрахунку собівартості холоду треба знати суму коштів за спожиту: електроінергію, мастило, холодоагент R717, оплату праці, амортизаційні відшковдування та інші витрати, які вираховуються від вартості обладнання.

Розрахункове споживання електроенергії холодильним обладнання компресорного цеху представлено в таблиці 9.1.

Споживання електроенергії за рік розраховуємо за формулою:

$$N = P_{ел} \cdot n$$

Де n - час роботи компресорів, насосів, вентиляторів в рік при відповідних робочих умовах (год), приймаємо 8000 год. $P_{ел}$ - електрична потужність компресора, насоса, вентилятора та інше.

Розрахунок витрат на придбання та монтаж обладнання наведено у таблиці 9.2.

Витрати на монтаж приймаємо 10% від вартості обладнання.

Інші витрати складають 5% від вартості обладнання.

Таблиця 9.1. - Електроенергія холодильної установки

№	Найменування показників	Кількість одночасно працюючих	$(P_н)$пасп кВт
1.	Насос оборотної води	1	18,5
2.	Мішалка випарника ИП	1	2,2
3.	Насоси льодяної води	1	22
4.	Насоси аміачні	2	2,8
5.	Компресор 5ВХ-350/2,6	1	55
6.	Компресор П-110	1	55
7.	Компресор OSN8571-K	1	22
8.	Компресор W6FA	1	30
9.	Компресор W6HA	2	18,5
10.	Вентилятори повітроохолодників ZFZ-125012	8	0,88
11.	Кількість годин, що працюють насоси та вентилятори	Години	24
12.	Кількість годин, що працюють компресори 5ВХ-350 та П-110, насос Л.В.	Години	8
13.	Кількість годин, працюючого іншого обладнання	Години	18
14.	Кількість днів, працюючих компресорів 5ВХ-350 та П-110	Доби	270
15.	Кількість днів працюючого іншого обладнання	Доби	365
16.	Витрата електроенергії	кВт·год/рік	

Таблиця 9.2. - Витрати на придбання обладнання.

№ п/п	Назва обладнання	Кількість	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.			Сумарні витрати для проекту, тис. грн.
			Вартість	Вартість монтажу	Інші витрати	
1.	Компресорний апарат 5ВХ-350/2,6А	1	875	87,5	43,8	1006,3
2.	Компресорний агрегат А-110	1	255,5	25,6	12,8	293,6
3.	Компресор OSN8571-K з електродвигуном та OA4088A, OW160AC	1	875	87,5	43,8	1006,3
4.	Компресор W6FA з електродвигуном та OA1855A	1	385	38,5	19,3	442,8
5.	Компресор W6HA з електродвигуном та OA1855A	2	350	35	17,5	805
6.	Випарник ZFZ-125012	4	213,5	21,4	10,5	981,6
7.	Конденсатор КТГ-125	2	350	35	17,5	805

9.2. - Продовження таблиці

№ п/п	Назва обладнання	Кількість	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.			Сумарні витрати для проекту, тис. грн.
			Вартість	Вартість монтажу	Інші витрати	
8.	Випарник ИП-120	1	490	49	24,5	563,5
9.	Проміна посудина 40СП$_3$	1	70	7	3,5	80,5
10.	Віддільник рідини 150-ОЖ^Г	1	52,5	5,3	2,5	60,3
11.	Ресивер горизонтальний 0,75РД	2	35	3,5	1,8	80,6
12.	Ресивер горизонтальний 3,5РД	2	105	10,5	5,3	241,6
13.	Ресивер горизонтальний 5РД	1	175	17,5	8,8	201,3
14.	Насоси аміачні 1,25ХГ-6-2,8	4	28	2,8	1,4	128,8

9.2. – Закінчення таблиці

№ п/п	Назва обладнання	Кількість	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.			Сумарні витрати для проекту, тис. грн.
			Вартість	Вартість монтажу	Інші Витрати	
15.	Насос водяний К100-80-160	5	35	3,5	1,8	201,5
16.	Система автоматики	1	350	35	-	385
	Разом	-	-	-	-	7283,7

Річне споживання електроенергії холодильником і компресорним цехом даного підприємства становить: $E_p = 2658{,}5$ кВт · год.

Ціна за 1 кВт·год електроенергії становить: $C_{ел} = 2{,}35535$ грн/(кВт·год).

Визначаємо витрати на споживання електричної енергії за проектними показниками:

$$B_{ел.р} = E_р \cdot C_{ел}$$

$$B_{ел.р.} = 2658{,}5 \text{ кВт} \cdot \text{год} \times 2{,}35535 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} = 6261{,}7 \text{ тис. грн.}$$

Мастило купується для компресорів за ціною 130 грн. за 1 л. В проекті необхідно 250 л, що коштує: 130·250 = 32,5 тис. грн.

Аміак купується по 3,1 грн за 1 кг. Необхідно 4600 кг, що коштує: 4600·3,1 = 14,26 тис. грн.

Розрахунок витрат на оплату праці.

Фонд основної заробітної плата робітників компресорного цеху наведено в таблиці 9.3.

Таблиця 9.3. - Фонд основної заробітної плати

№ п/п	Професія	Тарифна ставка грн/год	Чисельність, чол	Місячний фонд, грн	Річний фонд, тис. грн
1	Начальник цеху	56,25	1	9000	108
2	Машиніст ХУ	29,17	4	28000	336
3	Електромеханік	20,83	1	5000	60
	Разом		6	42000	504

Визначення амортизаційних відрахувань.

Приймаємо норму амортизаційних відрахувань для основного обладнання рівним 22% від вартості обладнання. Тоді, витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

$$A_{обл}=\Sigma B_{обл}\times 0,22$$

$$A_{обл}=8495\times 0,22=1868,9\ тис.\ грн$$

Визначення інших видів витрат.

До інших витрат відносяться пускові витрати, витрати на утримання та експлуатацію обладнання, цехові витрати, які розраховуються як окремі статті.

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаю 20% від амортизаційних відрахувань на обладнання:

$$B_{рем}= A_{обл}\times 0,20$$

$$B_{рем}=1868,9\times 0,20=373,78\ тис.\ грн$$

Пускові витрати приймаю 2% від вартості обладнання:

$$B_{пуск}= B_{обл}\times 0,02$$

$$B_{пуск}=8495\times 0,02=169,9\ тис.\ грн$$

Інші витрати приймаю 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$B_{ін}= A_{обл}\times 0,03$$

$$B_{ін}=1868,9\times 0,03=56,07\ тис.\ грн$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma B= B_{рем}+B_{пуск}+ B_{ін}$$

$$\Sigma B=373,78+ 169,9 + 56,07=599,75\ тис.\ грн.$$

Витрата води становить:

$$V=0,178л/с\cdot 2\cdot 3600\cdot 8000=10252800л=10252,8\ м^3$$

За собівартості води 11,82 грн/м^3, річні витрати становлять:

$$B_w=10252,8\ м^3\cdot 11,82грн/м^3=121188,1\ грн = 121,19\ тис.грн.$$

Визначення основних показників економічної ефективності проекту.

Результати розрахунків проведених вище зводимо до таблиці 9.4.

Таблиця 9.4. - Загальні витрати на холодильну установку.

Статті витрат	Значення витрат тис. грн
	Проект
Електроенергія	2577,9
Мастило	32,5
R717	14,26
Оплата праці	504
Амортизація	1868,9
Інші витрати	599,75
Витрата води	121,19
Разом	5718,5

Кількість виробленого холоду за рік:

$$8000 \cdot 357{,}28 = 2858{,}24 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Собівартість холоду:

$$\Delta C = \frac{5718{,}5}{2858{,}24} = 2{,}00 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

10. Охорона праці

Вступ

В даній роботі проектується холодильне господарство фабрики морозива продуктивністю 5 т/добу в м. Львів. При проектуванні застосовується сучасне холодильне обладнанн, що має високий рівень автоматизації. В машинному відділенні встановлені поршневі та гвинтові компресори марок: Bitzer W6HA - 2 шт., W6FA - 1шт., П-110 – 1шт., 5BX-350/2,6A – 1шт. та OSN8571-K – 1шт.. Аміачна холодильна установка працює в середньому 18 години на добу, її робота являється джерелом ряду шкідливих і небезпечних виробничих факторів, що діють на обслуговуючий персонал даної установки. Кімната механіка, пункт управління та контролю компресорного цеху розташовані в приміщенні машинного відділення.

Загальні санітарні вимоги до виробничого приміщення

Безпечність підприємства при його експлуатації в значній мірі залежить від обґрунтування основних рішень генерального плану при виборі території і розміщенні на ній виробничих будівель і споруд. При виборі площадки для будівництва враховують направлення і швидкості вітру, рельєф місцевості, інтенсивність прямого сонячного випромінювання, рівень ґрунтових вод і фізико-технічні властивості ґрунтів.

Орієнтування будівель на площадці відносно сторін світу і рози вітрів повинна забезпечувати найбільш сприятливі умови природної освітленості і природного провітрювання, розвіювання вивідних з приміщень тепло- і газовиділень.

На території підприємства забезпечують безпеку руху. Шляхи пересування людей повинні бути найбільш короткими і не повинні перетинатись з вантажними потоками.

Приміщення і ділянки для виробництв з тепловиділеннями від обладнання, нагрітих матеріалів і сонячної радіації більше 23 Вт/м^2, а також для виробництв з значними виділеннями шкідливих речовин розміщують біля зовнішніх стін приміщень і споруджень. Такі виробництва розміщуються в одноповерхових приміщеннях.

Стіни і стелі фарбуються фарбами світлих тонів малої насиченості з високим коефіцієнтом відбиття світла. Для попередження монотонності приміщення і обладнання фарбуються фарбами контрастних кольорів.

Мікроклімат та чистота повітря виробничого середовища

Параметри повітря в машинному відділенні та ПУ повинні відповідати вимогам ДСН 3.3.6.042-99.

Таблиця 10.1 - Оптимальні і допустимі норми температури, відносної вологості і швидкості руху повітря в робочій зоні виробничих приміщень

		Оптимальна	Допустима				Оптимальна	Допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більше	Оптимальна не більше	Допустима на робочих місцях постійних і непостійних
			Верхня границя		Нижня границя					
			На робочих місяцях							
			постійних	непостійних	постійних	непостійних				
Холодний	Середньої важкості IIб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	не більше 0,3
Теплий	Середньої важкості Iiб	20-22	27	29	16	15	40-60	70 (при 25 °С)	0,3	0,2-0,4

В машинному відділенні температура становить 18°С, вологість 56%, швидкість повітря 0,2 м/с, дані показники потрапляють в межі норми.

Система припливно-витяжної вентиляції машинного відділення вмикається сигналізатором аварійної концентрації верховного рівня ДОЗОР-4-АМІАК-Т-500-1500 при конденсації аміаку 500 мг/м^3 (0,07%) і забезпечує наступну кратність повітрообміну за годину:

Приплив – за розрахунком, але не менше 2;

Витяжка – за розрахунком, але не менше 3.

Приміщення ПУ має окрему від машинного відділення систему витяжної вентиляції. Система опалення, опалювальні прилади, теплоносій та його граничні показники температури прийняті згідно до вимог СНіП 2.04.05-91 «Опалення, вентиляція и кондиціонування».

Передбачається система водяного опалення з місцевими нагрівальними приладами (одинарними панельними радіаторами), при цьому температура теплоносія не перевищує 130 °С.

Для виявлення місць витоку аміаку використовуються хімічні індикатори.

Повітря, що видаляється з машинного відділення та ПУ, викидається в атмосферу без очищення.

Освітлення виробничого приміщення

Вимоги до освітлення: рівень освітленості в приміщенні машинного відділення відповідає ДБН В.2.5-28-2006 “Природне та штучне освітлення”.

Раціональне освітлення підвищує безпечність роботи, сприяє росту продуктивності праці і покращення якості продукції.

Освітлення може бути природним, штучним чи комбінованим, яке поєднує природне і штучне.

Для приміщень з постійним перебуванням людей передбачаємо природне освітлення.

Для природного освітлення нормується значення коефіцієнта природної освітленості. Нормоване значення даного коефіцієнта знаходиться в межах від 0,1 до 10% залежно від необхідної точності зорових робіт.

Системи штучного освітлення можуть бути загальними чи комбінованими. На даному підприємстві застосовується комбіноване освітлення, яке складається з загального освітлення і місцевого освітлення робочих місць.

Основними видами штучного освітлення є робоче, аварійне і евакуаційне. Робоче освітлення встановлене у всіх приміщенях будівель, а також на відкритих ділянках, передбачених для роботи, проходу людей і транспорту. Аварійне освітлення призначено для продовження роботи при аварійному відключенні робочого освітлення. Мінімальна освітленість робочих поверхонь приміщень і територій підприємств складає не менше 5% освітленості, нормованої для загального робочого освітлення, але не менше 2 лк всередині приміщень і 1 лк для території підприємства. Евакуаційне освітлення призначене для евакуації людей в випадку аварійної ситуації. Мінімальна освітленість шляхів евакуації – 0,5 лк в приміщенні і 0,2 лк за їх межами.

Освітленість на робочих місцях перевіряють люксметром Ю-16 не рідше одного разу на рік.

Для штучного освітлення використовують лампи розжарювання і газорозрядні лампи. Джерела світла розміщують в освітлювальні прилади (світильники). Світильники прямого світла направляють не менше 80 % світлового потоку в нижню на півсферу.

При виборі світильників враховуємо характер і властивості речовин, які можуть виділятись в приміщенні.

Безпечна експлуатація електроустаткування

Електричний струм може нанести людині травму не тільки при прямому проходженні через тіло, але й іншими видами енергії, в які перетворюється електроенергія: промені світлової енергії електричної дуги і виділяємого при цьому тепла, ультрафіолетового випромінювання та інше.

Розрізняють наступні види електротравм: опіки, знаки на тілі, металізація шкіри, електроудари, враження очей, механічні пошкодження тіла, електричний шок.

Електричні знаки з'являються на шкірі в місцях проходження електричного струму. Металізація шкіри з'являється при враженні електричною дугою в результаті проникнення в шкіру дрібних часток розплавленого металу. Електроудар – досить частий вид ураження, особливо в електроустановках напругою до 1000 В, характеризується збудженням всіх систем організму людини, судомами, скороченням м'язів тіла.

Захист від ураження електричним струмом розраховують по його гранично допустимому значенню. Допустимим вважається струм, при якому людина може самостійно звільнитись від електричного струму.

Можливе ураження під дією статичної електроенергії. Основними методами від накопичення електричних зарядів є наступні: заземлення металевих частин обладнання, трубопроводів, вентиляційних труб і т.д.; обладнання підлоги з підвищеною електропровідністю і електропровідними заземленими зонами.

В зв'язку з наявністю металевих частин електроустановок передбачається заземлення.

Відповідно до Правил улаштування електроустановок даний холодильник відноситься до групи по напрузі до 1000 В. Виробничі приміщення холодильника, залежно від ступеня небезпеки ураження

електричним струмом, відносяться до категорії «особливо небезпечні приміщення».

Комплектні пристрої (щити, шафи тощо), що призначені для робіт при напрузі до 1000 В, відповідають вимогам ГОСТ 12.2.007.7-83.

В залежності від рівня небезпеки ураження блискавкою і значимістю об'єкта всі будівлі і споруди діляться на три категорії. В другу категорію входять промислові будівлі і споруди, які відносяться по вибухонебезпеці до класів В-1а, В-2б, В-2а чи по рівню пожежної небезпеки до категорії Б. Блискавкозахист цих об'єктів виконується на територіях з середньою грозовою діяльністю 10 і більше днів. До цієї категорії відносяться приміщення аміачних холодильних установок.

Засіб, який захищає споруди від прямих ударів блискавки, називають блискавковідводом, який складається з опори, блискавко приймача, струмовідводу, який з'єднує блискавко приймач з заземлювачем.

Шкідливі гази і пара у повітрі робочої зони

Газ, як несприятливий фактор у виробничому середовищі зустрічається на підприємствах багатьох галузей харчової промисловості.

Кількісна характеристика газу може бути визначена його концентрацією в повітрі. В зв'язку з тим, що загазованість повітря в першу чергу визначає шкідливу дію газу на організм людини, нормативна документація встановлює гранично допустиму концентрацію (ГДК) газу, мг/м^3

ГДК шкідливих речовин в повітрі робочої зони – це концентрація, які за щоденної 8-годинної роботи (але не більше 40 годин на тиждень) протягом всього робочого стажу не може спричинити у працюючих захворюваннь чи відхилень у стані здоров'я. Робочою зоною вважається простір висотою до 2-ох метрів над рівнем підлоги чи площадки, на якій перебувають працюючі.

Якщо робота виконується в приміщеннях де концентрація газу перевищує ГДК, слід користуватися засобами індивідуального захисту.

Для забезпечення нормальних та безпечних умов праці у кожному виробничому приміщенні повинен проводитися контроль повітряного середовища на вміст у ньому шкідливих газів, та пари. Незважаючи на вжиті засоби захисту, вони можуть проникати в повітряне середовище деяких виробничих приміщень підприємств харчової промисловості у зв'язку з порушенням або недосконалістю технологічного процесу.

До таких приміщень належать: аміачні компресорні (аміак), бродильні та дріжджові відділення (діоксид вуглецю, аміак, пари спирту), екстракційні відділення та цехи м'ясокомбінатів (пари бензину, ефірів, та інших розчинників жирів), приміщення консервування клейових та желатинових бульйонів (сірчаний газ), котельні, топочні (окис вуглецю) та інші приміщення.

Потрапляючи у дихальні шляхи, або на шкіру, шкідливі речовини негативно впливають на здоров'я людини, якщо в повітрі вони перевищують ГДК.

Згідно з ГДК розробляють науково-дослідні інститути системи охорони здоров'я України виходячи з фізико-хімічних властивостей речовин, результатів експериментальних досліджень та даних гігієнічних спостережень за станом здоров'я та захворюваністю працюючих на виробництві. Вони є санітарними нормами для проектування виробничих приміщень, технологічних процесів, обладнання та вентиляції, а також для попереджувального та поточного нагляду за дією на організм людини.

Шкідливі речовини поділяються на чотири класи:

1-й – надзвичайно небезпечні (ГДК до 0,1 мг/м^3);

2-й – високо небезпечні (ГДК 0,1…1 мг/м^3);

3-й – помірно небезпечні (ГДК 1,1…10 мг/м^3);

4-й – мало небезпечні (ГДК більше 10 мг/м^3);

Безперервний контроль за вмістом шкідливих речовин у повітрі робочої зони повинен встановлюватись безперервний для речовин першого класу небезпеки. Періодичний для речовин 2,3,4-ого класів.

При безперервному контролі повинна бути передбачена система автоматичного запису концентрації шкідливих речовин та сигналізація перевищення рівня ГДК.

Визначену концентрацію шкідливих речовин у повітрі робочої зони приводять до нормальних умов: температура +20°С, атмосферному тиску 760мм.рт.ст. (101 кПа), відносної вологості 50%.

В Україні ведеться велика робота по боротьбі з професійними захворюваннями, що спричиняються дією отруйних шкідливих газів та парів. Основні напрями цієї роботи – вдосконалення технологічних процесів та обладнання з метою зменшення викидів у повітряний простір шкідливих газів і парів. Разом з цим треба велику увагу приділяти організації системи вентиляції виробничих приміщень.

Якщо організаційними, констуктивними, та іншими заходами неможливо забезпечити мінімальну концентрацію шкідливих газів, яка не перевищує ГДК у повітрі робочої зони, і, запобігти діям шкідливих речовин на людину, обов'язковим є застосування засобів індивідуального захисту.

Контроль за станом повітряного простору, та вмістом шкідливих речовин в ньому здійснюється газосигналізаторами і газоаналізаторами, а також хімічними індикаторами.

Шкідливі гази та пари уловлюють за допомогою таких промислових апаратів: фільтри, адсорбери.

Пожежо- та вибухобезпека на виробництві

Основними причинами виникнення пожежі є: необережне поводження з вогнем; неправильне улаштування і експлуатація електрообладнання; порушення технологічного процесу і експлуатації несправного технологічного обладнання; само загорання горючих матеріалів при зберіганні; розряди статичної електроенергії; грозові розряди при відсутності чи несправності блискавковідводів; порушення правил газоелектрозварки; визначення місця витоку горючих газів відкритим полум'ям; порушення правил пожежної безпеки при зберіганні горючих матеріалів.

Виробництва по вибухопожежній і пожежній безпеці діляться на категорії А, Б, В, Г і Д. Машинне та апаратне відділення аміачних холодильних установок відносяться до категорії Б.

Вибухопожежонебезпечна категорія Б – горючий пил і волокна, легкозаймисті рідини з температурою спалаху більше 28 °С, горючі рідини в такій кількості, що можуть утворюватись вибухонебезпечні пилоповітряні чи пароповітряні суміші, при загорянні яких утворюється розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні, який перевищує 5 кПа.

Відповідно до СНіП всі будівельні матеріали і конструкції діляться на негорючі, поганогорючі, горючі. До негорючих матеріалів відносяться всі природні неорганічні матеріали, які застосовують будівництві метали, а також гіпсові чи гіпсоволокнисті плити при вмісті органічної маси до 8 %. Поганогорючими називають матеріали, які складаються з негорючих і горючих складових. До таких матеріалів відносяться: асфальтовий бетон, волок, вимочений в глиняному розчині, деревина, просочена антипіренами. До горючих відносяться матеріали, які під дією відкритого полум'я чи температури загораються і продовжують горіти в відсутності джерела загорання.

Всі будівлі і конструкції по вогнестійкості поділяються на 8 рівнів. Основні конструкції будівель холодильників повинні бути II рівня вогнестійкості з негорючих матеріалів. Приміщення машинних і апаратних залів холодильних установок відділяють від інших приміщень стінами з негорючих матеріалів з границею вогнестійкості 0,75 год.

Для розміщення первинних засобів пожежогасіння в виробничих приміщеннях і на території підприємства передбачають спеціальні пожежні щити з набором: порошкових вогнегасників – 2, вуглекислотних вогнегасників – 1, ящиків з піском – 1, щільного полотна – 1, ломів – 2, багрів – 3, сокир – 2. Пожежні щити встановлюються в приміщеннях в легко досяжних місцях по можливості ближче до виходів з приміщень.

Водозабезпечення холодильних приміщень спроектовано так, що воно окрім задоволення господарсько-питних і виробничих потреб, повністю забезпечує подачу води в будь-який час доби в кількості, необхідній для пожежогасіння всередині та ззовні будівель і споруд. Протипожежне водо забезпечення може здійснюватись з водопроводу, пожежних водойм, природних водних джерел. В будівлях холодильника водопровід проектується комбіновано. В охолоджуваних приміщеннях прокладка водопроводу не допускається.

Надійний пожежний зв'язок і сигналізація відіграють важливу роль в сучасному виявленні та виклику пожежних підрозділів до місця пожежі. За призначенням пожежний зв'язок поділяється на три види: зв'язок оповіщення, призначений для виклику пожежних частин; диспетчерська, призначена для керівництва і управління пожежною охороною; зв'язок на пожежі, призначений для керівництва пожежними підрозділами при гасінні пожежі. Електричну пожежну сигналізацію складають встановленні на ділянках підприємства давачі, за допомогою яких сигнал передається на

пункт зв'язку пожежної частини і прийомної станції. Прийомні станції, отримуючи сигнал з давачів, перетворюють їх в звукові і світлові сигнали, а в деяких випадках вмикають обладнання пожежогасіння.

Безпечні умови праці на підприємствах, які мають холодильні установки, можуть бути забезпечені лише при суворому дотриманні норм безпеки, промислової санітарії та протипожежної техніки безпеки.

Висновки

На основі вище зазначеного на підприємстві необхідно виконати наступні дії.

1. Обмежити час перебування обслуговуючого персоналу в компресорному цеху.
2. По можливості проводити ремонт обладнання за межами компресорного цеху.
3. Встановити прилади безперервного контролю за газовим середовищем з автоматичним вмиканням вентиляції.
4. Заземлити повністю все обладнання.
5. Встановити захисні кожухи на обладнані для виключення можливості пошкодження струмоведучих ліній.
6. Проведення періодичних інструктажів та контролю за знаннями персоналу.

Список використаних джерел

1. М.Г.Хмельнюк, В.П.Кочетов, А.В.Форсюк,Н.В.Жихарєва Підручник Плодоовочесховища м.Одеса 2018.228с.
2. Явнель Б.К. Дипломне і курсове проєктування холодильних установок: навч. посіб. — Київ. 2006. — 360 с.
3. Технологія морозива : навч. посіб. / І. І. Бартковський, Г. Є. Поліщук, Т. Є. Шарахматова та ін. ; Нац. ун-т харч. технологій., Одес. нац. акад. харч. технологій, Асоц. укр. виробників "Морозиво і заморожені продукти". - Київ : Фенікс, 2010. - 248 с. : табл., рис. - Бібліогр.: с.218-219.
4. Пилипенко О. Ю., Францішко А. П. Холодильні установки : метод. рекомендації до проведення практ. занять для здобувачів освітнього ступ. «Бакалавр» спец. 142 «Енергетичне машинобудування», освітньо-професійної програми «Холодильні техніка та технології» ден. та заоч. форм навч. Київ : НУХТ, 2021. 58 с. (№ 33.124-15.06.2021).
5. Тітлов, О.С. Холодильне обладнання підприємств харчової промисловості : навч. посібник / О.С. Тітлов, С.Ф. Горикін. – Львів: Новий Світ-2000, 2021. – 286 с.
6. Домарецький В. А., Остапчук М. В., Українець А. І. Технологія харчових продуктів : підручник. Київ : НУХТ, 2003. 572 с.
7. Мнацаканов, Г.К. Основи проектування холодильників : навч. пос. / Г.К. Мнацаканов. – Одеса.: ОДАХ, 2004. – 71 с

Додаток А

Формування блоку вихідних данних для камери зберігання морозива №1.

(Визначення товщини теплоізоляції та навантаження на систему)

Місто: Львів

Розрахункова літня температура: $t_{розр.}$ літо = 33°С

Температура в камері зберігання: $t_{кам}$ = -25°С

Температура в коридорі $t_{кор}$ = 12°С

Температура в сусідній камері $t_{сус}$ = -25°С

Температура в електропідігріву підлоги $t_{під}$ = 2°С

Температура в компресорному цеху та виробничих приміщеннях $t_{цех}$ = 20°С

Початкова температура продукту при надходженні до камери $t_{поч}$= - 10°С

Завантаження камери повне M = 100 т

Добове надходження морозива до камери $M_{доба}$ = 5 т

Тара - гофроящик, вага у відсотках від ваги продукту G = 10%

Встановлена потужність електрокарів (погружчиків) W = 5 кВт

Кількість робочого персоналу, що знаходиться в камері N = 2

Розмір камери: Lкам = 12м – довжина камери

Dкам = 6м – ширина камери

hкам = 6м – висота камери

Визначення необхідної товщини сендвіч панелей та дійсних значень коефіцієнтів теплопередачі для прийнятої теплоізоляції.

Стіна камери, що контактує з коридором

Температура в камері $t_{кам}$ = -25°С, охолодження охолодження повітроохолоджувачами. Коефіцієнти тепловіддачі приймаєм: $\alpha_{зовн} = 8\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$; $\alpha_{вн} = 9\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Склад стіни починаючи з боку тамбуру вказано нижче.

Шари металу з відповідними параметрами:

$\delta_{зал} = 0{,}002$ м $\qquad \lambda_{зал} = 47\ \frac{Вт}{м \cdot К}$

Сумарний опір теплопередачі.

$R_{сум.} = \frac{\delta_{зал}}{\lambda_{зал}} \qquad R_{сум} = 4{,}255 \times 10^{-5}\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$

Прийнято коефіцієнт теплопередачі $k_{тер.кор.} = 0{,}275\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Продовження додатку А

Теплоізоляція ППУ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{ППУ} = 0{,}028\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Необхідна товщина ізоляції:

$$\delta_{із_кор} = \lambda_{ППУ} \cdot \left[\frac{1}{k_{тер.кор.}} - \left(\frac{1}{\alpha_{зовн}} + R_{сум.} + \frac{1}{\alpha_{вн}}\right)\right] \qquad \delta_{із_кор} = 95{,}206 \text{ мм}$$

Прийнято товщину теплоізоляційного шару $\delta_{із_кор}$ = 100мм виконаного з ППУ. Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$К_{0д.ст.кор.} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{зовн}}+R_{сум.}+\frac{1}{\alpha_{вн}}+\frac{\delta_{ізол.ППУ}}{\lambda_{ППУ}}} \qquad К_{0д.ст.кор} = 0{,}263\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Стіна камери, що контактує з компресорним цехом.

Температура в камері $t_{кам}$ = -25°С, охолодження охолодження повітроохолоджувачами. Коефіцієнти тепловіддачі приймаєм: $\alpha_{зовн} = 8\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$; $\alpha_{вн} = 9\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$. Склад стіни починаючи з боку коридору вказано нижче.

Штукатурка цементнопісчана по металевій сітці з відповідною товщиною та коефіцієнтом теплопровідності:

$$\delta_{шт1} = 0{,}03м \qquad \lambda_{шт.} = 1{,}1\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Стіна цегляна з відповідними товщиною та коефіцієнтом теплопровідності:

$$\delta_{цгл} = 0{,}5м \qquad \lambda_{цгл} = 0{,}81\ \frac{Вт}{м \cdot К}$$

Штукатурка цементнопісчана по металевій сітці з відповідною товщиною та коефіцієнтом теплопровідності:

$$\delta_{шт2} = 0{,}03м \qquad \lambda_{шт.} = 1.1\ \frac{Вт}{м \cdot К}$$

Шари металу з відповідними параметрами

$$\delta_{зал} = 0{,}002м \qquad \lambda_{зал} = 47\ \frac{Вт}{м \cdot К}$$

Сумарний опір теплопередачі.

$$R_{сум.} = \frac{\delta_{шт1}}{\lambda_{шт.}} + \frac{\delta_{цгл}}{\lambda_{цгл}} + \frac{\delta_{шт2}}{\lambda_{шт.}} + \frac{\delta_{зал}}{\lambda_{зал}} \qquad R_{сум.} = 0{,}672\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Прийнято коефіцієнт теплопередачі $k_{тер.цех.} = 0{,}275\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Необхідна товщина ізоляції:

$$\delta_{із_цех} = \lambda_{ППУ} \cdot \left[\frac{1}{k_{тер.кор.}} - \left(\frac{1}{\alpha_{зовн}} + R_{сум.} + \frac{1}{\alpha_{вн}}\right)\right] \qquad \delta_{із_цех} = 0{,}076м$$

Прийнято товщину теплоізоляційного шару $\delta_{ізол.ППУ} = 80$ мм виконаного з ППУ.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі.

Продовження додатку А

$$K_{0дійсне.ст.цех.} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{зовн}}+ R_{сум.}+\frac{1}{\alpha_{вн}}+\frac{\delta_{ізол.ППУ}}{\lambda_{ППУ}}} \qquad K_{0дійсне.ст.цех.} = 0{,}266\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Перевірка огороджувальних конструкцій на випадання конденсату.

Стіна камери, що контактує з коридором

Температура в камері $t_{кам}$ = -25°С, температура в тамбурі $t_{кор}$= 12°С.

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн}} = 8\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. За умови наявності відносної вологості в тамбурі 60% точка роси для даного приміщення 3°С.

Визначаємо температуру стіни з боку тамбуру.

$\tau_{\text{кор}} = t_{\text{кор}} - \frac{t_{\text{кор}} - t_{\text{кам}}}{\frac{1}{K_{0\text{дійсне.ст.кор.}}} \cdot \alpha_{\text{зовн.}}}$ $\tau_{\text{кор}} = 10{,}785°\text{C}$

Так як температура поверхні стіни тамбуру вища за температуру точки роси, то випадання вологи не буде.

Стіна камери, що контактує з компресорним цехом.

Температура в камері $t_{\text{кам}}$ = -25°С, температура в компресорному цеху $t_{\text{цех}}$ = 20°С.

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо $\alpha_{\text{зовн}} = 8\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. За умови наявності відносної вологості в тамбурі 60% точка роси для даного приміщення 7,9°С.

Визначаємо температуру стіни з боку компресорного цеху.

$\tau_{\text{цех}} = t_{\text{цех}} - \frac{t_{\text{цех}} - t_{\text{кам}}}{\frac{1}{K_{0\text{дійсне.ст.кор.}}} \cdot \alpha_{\text{зовн.}}}$ $\tau_{\text{цех}} = 18{,}506°\text{C}$

Так як температура на поверхні стіни тамбуру вища за температуру точки роси, то випадання вологи не буде.

Визначення навантаження на холодильне обладнання.

Визначення надходження теплоти через огорожі в камеру №1:

Визначення площі стін камери, що підлягають розрахунку:

$F_{\text{пок}} = L_{\text{кам}} \cdot D_{\text{кам}}$ $F_{\text{пок}} = 72\ \text{м}^2$ - площа покриття камери

$F_{c\text{т.1}} = h_{\text{кам}} \cdot L_{\text{кам}}$ $F_{c\text{т.1}} = 72\ \text{м}^2$ - площа довгої стіни камери

$F_{c\text{т.2}} = h_{\text{кам}} \cdot D_{\text{кам}}$ $F_{c\text{т.2}} = 36\ \text{м}^2$ - площа короткої стіни камери

Теплонадходження через довгу стіну 1, яка контактує з виробничими приміщеннями

$Q_{1.1} = K_{0\text{дійсне.ст.вир.}} \cdot F_{\text{ст.1}} \cdot \left(t_{\text{цех}} - t_{\text{кам.}}\right)$ $Q_{1.1.} = 0{,}851\ \text{кВт}$

Теплонадходження через соротку стіну 2, яка контактує з компресорним цехом:

$Q_{1.2} = K_{0\text{дійсне.ст.цех.}} \cdot F_{\text{ст.2}} \cdot \left(t_{\text{цех}} - t_{\text{кам.}}\right)$ $Q_{1.2} = 0{,}43\ \text{кВт}$

Теплонадходження через коротку стіну 2, яка контактує з коридором:

$Q_{1.3} = K_{0\text{дійсне.ст.кор.}} \cdot F_{\text{ст.2}} \cdot (t_{\text{кор}} - t_{\text{кам.}})$ $Q_{1.3} = 0{,}35$ кВт

Теплонадходження через довгу стіну 1, котра контактує з сусідньою камерою:

$$Q_{1.4} = 0 \text{ кВт}$$

Теплопритоки через покриття:

$Q_{1.\text{пок}} = K_{0\text{дійсне.пер.}} \cdot F_{\text{пок}} \cdot (t_{\text{розр.літо}} - t_{\text{кам.}})$ $Q_{1.\text{пок}} = 0{,}756$ кВт

Теплопритоки через підлогу:

$Q_{1\text{підл}} = K_{0\text{дійсне.пер.}} \cdot F_{\text{пок}} \cdot (t_{\text{під}} - t_{\text{кам.}})$ $Q_{1\text{підл}} = 0{,}348$ кВт

Сумарні теплопритоки через огорожі до камери зберігання морозива №1:

$Q_{1\text{т.мор1}} = Q_{1.1} + Q_{1.2} + Q_{1.3} + Q_{1.4} + Q_{1.\text{пок}} + Q_{1\text{підл}}$ $Q_{1\text{т.мор1}} = 2{,}735$ кВт

Розрахунок теплонадходжень від сонячного опромінення.

Значення надлишкової температури для плоских покрівель:

$t_{\text{пок}} = 14{,}9°\text{C}$ - для світлих плоских покрівель.

Теплопритоки від сонячної радіації.

$Q_{1\text{сон.пок}} = K_{0\text{дійсне.пер.}} \cdot F_{\text{пок.}} \cdot t_{\text{пок.}}$ $Q_{1\text{сон.пок}} = 0{,}194$ кВт

Теплонадходження в камеру при закалюванні морозива:

$i_{\text{поч}} = 46{,}9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - початкова ентальпія вершкового морозива при надходження до камери

$i_{\text{кін}} = -16{,}3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - кінцева ентальпія морозива

$\tau = 24$ год - час за котрий температура морозива вирівнюється з камерною

$Q_{\text{пр.}} = \frac{\text{М}_{\text{доба}} \cdot (\text{i}_{\text{поч}} - i_{\text{кін}})}{\tau}$ $Q_{\text{пр.}} = 6{,}3$ кВт

Теплонадходження в камеру від тари:

$G_{\text{тара}} = G \cdot M_{\text{доба}}$ $G_{\text{тара}} = 0{,}5$ т

$\text{c}_{\text{т}} = 2{,}3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг·К}}$ - теплоємність тари (картоні ящики)

$Q_{\text{тари}} = \frac{G_{\text{тара}} \cdot \text{c}_{\text{т}} \cdot (t_{\text{поч}} - t_{\text{кам.}})}{\tau}$ $Q_{\text{тари}} = 0{,}718$ кВт

Експлуатаційні теплопритоки:

Теплопритоки від освітлення для приміщень:

Приймаю теплоту, що виділяється джерелом освітлення: $\text{А} = 4{,}7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$

Теплопритоки від освітлення в камері

$q1 = A \cdot F_{\text{пок}}$ $q1 = 0{,}338$ кВт

Теплопритоки від перебування людей в приміщеннях:

$q2 = 0{,}35$ кВт $\cdot N$ $q2 = 0{,}7$ кВт

Теплопритоки при відчинені дверей в камері

$K = 15\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ - питомий приток теплоти через відчинення дверей

$F_{\text{пок}} = 72\ \text{м}^2$ - площа камери

$n = 1$ - кількість дверей

$q4 = K \cdot n \cdot F_{\text{пок}}$ $q4 = 1{,}08$ кВт

Сумарні експлуатаційні теплопритоки

$Q_4 = q1 + q2 + W + q4$ $Q_4 = 7{,}118$ кВт

Визначення навантажень на холодильне обладнання

Камера зберігання морозива №1, навантаження на повітряохолодники

$Q_{\text{мор.1}} = Q_{1\text{т.мор1}} + Q_{1\text{сон.пок}} + Q_{\text{пр.}} + Q_{\text{тари}} + Q_4$ $Q_{\text{мор.1}} = 17{,}065$ кВт

Визначення навантажень на обладнання з запасом, для перекриття всіх можливих недоліків розрахунку.

Камера морозива №1 $Q_{\text{мор.1.д}} = 1{,}3 \cdot Q_{\text{мор.1}}$ $Q_{\text{мор.1.д.}} = 22{,}184$ кВт

Додаток Б

Формування блоку вихідних даних для камери зберігання морозива №4.

(Визначення товщини теплоізоляції та навантаження на систему)

Місто: Львів

Розрахункова літня температура: $t_{розр.}$ літо = 33°С

Температура в камері зберігання: $t_{кам}$ = -25°С

Температура в коридорі $t_{кор}$ = 12°С

Температура в сусідній камері $t_{сус}$ = -25°С

Температура в електропідігріву підлоги $t_{під}$ = 2°С

Температура в компресорному цеху та виробничих приміщеннях $t_{цех}$ = 20°С

Початкова температура продукту при надходженні до камери $t_{поч}$= - 10°С

Завантаження камери повне M = 100 т

Добове надходження морозива до камери $M_{доба}$ = 5 т

Тара - гофроящик, вага у відсотках від ваги продукту G = 10%

Встановлена потужність електрокарів (погружчиків) W = 5 кВт

Кількість робочого персоналу, що знаходиться в камері N = 2

Розмір камери: Lкам = 12м – довжина камери

Dкам = 6м – ширина камери

hкам = 6м – висота камери

Визначення необхідної товщини сендвіч панелей та дійсних значень коефіцієнтів теплопередачі для прийнятої теплоізоляції.

Стіна камери, що контактує з коридором

Температура в камері $t_{кам}$ = -25°С, охолодження повітроохолоджувачами. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{зовн} = 8\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$; $\alpha_{вн} = 9\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$. Склад стіни починаючи з боку тамбуру вказано нижче.

Шари металу з відповідними параметрами:

$\delta_{зал} = 0{,}002$ м $\qquad \lambda_{зал} = 47\ \frac{Вт}{м \cdot К}$

Сумарний опір теплопередачі.

$R_{сум.} = \frac{\delta_{зал}}{\lambda_{зал}} \qquad R_{сум} = 4{,}255 \times 10^{-5}\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$

Прийнято коефіцієнт теплопередачі $k_{тер.кор.} = 0{,}275\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$.

Теплоізоляція ППУ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{ППУ} = 0{,}028\ \frac{Вт}{м \cdot К}$

Необхідна товщина ізоляції:

$$\delta_{\text{із_кор}} = \lambda_{\text{ППУ}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{тер.кор.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}}\right)\right] \quad \alpha_{\text{із_кор}} = 95{,}205 \text{ мм}$$

Прийнято товщину теплоізоляційного шару $\delta_{\text{ізол.ППУ}} = 100\text{мм}$ виконаного з ППУ.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{0\text{дійсне.ст.кор.}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}} + \frac{\alpha_{\text{ізол.ППУ}}}{\lambda_{\text{ППУ}}}} \quad K_{0\text{дійсне.ст.кор.}} = 0{,}263 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$$

Стіна камери, що контактує з службовим приміщенням.

Температура в камері $t_{\text{кам}}$ = -25°С, охолодження охолодження повітроохолоджувачами. Коефіцієнти тепловіддачі приймаєм: $\alpha_{\text{зовн.}} = 8 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.}} = 9 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$. Склад стіни починаючи з боку тамбуру вказано нижче.

Штукатурку цементнопісчана по металевій сітці з відповідною товщиною та коефіцієнтом теплопровідності:

$$\delta_{\text{шт1}} = 0{,}03\text{м} \quad \lambda_{\text{шт.}} = 1{,}1 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$$

Стіна цегляна з відповідними товщиною та коефіцієнтом теплопровідності:

$$\delta_{\text{цгл}} = 0{,}5\text{м} \quad \lambda_{\text{цгл}} = 0{,}81 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$$

Штукатурка цементнопісчана по металевій сітці з відповідною товщиною та коефіцієнтом теплопровідності:

$$\delta_{\text{шт2}} = 0{,}03\text{м} \quad \lambda_{\text{шт.}} = 1{,}1 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$$

Шари металу з відповідними параметрами:

$$\delta_{\text{зал.}} = 0{,}002\text{м} \quad \lambda_{\text{зал.}} = 47 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$$

Сумарний опір теплопередачі.

$$R_{\text{сум.}} = \frac{\delta_{\text{шт1}}}{\lambda_{\text{шт.}}} + \frac{\delta_{\text{цгл}}}{\lambda_{\text{цгл}}} + \frac{\delta_{\text{шт2}}}{\lambda_{\text{шт}}} + \frac{\delta_{\text{зал}}}{\lambda_{\text{зал}}} \quad R_{\text{сум.}} = 0{,}672 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$$

Прийнято коефіцієнт теплопередачі $k_{\text{тер.цех.}} = 0{,}275 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$.

Необхідна товщина ізоляції:

$$\delta_{\text{із_цех}} = \lambda_{\text{ППУ}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{тер.цех.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}}\right)\right] \quad K_{0\text{дійсне.ст.цех.}} = 0{,}266 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$$

Стіна камери, що контактує з камерою №4.

Температура в камері $t_{\text{кам}}$ = -25°С, охолодження повітроохолоджувачами. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.}} = 9 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.}} = 9 \ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$.

Шари металу з відповідними параметрами:

$$\delta_{\text{зал}} = 0{,}002\text{м} \quad \lambda_{\text{зал}} = 47\ \frac{\text{Вт}}{\text{м·К}}.$$

Сумарний опір теплопередачі.

$$R_{\text{сум.}} = \frac{\delta_{\text{зал}}}{\lambda_{\text{зал}}} \qquad R_{\text{сум.}} = 4{,}255\ \times\ 10^{-5}\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$$

Прийнято коефіцієнт теплопередачі $k_{\text{тер.кам.}} = 0{,}58\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$

Необхідна товщина ізоляції:

$$\delta_{\text{із_кам}}\ =\ \lambda_{\text{ППУ}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{тер.кам.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}}\right)\right] \quad \delta_{\text{із_кам}}\ = 0{,}042\text{м}$$

Прийнято товщину теплоізоляційного шару $\delta_{\text{ізол.ППУ}} = 50\text{мм}$ виконаного з ППУ. Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{0\text{дійсне.ст.кам.}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}} + \frac{\delta_{\text{ізол.ППУ}}}{\lambda_{\text{ППУ}}}} \quad K_{0\text{дійсне.ст.кам.}} = 0{,}498\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$$

Стіна камери, що контактує з вулицею.

Температура в камері $t_{\text{кам}}$ = -25°С, охолодження охолодження повітроохолоджувачами. Коефіцієнти тепловіддачі приймаєм: $\alpha_{\text{зовн.}} = 23\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$; $\alpha_{\text{вн.}} = 9\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$.

Шари металу з відповідними параметрами:

$$\delta_{\text{зал.}} = 0{,}002\text{м} \quad \lambda_{\text{зал}} = 47\ \frac{\text{Вт}}{\text{м·К}}$$

Сумарний опір теплопередачі

$$R_{\text{сум.}} = \frac{\delta_{\text{зал}}}{\lambda_{\text{зал}}} \qquad R_{\text{сум.}} = 4{,}255\ \times\ 10^{-5}\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$$

Прийнято коефіцієнт теплопередачі $k_{\text{тер.цех.}} = 0{,}21\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$.

Необхідна товщина ізоляції:

$$\delta_{\text{із_вул}}\ =\ \lambda_{\text{ППУ}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{тер.вул.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}}\right)\right] \qquad \delta_{\text{із_вул}}\ = 0{,}129\text{м}$$

Прийнято товщину теплоізоляційного шару $\delta_{\text{із_ППУ}}\ = 150\text{мм}$ виконаного з ППУ. Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{0\text{дійсне.ст.вул.}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}} + \frac{\delta_{\text{ізол.ППУ}}}{\lambda_{\text{ППУ}}}} \quad K_{0\text{дійсне.ст.вул.}} = 0{,}181\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$$

Стеля камери.

Температура в камері $t_{\text{кам}}$ = -25°С, охолодження охолодження повітроохолоджувачами. Коефіцієнти тепловіддачі приймаєм: $\alpha_{\text{зовн.}} = 23\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$; $\alpha_{\text{вн.}} = 8\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{·К}}$.

Шари металу з відповідними параметрами:

$$\delta_{\text{зал.}} = 0{,}002\text{м} \quad \lambda_{\text{зал}} = 47\ \frac{\text{Вт}}{\text{м·К}}$$

Сумарний опір теплопередачі.

$R_{\text{сум.}} = \frac{\delta_{\text{зал}}}{\lambda_{\text{зал}}}$ $R_{сум} = 4{,}255 \times 10^{-5} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Прийнято коефіцієнт теплопередачі $k_{\text{тер.стеля}} = 0{,}22 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Необхідна товщина ізоляції:

$\delta_{\text{із_стеля}} = \lambda_{\text{ППУ}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{тер.стеля}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{сум.} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}}\right)\right]$ $\delta_{\text{із}_{\text{стеля}}} = 0{,}123\text{м}$

Прийнято товщину теплоізоляційного шару $\delta_{\text{ізол.стеля}} = 150\text{мм}$ з ППУ. Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$K_{0\text{дійсне.пер}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}} + \frac{\delta_{\text{ізол.ППУ}}}{\lambda_{\text{ППУ}}}}$ $K_{0\text{дійсне.пер}} = 0{,}181 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Підлога камери.

Температура в камері $t_{\text{кам}}$ = -25°С, охолодження охолодження повітроохолоджувачами. Коефіцієнти тепловіддачі приймаєм: $\alpha_{\text{вн.}} = 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Підлога бетонна з відповідними коефіцієнтом та товщиною теплопровідності:

$\delta_{\text{з.б.}} = 0{,}2\text{м}$ $\lambda_{\text{з.б.}} = 2{,}04 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Сумарний опір теплопередачі.

$R_{\text{сум.}} = \frac{\delta_{\text{з.б.}}}{\lambda_{\text{з.б.}}}$ $R_{\text{сум.}} = 0{,}098 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Прийнято коефіцієнт теплопередачі $k_{\text{тер.підлога}} = 0{,}21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Необхідна товщина ізоляції:

$\delta_{\text{із_підлога}} = \lambda_{\text{ППУ}} \cdot \left[\frac{1}{k_{\text{тер.підлога}}} - \left(R_{сум.} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}}\right)\right]$ $\delta_{\text{із_підлога}} = 0{,}127\text{м}$

Прийнято товщину теплоізоляційного шагу $\delta_{\text{із_підлога}} = 150\text{мм}$ з ППУ. Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$K_{0\text{дійсне.підлога}} = \frac{1}{R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}} + \frac{\delta_{\text{ізол.ППУ}}}{\lambda_{\text{ППУ}}}}$ $K_{0\text{дійсне.підлога}} = 0{,}179 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Перевірка огороджувальних конструкції на випадання конденсату.

Стіна камери, що контактує з коридором

Температура в камері $t_{\text{кам}}$ = -25°С, температура в тамбурі $t_{\text{кор}} = 12$°С.

Коефіцієнти тепловіддачі приймаєм: $\alpha_{\text{зовн.}} = 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. За умови наявності відносної вологості в тамбурі 60% точка роси для даного приміщення 3°С.

Визначаємо температуру стіни з боку тамбуру.

$$\tau_{\text{кор}} = t_{\text{кор}} - \frac{t_{\text{кор.}} - t_{\text{кам.}}}{\frac{1}{K_{0\text{дійсне.ст.ко.}}} \cdot \alpha_{\text{зовн.}}} \qquad \tau_{\text{кор.}} = 10{,}785\ ^{\circ}\text{C}$$

Так як температурна поверхні стіни тамбуру вища за температуру точки роси, то випадання вологи не буде.

Стіна камери, що контактує з службовими приміщеннями.

Температура в $t_{\text{кам.}} = -25°C$, температура в коридорному цеху $t_{\text{цех}} = 20°\text{C}$.

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.}} = 8\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$. За умови наявності відносної вологості в тамбурі 60% точка роси для даного приміщення 7,9°С.

Визначаємо температуру стіни з боку компресорного цеху.

$$\tau_{\text{цех}} = t_{\text{цех}} - \frac{t_{\text{цех.}} - t_{\text{кам.}}}{\frac{1}{K_{0\text{дійсне.ст.ко.}}} \cdot \alpha_{\text{зовн.}}} \qquad \tau_{\text{цех}} = 18{,}506°\text{C}$$

Так як температурна поверхні стіни тамбуру вища за температуру точки роси, то випадання вологи не буде.

Визначення навантаження на холодильне обладнання.

Визначення надходження теплоти через огорожі в камеру №4:

Визначення плющу стін камери, що підлягають розрахунку:

$F_{\text{пок}} = L_{\text{кам}} \cdot D_{\text{кам}}$ $F_{\text{пок}} = 72\ \text{м}^2$- площа покриття камери

$F_{\text{ст.1}} = h_{\text{кам}} \cdot L_{\text{кам}}$ $F_{\text{ст.1}} = 72\ \text{м}^2$- площа довгої стіни камери

$F_{\text{ст.2}} = h_{\text{кам}} \cdot D_{\text{кам}}$ $F_{\text{ст.2}} = 36\ \text{м}^2$- площа короткої стіни камери

Теплонадходження через довгу стіну 1, котра контактує з виробничими приміщеннями

$Q_{1.1} = K_{0\text{дійсне.ст.вул}} \cdot F_{\text{ст.1}} \cdot (t_{\text{розр.літо}} - t_{\text{кам.}})$ $Q_{1.1} = 0{,}758\ \text{кВт}$

Теплонадходження через соротку стіну 2, котра контактує з службовими приміщенням

$Q_{1.2} = K_{0\text{дійсне.ст.цех}} \cdot F_{\text{ст.2}} \cdot (t_{\text{цех}} - t_{\text{кам.}})$ $Q_{1.2} = 0{,}43\ \text{кВт}$

Теплонадходження через коротку стіну 2, котра контактує з коридором

$Q_{1.3} = K_{0\text{дійсне.ст.кор.}} \cdot F_{\text{ст.2}} \cdot (t_{\text{кор}} - t_{\text{кам.}})$ $Q_{1.3} = 0{,}35\ \text{кВт}$

Теплонадходження через довгу стіну 1, котра контактує з сусідньою камерою:

$$Q_{1.4} = 0\ \text{кВт}$$

Теплопритоки через покриття:

$Q_{1.\text{пок}} = K_{0\text{дійсне.пер.}} \cdot F_{\text{пок}} \cdot (t_{\text{розр.літо}} - t_{\text{кам.}})$ $Q_{1.\text{пок}} = 0{,}756\ \text{кВт}$

Теплопритоки через підлогу:

$Q_{1\text{підл}} = K_{0\text{дійсне.підлога}} \cdot F_{\text{пок}} \cdot (t_{\text{під}} - t_{\text{кам.}})$ $Q_{1\text{підл}} = 0{,}348\ \text{кВт}$

Сумарні теплопритоки через огорожі до камери збереження морозива №4:

$Q_{1т.мор4} = Q_{1.1} + Q_{1.2} + Q_{1.3} + Q_{1.4} + Q_{1.4} + Q_{1.пок} + Q_{1підл}$

$Q_{1т.мор4} = 2{,}642$ кВт

Розрахунок теплонадходжень від сонячного опромінення.

Значення надлишкової температури для плоских покрівель:

$t_{пок} = 14{,}9°C$ - для світлих плоских покрівель.

Теплопритоки від сонячної радіації для плоских покрівель:

$Q_{1сон.пок} = K_{0дійсне.пер.} \cdot F_{пок} \cdot t_{пок}$ $Q_{1сон.пок} = 0{,}194$ кВт

Значення надлишкової температури для східної стіни:

$t_{с.стіна} = 3{,}9°C$ - для стін з глазурованою поверхнею.

Теплопритоки від сонячного опромінення для східних стін:

$Q_{1сон.сх} = K_{0дійсне.ст.вул.} \cdot F_{ст.1} \cdot t_{с.стіна}$ $Q_{1сон.сх} = 0{,}051$ кВт

Теплонадходження від морозива.

Теплонадходження в камеру при закалюванні морозива:

$i_{поч} = 46{,}9 \frac{кДж}{кг}$ - початкова ентальпія морозива

$i_{кін} = -16{,}3 \frac{кДж}{кг}$ - кінцева ентальпія морозива

τ = 24 год - час за котрий температура морозива вирівнюється з камерною

$Q_{пр.} = \frac{M_{доба} \cdot (i_{поч} - i_{кін})}{\tau}$ $Q_{пр.} = 6{,}3$ кВт

Теплонадходження в камеру від тари:

$G_{тари} = G \cdot M_{доба}$ $G_{тари} = 0{,}5$ т

$c_т = 2{,}3 \frac{кДж}{кг \cdot К}$ - теплоємність тари (картонних ящиків)

$Q_{тари} = \frac{G_{тари} \cdot c_т \cdot (t_{поч.} - t_{кам.})}{\tau}$ $Q_{тари} = 0{,}71$ кВт

Теплонадходження від вентиляції камер відсутні.

Експлуатаційні теплопритоки:

Теплопритоки від освітлення для приміщень:

Приймаю теплоту, що виділяється джерелом освітлення: $A = 4{,}7 \frac{Вт}{м^2}$

Теплопритоки від освітлення в камері

$q1 = A \cdot F_{пок}$ q1 = 0,338 кВт

Теплопритоки від перебування людей в приміщеннях:

$q2 = 0{,}35$ кВт $\cdot N$ $q2 = 0{,}7$ кВт

Теплопритоки при відчинені дверей в камері

$K = 15\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ - питомий приток теплоти через відчинення дверей

$F_{\text{пок}} = 72\ \text{м}^2$- площа камери

n = 1 - кількість дверей

q4 = $K \cdot n \cdot F_{\text{пок}}$ q4 = 1,08 кВт

Сумарні експлуатаційні теплопритоки

$Q_4 = q1 + q2 + W + q4$ $Q_4 = 7{,}118$ кВт

Визначення навантажень на холодильне обладнання

Камера зберігання морозива №4, навантаження на повітряохолодники

$Q_{\text{мор.4}} = Q_{1\text{т.мор4}} + Q_{1\text{сон.пок}} + Q_{1\text{сон.сх.}} + Q_{\text{пр.}} + Q_{\text{тари}} + Q_4$

$Q_{\text{мор.4}} = 16{,}964$ кВт

Визначення навантажень на обладнання з запасом, для перекриття всіх можливих недоліків розрахунку.

Камера морозива №4 $Q_{\text{мор.4 д}} = 1{,}3 \cdot Q_{\text{мор.4}}$

$Q_{\text{мор.4.д}} = 22{,}053$ кВт

Додаток В

Розрахунок теплонадходжень на теплообмінник охолодження морозива після пастерізації

$i_{\text{поч}} = 495\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - початкова ентальпія морозива при температурі 80 градусів Цельсія

$i_{\text{кін}} = 234\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - кінцева ентальпія вершкового морозива при температурі 2 градуси Цельсія

$G_{\text{ох}} = 1{,}8\ \frac{\text{т}}{\text{год}}$ – витрата морозива через апарат

Теплонадходження до теплообмінника

$Q_{\text{ох}} = G_{\text{ох}} \cdot (i_{\text{поч}} - i_{\text{кін}})$ $Q_{\text{ох}} = 130{,}5$ кВт

Теплонадходження до теплообмінника з запасом 10% на теплонадходження від зовнішнього повітря чи більш високої початкової температури морозива.

$Q_{\text{ох10\%}} = 1{,}1 \cdot Q_{\text{ох}}$ $Q_{\text{ох10\%}} = 143{,}55$ кВт

Розрахунок навантаження на танки зберігання морозива.

$i_{\text{поч}} = 250{,}1\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – початкова ентальпія морозива вершкового при надходження до апарату з температурою 4 градуси Цельсія

$i_{\text{кін}} = 247{,}2\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ –кінцева ентальпія морозива вершкового при виході з апарату

$G_{\text{Я1_ОСВ_5}} = 6$ т – Маса морозива в апараті Я1-ОСВ-5

$\delta_{\text{із}} = 50$ мм – товщина теплоізоляції апаратів

$\tau = 24$ год – час, котрий морозиво зберігається в апараті

$n_{\text{Я1_ОСВ_5}} = 2$ – кількість апаратів Я1-ОСВ-5

Теплонадходження до апаратів від морозива.

$Q_{\text{морозива_Я1_ОСВ_5}} = \frac{G_{\text{Я1_ОСВ_5}}}{\tau} \cdot (i_{\text{поч}} - i_{\text{кін}})$ $Q_{\text{морозива_Я1_ОСВ_5}} = 0{,}201$ кВт

Теплонадходження до апарату від зовнішнього середовища.

$t_{\text{прим.}} = 20°\text{C}$ – температура в приміщені

$t_{\text{води}} = 0°\text{C}$ – температура льодяної води

$H_{\text{Я1_ОСВ_5}} = 2166$мм – висота апарату Я1-ОСВ-5

$D_{\text{зов_Я1_ОСВ_5}} = 2{,}133$мм – зовнішній діаметр апарату Я1-ОСВ-5, по охолоджувальній сорочці

$D_{\text{вн_Я1_ОСВ_5}} = 2$м – внутрішній діаметр апарату Я1-ОСВ-5

Визначення зовнішньої площі апаратів.

$F_{Я1_ОСВ_5} = \frac{\pi \cdot D^2_{зов_Я1_ОСВ_5}}{4} \cdot 2 + \pi \cdot D_{зов_Я1_ОСВ_5} \cdot H_{Я1_ОСВ_5}$

$F_{Я1_ОСВ_5} = 21{,}661 \text{ м}^2$

Визначення дійсного коефіцієнта теплопередачі.

Приймаємо коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря $\alpha_1 = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Теплофізичні властивості води.

Теплопровідність, λ_2 $\lambda_2 = 0{,}569 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Густина, ρ_2 $\rho_2 = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

В'язкість динамічна, μ_2 $\mu_2 = 17885 \cdot 10^{-7}$ Па · с

Число Прандтля, Pr_2 $Pr_2 = 5{,}7832$

В'язкість кінематична, v_2 $v_2 = \frac{\mu_2}{\rho_2}$ $v_2 = 1{,}788 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$

Швидкість води в сорочці, ω $\omega = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Площа перерізу по якому рухається вода.

$S_{Я1_ОСВ_5} = \frac{\pi (D^{-2}_{зов_{Я1_{ОСВ_5}}} \cdot \delta_{із})^2}{4} - \frac{\pi D^2_{вн_Я1_ОСВ_5}}{4}$ $s_{Я1_ОСВ_5} = 0{,}105 \text{ м}^2$

Еквівалентний діаметр перерізу по котрому рухається вода:

$D_{e_Я1_ОСВ_5} = \sqrt[4S]{\frac{Я1_ОСВ_5}{\pi}}$ $D_{e_Я1_ОСВ_5} = 0{,}365 \text{ м}$

Число Рейнольдса

$Re_{Я1_ОСВ_5} = \frac{\omega \cdot D_{e_Я1_ОСВ_5}}{v_2}$ $Re_{Я1_ОСВ_5} = 2{,}04 \cdot 10^5$

Течія турбулентна, тому коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, що протікає всередині труб, а2.

$\alpha_{2_{Я1_{ОСВ_5}}} = 0{,}023 \cdot \left(\frac{\lambda_2}{D_{e_{Я1_{ОСВ_5}}}}\right) \cdot Re^{0{,}8}_{Я1_{ОСВ_5}} - Pr_2^{0{,}4}$ $\alpha_{2_{Я1_{ОСВ_5}}} = 1{,}28 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Шари металу з відповідними параметрами:

$\delta_{зал} = 0{,}002\text{м}$ $\lambda_{зал} = 47 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Сумарний опір теплопередачі.

$$R_{\text{сум.зал}} = \frac{\delta_{\text{зал}}}{\lambda_{\text{зал}}} \qquad R_{\text{сум.зал}} = 4{,}255 \cdot 10^{-5}\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$$

Прийнято теплоізоляцію ПСБ-С, коефіцієнт теплопередачі $\lambda_{\text{ПСБ_С}} = 0{,}005\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$. Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{0\text{дійсне.ст.Я1_ОСВ_5}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{2\text{Я1_ОСВ_5}}} + \frac{\delta_{\text{ізол.}}}{\lambda_{\text{ПСБ_С}}}}$$

$$K_{0\text{дійсне.ст.Я1_ОСВ_5}} = 0{,}958\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$$

Теплонадходження до апарату від зовнішнього середовища.

$$Q_{\text{Т_Я1_ОСВ_5}} = K_{0\text{дійсне.ст.Я1_ОСВ_5}} \cdot F_{\text{Я1}_{\text{ОСВ}_5}} \cdot (t_{\text{прим}} - t_{\text{води}})$$

$$Q_{\text{Т_Я1_ОСВ_5}} = 0{,}415\ \text{кВт}$$

Сумарні теплонадходження до апаратів.

$$Q_{\text{Я1_ОСВ_5}} = Q_{\text{Т_Я1_ОСВ_5}} + Q_{\text{морозива_Я1_ОСВ_5}} \quad Q_{\text{Я1_ОСВ_5}} = 0{,}616\ \text{кВт}$$

Теплонадходження до з запасом 10% на теплонадходження від зовнішнього повітря та нерівномірність роботи обладнання.

$$Q_{\text{Я1_ОСВ_5}}10\% = 1{,}1 \cdot Q_{\text{Я1_ОСВ_5}} \quad Q_{\text{Я1_ОСВ_5}}10\% = 0{,}678\ \text{кВт}$$

Сумарне навантаження на систему льодяної води від танків зберігання морозива.

$$Q_{\text{Л.В.танк_2}} = n_{\text{Т_Я1_ОСВ_5}} + Q_{\text{Я1_ОСВ_5_10\%}} \qquad Q_{\text{Л.В.танк_2}} = 1{,}356\ \text{кВт}$$

$$Q_{\text{Л.В.танк}} = 1{,}1 \cdot Q_{\text{Л.В._танк_2}} \quad Q_{\text{Л.В.танк}} = 1{,}49\ \text{кВт}$$

Додаток Г

Розрахунок теплонадходжень до фризера.

$i_{\text{поч.}} = 241{,}3\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ –початкова ентальпія вершкового морозива за температури 4 $°C$

$i_{\text{кін.}} = 105{,}6\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – кінцева ентальпія вершкового морозива за температура -5$°C$

$G_{\text{фризер}} = 200\ \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ – витрата морозива через апарат фризер

Продовження додатку

Теплонадходження до апарату.

$Q_{\text{фризер}} = G_{\text{фризер}} \cdot (i_{\text{поч}} - i_{\text{кін}})$ $Q_{\text{фризер}} = 7{,}539$ кВт

Теплонадходження до фризера з запасом 5%, на теплонадходження від зовнішнього повітря та на непередбачені зміни робочого процесу.

$Q_{\text{фризер}}5\% = 1{,}05 \cdot Q_{\text{фризер}}$ $Q_{\text{фризер}}\,5\% = 7{,}916$ кВт

Теплонадходження до 3-ох одночасно працюючих фризерів.

$Q_{\text{фризер_3шт}} = 3 \cdot Q_{\text{фризер}}5\%$ $Q_{\text{фризер}}5\% = 23{,}74$ кВт

Розрахунок навантаження на швидкоморозильну камеру М6-ОЛ2-В встановленому в цеху.

Теплонадходження до апарату від зовнішнього середовища.

$t_{\text{прим.}} = 20℃$ – температура в приміщені

$t_{\text{кам.}} = -35$ ℃ – температура у швидкоморозильній камері

$H = 3{,}24$ м – висота апарату

$D = 3{,}6$ м – ширина апарату

$A = 5{,}47$ м – довжина апарату

Загальна площа зовнішньої поверхні апарату.

$F = 2A \cdot H + 2DH + 2 \cdot D \cdot A \;\; F = 98{,}158\ \text{м}^2$

Визначення дійсного коефіцієнта теплопередачі.

Температура в камері $t_{\text{кам}} = -35$ ℃, охолодження повітряним охолоджувачем. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{вн}} = 11\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$; $\alpha_{\text{зовн.}} = 23\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Шари металу з відповідними параметрами:

$\delta_{\text{зал.}} = 0{,}002\text{м} \;\; \lambda_{\text{зал.}} = 47\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Сумарний опір теплопередачі.

$R_{\text{сум.}} = \frac{\delta_{\text{зал}}}{\lambda_{\text{зал}}} \;\; R_{\text{сум}} = 4{,}255 \cdot 10^{-5}\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Прийнято товщину теплоізоляційного шару $\delta_{\text{ПСБ_С}} = 200\text{мм}$ виконаного з ПСБ-С, коефіцієнт теплопередачі $\lambda_{\text{ПСБ_С}} = 0{,}05\ \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$. Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{0\text{дійсне.ст.}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{\text{сум.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + \frac{\delta_{\text{ізол.}}}{\lambda_{\text{ПСБ_С}}}} \qquad K_{0\text{дійсне.ст.}} = 0{,}242\ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Теплонадходження від зовнішнього середовища.

$Q_{\text{зов_закалка}} = K_{0\text{дійсне.ст.}} \cdot F\ (t_{\text{прим.}} - t_{\text{кам.}}) \;\; Q_{\text{зов_закалка}} = 1{,}306$ кВт

Теплонадходження до апарату від морозива.

$i_{\text{поч.}} = 132\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – початкова ентальпія вершкового морозива за температури -4°С

$i_{\text{кін.}} = 0\ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – кінцева ентальпія вершкового морозива за температури -20°С

$G_{\text{закалка}} = 600\ \frac{\text{кг}}{\text{год}}$ – витрата морозива через апарат фризер

Теплонадходження до апарату від морозива.

$Q_{\text{прод_закалка}} = G_{\text{закалка}} \cdot (i_{\text{поч}} - i_{\text{кін}})$

$$Q_{\text{прод_закалка}} = 22\ \text{кВт}$$

Теплонадходження до апарату від працюючих електродвигунів дорівнює електрочній потужності двигунів W = 11,6 кВт.

Сумарні теплонадходження.

$Q_{\text{закалка}} = Q_{\text{прод_закалка}} + W + Q_{\text{зов_закалка}}$ $Q_{\text{закалка}} = 34{,}906$ кВт

Теплонадходження до апарату з запасом 10% на теплонадходження від зовнішнього повітря та можливих змін виробничого процесу.

$Q_{\text{закалка}}10\% = 1{,}1 \cdot Q_{\text{закалка}}$ $Q_{\text{закалка}}10\% = 38{,}396$ кВт

Теплонадходження до одного працюючого швидкоморозильного апарату.

$Q_{\text{закалка_1}} = 1 \cdot Q_{\text{закалка}}10\%$ $Q_{\text{закалка_1}} = 38{,}396$ кВт