

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

“ _____ ” _____ 2020 р.

**Дипломний проект
на здобуття ступеня бакалавра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Холодильна установка для зберігання овочів у м. Черкаси»

Виконала: студентка IV курсу, групи ТП - 61

_____ Одуденко Юлія Миколаївна _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник _____ доцент, к.т.н. Ірина НАЗАРОВА _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант з охорони праці _____ к.т.н, доц. Юрій ПОЛУКАРОВ _____
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проекті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студентка _____
(підпис)

Київ – 2020 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти - перший (бакалаврський)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис)

«___» _____ 2020 р.

**ЗАВДАННЯ
на дипломний проект студентці**

Одуденко Юлії Миколаївни
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту Холодильна установка для зберігання овочів у м. Черкаси

керівник проекту Назарова Ірина Олександрівна, к. т. н., доцент.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «25» травня 2020 р. № 1168-с

2. Термін подання студентом проекту 16.06.2020 р.

3. Вихідні дані до проекту 1). Продукт для зберігання – картопля.

2). Кількість продукту - 225 т.

3). Температура в сховищі - 3 °С.

4). Відносна вологість в сховищі - 90 %.

5). Температура продукту, який поступає в сховище - 25 °С.

6). Холодильний агент - аміак (NH₃).

7). Розрахункова температура навколишнього середовища - 31 °С.

8). Відносна вологість навколишнього середовища - 70 %.

4.Зміст пояснювальної записки

1). Вступ.

2). Розрахунок холодильної камери.

3). Розрахунок теплової схеми циклу холодильної установки.

4). Розрахунок та вибір основного обладнання.

5). Розрахунок трубопроводів холодоносія.

6). Гідравлічний розрахунок контуру охолоджуючої води.

7). Підбір допоміжного обладнання.

8). Охорона праці.

9). Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо)

1). Технологічна схема холодильної установки на аркуші формату А1.

2). Креслення плану розташування холодильної камери на відм. 0,000 на аркуші формату А2.

3). Креслення розташування обладнання на аркуші формату А2.

4). Креслення аміачного кожухотрубного горизонтального випарника на аркуші формату А1.

6. Консультанти розділів проекту*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
охорона праці	Юрій ПОЛУКАРОВ, доцент		

7. Дата видачі завдання 19.05.20 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Термін виконання етапів проекту	Примітка
1	Розрахунок холодильної камери	21.05.2020 р.	
2	Розрахунок теплової схеми циклу холодильної установки	25.05.2020 р.	
3	Розрахунок та вибір основного обладнання	28.05.2020 р.	
4	Розрахунок трубопроводів холодоносія	30.05.2020 р.	
5	Гідравлічний розрахунок контуру охолоджуючої води	03.06.2020 р.	
6	Підбір допоміжного обладнання	05.06.2020 р.	
7	Охорона праці	07.06.2020 р.	
8	Графічний матеріал	10.06.2020 р.	
9	Оформлення пояснювальної записки	16.06.2020	

Студентка

(підпис)

Юлія ОДУДЕНКО
(ім'я, прізвище)

Керівник проекту

(підпис)

Ірина НАЗАРОВА
(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено керівника дипломного проекту.

Пояснювальна записка до дипломного проекту

на тему: «Холодильна установка для зберігання овочів у м. Черкаси»

Київ – 2020 року

АНОТАЦІЯ

Дипломний проект першого (бакалаврського) рівня вищої освіти на тему: «Холодильна установка для зберігання овочів у м. Черкаси»: пояснювальна записка на 86 с., 22 рис., 14 табл., 35 бібліографічних найменувань; 2 дод.; креслень – 2 арк. ф. А1. і 2 арк. ф. А2.

Мета проекту – створення оптимальних умов зберігання овочів усередині холодильної камери в теплий та холодний період року за рахунок встановлення теплотехнологічного та санітарно-технічного обладнання.

Використані методики теплових, конструктивних та гідравлічних розрахунків теплотехнологічного та санітарно-технічного обладнання.

Наведені результати розрахунків сумарних теплопритоків у режимах охолодження та зберігання, що включають надходжень теплоти через зовнішні огороженнями холодильної камери у теплий період року, від продукції та контейнерів, експлуатаційний тепловий потік, і т. ін.

За результатами розрахунків теплового навантаження вибране основне та допоміжне обладнання системи холодопостачання, що включає випарник, компресори, конденсатор, бризкальний басейн, і т. ін. , на основі теплових розрахунків вибрані охолоджуючі батареї. За допомогою гідравлічного розрахунку підібрані трубопроводи холодоагенту.

Визначено, що в охолоджуючих батареях оребрені труби мають в 2 - 3 рази меншу довжину, на відміну від гладких, оскільки необхідна площа теплопередачі компенсується оребренням, тоді зменшується металоємність та об'ємна ємність за холодоагентом.

Наведені заходи з охорони праці.

На кресленнях наведені технологічна схема холодильної установки, розташування обладнання цієї системи та будова аміачного випарника затопленого типу.

Ключові слова:. холодопостачання, холодильна камера, охолодження, теплове навантаження, температура, випарник, розсіл, аміак, вода.

ANNOTATION

Diploma project of the first (Bachelor) level of higher education on the theme: "Refrigeration system for vegetable storage in Cherkasy": explanatory note for 86 pages, 22 figures, 14 tables, 35 bibliographic names; 2 app.; drawings - 2 arches f. A1. and 2 arches f. A2.

The purpose of the project is to create optimal conditions for storing vegetables inside the refrigerator in the warm and cold season by installing heat engineering and sanitary equipment.

Used methods of thermal, structural and hydraulic calculations of heat engineering and sanitary equipment.

The results of calculations of total heat inflows in cooling and storage modes, including heat inflows through external enclosures of the refrigerator during the warm period of the year, from products and containers, operational heat flow, etc.

As a results of the calculations of heat load, the main and auxiliary equipment of the refrigeration system are selected, which includes an evaporator, compressors, condenser, spray pool, etc., cooling batteries are selected on the basics of thermal calculations. With the help of hydraulic calculation the refrigerant pipelines are selected.

It is determined that in cooling batteries finned pipes have 2 - 3 times less length, in contrast to smooth ones, because the required heat transfer area is compensated by finning, then the metal capacity and volume capacity of the refrigerant is reduced.

The following are measures of labor protection.

The diagrams show the technological schemes of the refrigeration system, placement of equipment of this system and structure of the flooded ammonia evaporator.

Key words: cold supply, refrigerator, cooling, heat load, temperature, evaporator, brine, ammonia, water.

АННОТАЦИЯ

Дипломный проект первого (бакалаврской) уровня высшего образования на тему: «Холодильная установка для хранения овощей в г. Черкассy»: объяснительная записка на 86 с., 22 рис., 14 табл., 35 библиографических наименований; 2 прилож.; чертежей - 2 л. ф. А1. и 2 л. ф. А2.

Цель проекта - создание оптимальных условий хранения овощей внутри холодильной камеры в теплый и холодный период года за счет установки теплотехнического и санитарно-технического оборудования.

Использованные методики тепловых, конструктивных и гидравлических расчетов теплотехнического и санитарно-технического оборудования.

Приведенные результаты расчетов суммарных теплопритоков в режимах охлаждения и хранения, включающие поступление теплоты через наружные ограждения холодильной камеры в теплый период года, от продукции и контейнеров, эксплуатационный тепловой поток, и т. д.

По результатам расчетов тепловой нагрузки подобрано основное и вспомогательное оборудование системы холодоснабжения, включающее испаритель, компрессор, конденсатор, брызгальный бассейн, и т.д. На основе тепловых расчетов выбраны охлаждающие батареи. С помощью гидравлического расчета подобраны трубопроводы хладагента.

Определено, что в охлаждающих батареях оребренные трубы имеют в 2 - 3 раза меньшую длину, в отличие от гладких, так как необходимая площадь теплопередачи компенсируется оребрением, тогда уменьшается металлоемкость и объемная емкость по хладагенту.

Приведенные мероприятия по охране труда.

На чертежах приведены технологическая схема холодильной установки, расположение оборудования этой системы и строение аммиачного испарителя затопленного типа.

Ключевые слова: холодоснабжения, холодильная камера, охлаждения, тепловая нагрузка, температура, испаритель, рассол, аммиак, вода.

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	9
Вступ.....	12
1 Розрахунок холодильної камери.....	14
1.1 Вихідні данні для розрахунку.....	14
1.2 Розрахунок розмірів камери.....	14
1.3 Розрахунок ізоляційної товщини стінки камери холодильника для зберігання овочів.....	16
1.4 Розрахунок теплопритоків через охолоджувальні конструкції.....	17
1.5 Розрахунок та вибір камерного обладнання.....	24
2 Розрахунок теплової схеми циклу холодильної установки.....	28
2.1 Вихідні дані.....	28
2.2 Порівняння теоретичного та дійсного циклів холодильної машин.....	28
2.3 Розрахунок параметрів в процесах циклу.....	30
2.4 Обчислення характеристик в процесах циклу.....	37
3 Розрахунок основного обладнання.....	40
3.1 Компресор.....	40
3.2 Розрахунок та проектування горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу.....	42
3.3 Розрахунок та підбір горизонтального кожухотрубного конденсатора.....	48
3.4 Розрахунок бризкального басейну.....	53
4 Визначення діаметра теплоізоляційного шару трубопроводів холодоносія.....	55
4.1 Розрахунок діаметра трубопроводів.....	55
4.2 Розрахунок товщини ізоляції.....	55
4.3 Розрахуємо діаметр ізоляції.....	56
5 Гідрравлічний розрахунок контуру охолоджуючої води.....	58
5.1 Визначення діаметрів трубопроводів від резервуару з водою бризкального басейну до конденсатора та від конденсатора до басейну.....	58
5.2 Розрахунок напору охолоджуючої води.....	58
5.3 Вибір насосів.....	61

					ТП 61 09 006 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студентка	Одуденко				Холодильна установка для зберігання овочів у м. Черкаси. Пояснювальна записка	Стадія	Аркуш	Аркушів
Керівник	Назарова					ДПБ	7	86
П.контр						НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» ТЕФ, кафедра ТПТ		
Н.контр	Боженко							
Зав. каф.	Варламов							

6 Підбір допоміжного обладнання.....	62
6.1 Вибір відокремлювача рідини.....	62
6.2 Вибір фільтрів.....	63
6.3 Вибір масловіддільника.....	64
6.4 Вибір маслозбірника.....	65
6.5 Вибір переохолоджувача.....	66
6.6 Вибір лінійного та дренажного ресивера.....	67
6.7 Вибір відокремлювача повітря.....	69
7 Охорона праці.....	70
7.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з охорони праці.....	70
7.2 Пожежна безпека.....	77
Висновки.....	80
Список використаної літератури.....	81
Додаток А	
Список наукових праць та творчих досягнень.....	84
Додаток Б	
Перевірка дипломного проекту на академічний плагіат.....	86

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

G - масова витрата, кількість продукту;

t - температура;

Δt - різниця температури;

φ - відносна вологість, коефіцієнт міцності;

V, v - об'єм, продуктивність;

q_v - умовна загрузка при укладці картоплі в контейнерах;

h - висота, ентальпія;

F, f - площа;

β_F - коефіцієнт використання будівельної площі камери;

n - кількість секцій, труб, рядів;

δ - товщина,

S - крок між трубами, площа поперечного перерізу;

H_w - питоме гідравлічне навантаження;

$H_{\text{геом}}$ - геометрична висота підйому

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості

K - коефіцієнт теплопередачі;

λ - коефіцієнт теплопровідності;

μ - коефіцієнт паропроникності;

α - коефіцієнт тепловіддачі;

H - опір паропроникнення, напір, питоме гідравлічне навантаження;

P - тиск;

Q - тепловий потік;

λ_w - коефіцієнт підігріву;

b - коефіцієнт пропорційності, що враховує значення температури кипіння;

температурний коефіцієнт швидкості дихання;

τ - тривалість, період;

c - питома теплоємність, поправка на корозію;

a - кратність повітрообміну;

ρ - густина;

q - питома теплота;

N - потужність;

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

θ_m - середньологарифмічний перепад температури.

d, D - діаметр;

l - довжина стіни, робота;

L - довжина батарей;

m - маса, показник політропи розширення;

η - коефіцієнт корисної дії;

x - ступінь сухості;

ε - ефективність;

q_x - холодопродуктивність;

q_a - тепловий потік від стінки до холодоагенту;

q_s - тепловий потік від холодоносія до стінки;

z - кількість ходів;

$\sigma_{\text{доп}}$ - допустимий надлишковий тиск;

$\lambda_{\text{пл}}$ - коефіцієнт густини;

π - ступінь стиснення;

λ_C - об'ємний коефіцієнт;

θ_m - середньологарифмічний температурний напір;

ζ - коефіцієнт місцевого опору;

w - швидкість;

Re - число Рейнольдса;

Pr - число Прандтля;

Nu - число Нуссельта;

ω - частота обертання.

ІНДЕКСИ

«нижні»

пр. - продукт;

сх. - сховище;

ср. - середній;

мах - максимальна;

н. - навколишній, нагнітання;

зовн. - зовнішній;

п., пов. - повітря;

вант. - вантаж;

буд - будівельна;

хол. - холодильна камера;

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в. - внутрішній;
 ш. - штукатурка;
 к - кладка;
 п - пароізоляція;
 Т - різниця температур;
 С - сонячна радіація;
 Д - дійсний;
 ум. - умовний;
 т - тара;
 п. пер. - поперечний переріз;
 ф - форсунки;
 по - переохолоджувач;
 зам. - замерзання;
 р - розсіл;
 к - конденсація, конденсатор;
 К - компресор;
 обл. - обладнання;
 г - газ;
 ел - електродвигун, електричний;
 охол. - охолодження;
 пр. - пристінні;
 ст - стельові, стінка, специфікаційний;
 тр - труба;
 М - металоємність;
 м - мокрий, менший;
i - дійсний процес;
t - теоретичний процес
 хн - холодоносії;
 w, в - вода;
 вс. - всмоктування;
 б - більший.
 «верхні»
 В - випарник;
 К - конденсатор.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Холодильна установка - комплекс, що включає холодильні машини, апарати і споруди, які призначений для отримання, транспортування та використання штучного холоду в технологічних процесах в харчовій, хімічній, металургійній, гірничій, нафтовій, газовій та медичній промисловості.

У цьому сенсі холодильна установка в додток до чотирьох основних елементів, що складають холодильну машину (або в додаток до основних елементів безмашинного охолодження), включає ще апарати, прилади, трубопроводи і навіть споруди, що необхідні як для удосконалення технологічних процесів при низьких температурах, так і для раціональної експлуатації холодильного обладнання протягом тривалого часу.

Холодильні установки використовують також для аккумулявання, транспортування та зберігання вторичних енергоресурсів. Для цього застосовують підвищуючі або понижуючі термотрансформатори з використанням хемотермічних реакцій, наприклад, водо-аміачні абсорбційні холодильні установки.

Головне призначення холодильних машин - вироблення штучного холоду або відведення теплоти від продукту, що охолоджується. Це дозволяє знижувати температуру самого продукту та підтримувати більш низьку температуру в сховищі в порівнянні з температурою навколишнього середовища.

Якість овочів залежить від дотримання всіх норм при їх зберіганні. Для цього в холодильній камері протягом режиму зберігання повинні підтримуватися в досить вузькому діапазоні значення температур, вологовміст та хімічний склад середовища, що зазначені нормами. Тому при проектуванні холодильної установки необхідно враховувати важливість її безперервної роботи протягом досить тривалого часу.

Овочесховища можуть бути як самостійними підприємствами, так і частиною промислових баз, що дозволяє використовувати холодильні установки протягом року. Вони можуть розміщуватися як в районах заготівлі, так і в споживаючих районах.

У складі холодильників для фруктів і овочів передбачають такі виробничі приміщення:

- камери зберігання фруктів та овочів;
- приміщення товарної обробки (перебирання, фасування й упакування);
- експедиції для приймання і відпуску продукції.

Для холодильних установок ємністю до 1000 т можливе суміщення приміщень товарної обробки з експедиціями.

Спеціальні камери попереднього охолодження зазвичай проектується тільки на заготівельних холодильних установках, а в районах споживання їх не передбачають. На

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заготівельних холодильниках після закінчення періоду заготовки ці камери можуть бути використані для зберігання плодів, в якості приміщень для перебирання і сортування вантажів перед відвантаженням.

При наявності цехів з випуску заморожених продуктів, холодильна установка повинна мати відповідні камери для заморожування і зберігання заморожених продуктів.

Не допускається спільне зберігати фруктів з овочами; плодів, що мають сильні запахи (апельсини, лимони, мандарини, дині), з іншими плодами; часник з іншими овочами; виноград з іншими фруктами. У складі холодильника передбачають камери з умови необхідності окремого зберігання фруктів та овочів по окремих видах і сортам або групами сортів відповідно до їх біологічними особливостям: цитрусові; зерняткові (яблука, груші); виноград; сливи; сухофрукти; цибуля; часник.

Подальшим розвитком способу холодильного зберігання фруктів є зберігання в регульованому газовому середовищі. При такому способі зберігання фруктів, крім певного температурно-вологісного режиму, підтримується задана концентрація кисню, вуглекислого газу та азоту. Для створення в камерах певного газового складу середовища застосовують спеціальні газогенератори - установки, в яких газову суміш потрібного складу отримують за рахунок спалення природного газу. Необхідний газовий режим може бути створений біологічним шляхом за рахунок життєдіяльності фруктів. При такому способі застосовують скрубєрні установки для поглинання надлишку вуглекислого газу. Кратність циркуляції газової суміші дорівнює 20. В камерах з регульованим газовим середовищем повинні бути передбачені заходи щодо забезпечення достатньої герметизації.

Система охолодження камер з регульованим газовим середовищем - повітряна з безканалним розподілом повітря. Рекомендований об'єм камер 800 - 1200м³. Орієнтовні витрати холоду 35 Вт / м².

Метою дипломного проекту є розробка системи холодопостачання для тривалого зберігання овочів, зокрема картоплі, у м. Черкаси, для збереження біологічних, санітарно-гігієнічних та смакових якостей продукту, а також його товарного вигляду протягом всього періоду зберігання (6-8 місяців).

У дипломному проекті необхідно спроектувати компресійну аміачну холодильну установку для овочесховища, призначеного для тривалого зберігання картоплі, загальною масою $G = 225$ т. Для цього необхідно розробити технологічну схему установки, спроектувати та вибрати основне та допоміжне холодильне обладнання.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

1 РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ КАМЕРИ

1.1 Вихідні данні для розрахунку:

Кількість продукту - $G = 225$ т.

Продукт для зберігання – картопля.

Температура в сховищі - $t_{п.сх} = 3^{\circ}\text{C}$ [1].

Відносна вологість в сховищі - $\varphi_{п.сх} = 90\%$ [1].

Температура продукту, який поступає в сховище - $t_{пр} = 25^{\circ}\text{C}$.

Холодильний агент - аміак (NH_3).

Місто – Черкаси.

Розрахункові параметри для м. Черкаси (згідно з [2]):

середньомісячна температура найжаркішого місяця - $t_{ср} = 20,1^{\circ}\text{C}$;

максимальна температура, відмічена за цей період - $t_{\max} = 38,5^{\circ}\text{C}$.

Найбільші теплові потоки спостерігаються в найжаркіший період року, що і визначає вибір літньої розрахункової температури. Дану температуру знаходять по середньомісячній температурі найжаркішого місяця $t_{ср}$ з врахуванням максимальних температур t_{\max} , відмічених за цей період.

Згідно з [1] температура навколишнього повітря - $t_{нп} = 0,4 \cdot t_{ср} + 0,6 \cdot t_{\max}$, тоді

$$t_{нп} = 0,4 \cdot 20,1 + 0,6 \cdot 38,5 = 31^{\circ}\text{C}.$$

Отже, як розрахункову температуру навколишнього середовища візьмемо температуру $t_{нп} = 31^{\circ}\text{C}$, щоб визначити максимальні втрати теплоти.

Відносна вологість навколишнього середовища - $\varphi_{нп} = 70\%$ [3].

1.2 Розрахунок розмірів камери

1.2.1 Знаходимо об'єм картоплі у сховищі

$$V_{\text{вант}} = \frac{G}{q_v}, \quad (1.1)$$

де q_v – умовне завантаження при укладці картоплі в контейнерах, т/м^3 , згідно з [1] складає $0,5 \text{ т/м}^3$

$$V_{\text{вант.теор}} = \frac{225}{0,5} = 450 \text{ м}^3.$$

1.2.2 Вважаємо, що висота штабелю продукту, що знаходиться в контейнерах розмірами $1600 \times 1200 \times 1200$, складає $h_{\text{вант}} = 4,8$ м при будівельній висоті до охолоджуючих батарей $h_{\text{буд}} = 5,8$ м. Висоту штабелю $h_{\text{вант}} = 4,8$ м беремо з урахуванням, що електровантажник ЕВ-677-45 зможе підняти і опустити вантаж. Характеристики електровантажника: вантажопідйомністю 800 кг і висотою підйому вил 4,5 м [1].

1.2.3 Розрахуємо площу камери, що зайнята продуктом

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$F_{\text{вант}} = \frac{V_{\text{вант}}}{h_{\text{вант}}}, \quad (1.2)$$

$$F_{\text{вант}} = \frac{450}{4,8} = 93,75 \text{ м}^2.$$

1.2.4 Знайдемо будівельну (фактичну) площу холодильної камери

$$F_{\text{буд}} = \frac{F_{\text{вант}}}{\beta_F}, \quad (1.3)$$

де β_F — коефіцієнт використання будівельної площі камери для зберігання овочів в регульованому середовищі, що враховує проходи і проїзди, відступи від стін, колони, обладнання, відстані між штабелями та площу, що займають колони та обладнання. Приймамо 0,85 [1].

$$F_{\text{буд}} = \frac{93,75}{0,85} = 110,3 \text{ м}^2.$$

1.2.5 Розраховуємо площу камери з врахуванням допоміжних прибудов

$$F_{\text{хол}} = \frac{\sum F_{\text{буд}}}{\eta_{\text{хол}}}, \quad (1.4)$$

де $\eta_{\text{хол}} = 1$, якщо в ізольованому контурі холодильної камери відсутні додаткові приміщення [1].

$$F_{\text{хол}} = \frac{110,3}{1} = 110,3 \text{ м}^2.$$

Приймаємо поперечний крок між осями колон 6 м. Звідси, площа одного будівельного квадрату, яка визначається сіткою колон 6×6 м, становить $f = 6 \times 6 = 36 \text{ м}^2$ [6].

1.2.6 Обчислимо загальну кількість будівельних квадратів у камері

$$n = \frac{F_{\text{хол}}}{f}, \quad (1.5)$$

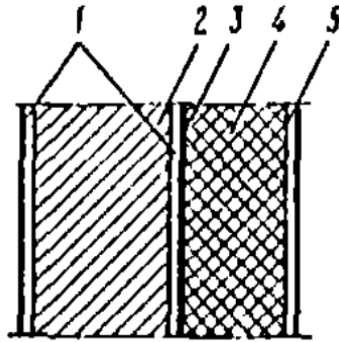
$$n = \frac{110,3}{36} = 3 \text{ штуки.}$$

Отже, маємо в холодильнику одну камеру, а кількість будівельних квадратів дорівнює $n = 3$. Звідси конструктивні розміри становлять: ширина камери - 6 м, а довжина - 18 м.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Розрахунок ізоляційної товщини стінки камери холодильника для зберігання овочів

1.3.1 Вважаємо, що конструкція зовнішньої стіни холодильної камери така, як показано на рисунку 1.1.



1 – цементна штукатурка ; 2 – кладка з повнотілої глиняної цегли звичайної на цементно-піщаному розчині ; 3 – пароізоляція (гідроізоляційний бітумний матеріал) ; 4 – теплова ізоляція (мінераловатні жорсткі плити на бітумній зв'язці); 5 – цементна штукатурка [1].

Рисунок 1.1 — Конструкція зовнішньої стіни холодильної камери

1.3.2 Розрахуємо товщину теплоізоляційного шару для зовнішньої стінки холодильника $\delta_{із}$, м

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \cdot \left[\frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_H} + 3 \cdot \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{\delta_{п}}{\lambda_{п}} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right], \quad (1.6)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі стінки, який розраховується за температурою всередині сховища і середньорічною температурою для м. Черкаси, тобто $k = 0,43 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [1];

α_H , α_B – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої і внутрішньої сторін конструкції, тобто, $\alpha_H = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $\alpha_B = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [3];

λ_i , $\lambda_{із}$ – теплопровідність будівельних та ізоляційних матеріалів, які входять до складу конструкції зовнішньої стіни, $\lambda_{ш} = 0,88 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\lambda_k = 0,82 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\lambda_{п} = 0,27 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ і $\lambda_{із} = 0,88 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ [4].

Товщина будівельних матеріалів (цементної штукатурки, цегляної кладки, пароізоляції) відповідно становить: $\delta_{ш} = 0,02 \text{ м}$, $\delta_k = 0,38 \text{ м}$ та $\delta_{п} = 0,004 \text{ м}$.

$$\delta_{із} = 0,09 \cdot \left[\frac{1}{0,43} - \left(\frac{1}{23} + 3 \cdot \frac{0,02}{0,88} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,004}{0,27} + \frac{1}{8,7} \right) \right] = 0,146 \text{ м}.$$

Обираємо 3 плити по 50 мм, ґрунтуючися на даному ряді мінераловатних жорстких плит товщиною 40, 50, 60, 70, 80 мм [5]. Звідси, товщина теплоізоляції дорівнює $\delta_{із} = 150 \text{ мм} = 0,15 \text{ м}$. Враховуючи невелику розбіжність між розрахунковою та дійсною товщиною теплової ізоляції, дійсний коефіцієнт теплопередачі k_d буде відрізнятися від розрахункового з мінімальною похибкою.

Отже, розрахований дійсний коефіцієнт теплопередачі не потребує перерахунку.

1.3.3 Знаходимо товщину шару пароізоляції

$$\delta_n = \mu_n \cdot H_n, \quad (1.7)$$

де μ_n — коефіцієнт паропроникності пароізоляційного матеріалу, $\frac{\text{г}}{\text{м} \cdot \text{год} \cdot \text{Па}}$ [6];

H_n - необхідний опір паропроникнення шару пароізоляції, $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{Па}}{\text{г}}$, який знаходиться за формулою:

$$H_n = 1,6 \cdot (p_n - p_v), \quad (1.8)$$

де p_n, p_v — парціальні тиски навколишнього і внутрішнього повітря, Па.

За $h-d$ діаграмою для параметрів внутрішнього повітря ($t_{в.сх} = 3^\circ \text{C}$, $\varphi_{в.сх} = 90\%$) визначаємо $p_v = 692 \text{ Па}$. Для параметрів зовнішнього повітря ($t_{нп} = 31^\circ \text{C}$, $\varphi_{нп} = 70\%$) $p_n = 3126,94 \text{ Па}$. Тоді

$$H_n = 1,6 \cdot (3126,94 - 692) = 2434,94 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{Па}}{\text{г}}.$$

Приймаємо, що пароізоляційний матеріал - бітум, у якого

$$\mu_n = 0,864 \cdot 10^{-6} \frac{\text{г}}{\text{м} \cdot \text{год} \cdot \text{Па}} \quad [7], \text{ тоді}$$

$$\delta_n = 2434,94 \cdot 0,864 \cdot 10^{-6} = 0,0021 \text{ м}.$$

Задана раніше товщина бітума 4 мм є достатньою. Бітум потрібно наносити в два (три) шари у гарячому вигляді таким чином, щоб товщина пароізоляційного шару дорівнювала або перевищувала 4 мм.

1.4 Розрахунок теплопритоків через охолоджувальні конструкції

Знайдемо остаточні розміри холодильної камери, її площу та ємність. Для розрахунку теплопритоків використаємо конструкцію холодильної камери, що показано на рисунку 1.2.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

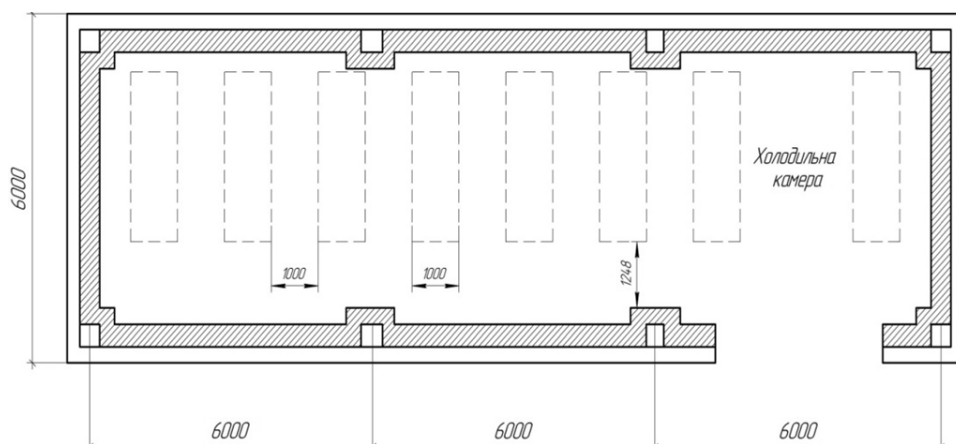


Рисунок 1.2 — Конструкція холодильної камери для розрахунку теплопритоків Q_1 через огородження

1.4.1 Розрахуємо теплові потоки через зовнішні стіни та покриття холодильної камери

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}, \quad (1.9)$$

де Q_{1T} , Q_{1C} — теплопритоки в холодильну камеру внаслідок різниці температур і дії сонячної радіації відповідно, кВт [8].

$$Q_{1T} = K_d \cdot F \cdot (t_n - t_b) \cdot 10^{-3}, \quad (1.10)$$

$$Q_{1C} = K_d \cdot F \cdot \Delta t_c \cdot 10^{-3}, \quad (1.11)$$

де K_d - дійсний коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стінки, Вт/(м² · К) [8];

F — площа поверхні зовнішнього огородження, м² [8];

t_n — розрахункова температура навколишнього повітря, °С [8];

t_b — температура внутрішнього повітря у сховищі, °С [8];

Δt_c — надлишкова різниця температур, викликана дією сонячної радіації і приймається в залежності від характеру огородження і орієнтації його по сторонам світу, °С [1].

Приймемо, що зовнішні стіни відштукатурені світлою штукатуркою [1].

Визначимо теплові потоки Q_{1T} , Q_{1C} :

Через північну стіну:

$$Q_{1T} = 0,43 \cdot 20,33 \cdot 10,3 \cdot (31 - 3) \cdot 10^{-3} = 2,52 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0.$$

Через західну стіну:

$$Q_{1T} = 0,43 \cdot 6,3 \cdot 10,3 \cdot (31 - 3) \cdot 10^{-3} = 0,998 \text{ кВт};$$

$$Q_{1C} = 0,43 \cdot 6,3 \cdot 10,3 \cdot 7,2 \cdot 10^{-3} = 0,257 \text{ кВт}.$$

Через східну стіну:

$$Q_{IT} = 0,43 \cdot 8,05 \cdot 10,3 \cdot (31 - 3) \cdot 10^{-3} = 0,998 \text{ кВт};$$

$$Q_{IC} = 0,43 \cdot 6,3 \cdot 10,3 \cdot 6,0 \cdot 10^{-3} = 0,214 \text{ кВт}.$$

Через південну стіну:

$$Q_{IT} = 0,43 \cdot 20,33 \cdot 10,3 \cdot (31 - 3) \cdot 10^{-3} = 2,52 \text{ кВт};$$

$$Q_{IC} = 0,43 \cdot 20,33 \cdot 10,3 \cdot 4,9 \cdot 10^{-3} = 0,441 \text{ кВт}.$$

Через покриття:

$$Q_{IT} = 0,43 \cdot 8,05 \cdot 20,33 \cdot (31 - 3) \cdot 10^{-3} = 1,97 \text{ кВт};$$

$$Q_{IC} = 0,43 \cdot 8,05 \cdot 20,33 \cdot 17,7 \cdot 10^{-3} = 1,246 \text{ кВт}.$$

Через підлогу:

$$Q_{IT} = K_{ум} \cdot F \cdot (t_h - t_b) \cdot 10^{-3}, \quad (1.12)$$

де $K_{ум}$ - умовний коефіцієнт теплопередачі підлоги, Вт/(м² · К): до 2 м від зовнішніх стін - 0,47 Вт/(м² · К); від 2 до 4 м - 0,37 Вт/(м² · К); більше 4 м - 0,12 Вт/(м² · К) [1]. Розміщення відповідних зон показано на рисунку 1.3.

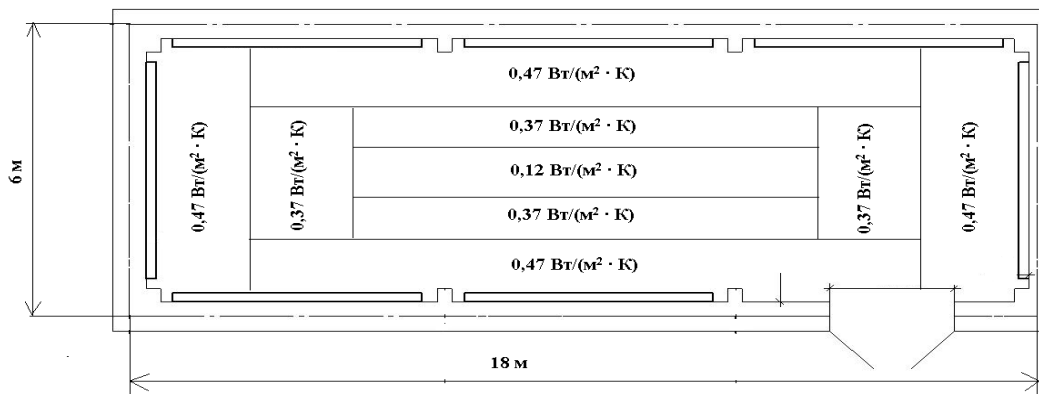


Рисунок 1.3 - Схема розміщення зон для визначення тепловитоків від підлоги

Звідси, маємо

$$Q_{IT} = (31 - 3) \cdot (56,8 \cdot 0,47 + 30,36 \cdot 0,37 + 6,56 \cdot 0,12) \cdot 10^{-3} = 1,084 \text{ кВт}.$$

1.4.2 Знайдемо тепловиток Q_2 від даної продукції і контейнерів (тари) при процесі охолодження

$$\Sigma Q_2 = Q_{пр} + Q_T, \quad (1.13)$$

де $Q_{пр}, Q_T$ — тепловиток від картоплі та контейнерів (тари) відповідно, кВт.

$$Q_{пр} = \frac{G_{пр} \cdot (h_1 - h_2)}{24 \cdot 3600} \cdot \frac{\tau_{ц}}{\tau_{роб}}, \quad (1.14)$$

$$Q_{\tau} = \frac{G_{\tau} \cdot c_{\tau} \cdot (t_{\tau 1} - t_{\tau 2})}{24 \cdot 3600} \cdot \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_{\text{роб}}}, \quad (1.15)$$

де $G_{\text{пр}} = 0,1 \cdot G$ — добова маса картоплі, що надходить в холодильну камеру на обробку, кг;

$G_{\tau} = 0,2 \cdot G_{\text{пр}}$ — добова маса контейнерів (тари) для зберігання картоплі, кг;

h_1, h_2 — ентальпія, що відповідає початковій та кінцевій температурі картоплі, кДж/кг;

$\tau_{\text{ц}}$ — тривалість циклу технологічної (холодильної) обробки картоплі;

$\tau_{\text{роб}}$ — тривалість періоду роботи, під час якої використовується холод;

c_{τ} — питома теплоємність матеріалу контейнерів (тари), кДж/(кг · К);

t_1, t_2 — початкова та кінцева температура надходження тари, °С.

$$Q_{\text{пр}} = \frac{0,1 \cdot 225 \cdot (365,6 - 280,35) \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot \frac{24}{20} = 26,6 \text{ кВт}.$$

Отже, $h_1 = 365,6$ кДж/кг, $h_2 = 280,35$ кДж/кг, $\tau_{\text{ц}} = 24$ год, $\tau_{\text{роб}} = 20$ год, теплоємність дерев'яної тари становить $c_{\tau} = 2,5$ кДж/(кг · К) [8].

$$Q_{\tau} = \frac{0,2 \cdot 225 \cdot 2,5 \cdot (25 - 3) \cdot 10^3}{24 \cdot 3600} \cdot \frac{24}{20} = 34,34 \text{ кВт},$$

$$\Sigma Q_2 = 26,6 + 34,34 = 60,94 \text{ кВт}.$$

1.4.3 Потік тепла Q_3 від навколишнього повітря, що подається в систему вентиляції приміщення

$$Q_3 = \frac{V_{\text{буд}} \cdot a \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot (h_{\text{н}} - h_{\text{в}})}{24 \cdot 3600}, \quad (1.16)$$

де $V_{\text{буд}}$ — будівельний об'єм камери, м³;

a — кратність повітрообміну, 1/добу ($a = 3 \dots 4$ об'ємів за добу) [6];

$\rho_{\text{пов}}$ — густина повітря, кг/м³;

$h_{\text{н}}, h_{\text{в}}$ — ентальпія зовнішнього повітря і повітря в холодильній камері, кДж/кг [6].

1.4.3.1 Розрахунок теплопритоку від навколишнього середовища для режиму охолодження картоплі в звичайному повітряному середовищі (перед ввімкненням станції газових середовищ)

$$Q_3 = \frac{993 \cdot 4 \cdot 1,293 \cdot (79,5 - 13,5)}{24 \cdot 3600} = 3,92 \text{ кВт},$$

де $a = 4$ об/добу, $\rho_{\text{пов}} = 1,293$ кг/м³, $h_{\text{н}} = 79,5$ кДж/кг, $h_{\text{в}} = 13,5$ кДж/кг.

1.4.3.2 Розрахунок теплопритоків Q'_3 для зберігання овочів в регулюючому газовому середовищі

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_3' = \frac{V_r \cdot \rho_r \cdot c_r \cdot (t_r - t_b)}{3600}, \quad (1.17)$$

де V_r — продуктивність газогенераторів, м³/год;

ρ_r — густина газу, кг/м³;

c_r — питома теплоємність газу, кДж/(кг · К);

t_r — температура газу, що входить в камеру, °С.

Для розрахунку вважаємо, що для даної камери встановлюють газогенератор типу ГНС-2А з продуктивністю $V_r = 20 \dots 100$ м³/год. Беремо температуру вхідного потоку газу 25 °С.

$$Q_3' = \frac{100 \cdot 1,293 \cdot 1 \cdot (25 - 3)}{3600} = 0,79 \text{ кВт.}$$

1.4.4 Знайдемо експлуатаційний тепловий потік Q_4

$$Q_4 = Q_4^I + Q_4^{II} + Q_4^{III} + Q_4^{IV} \quad (1.18)$$

де $Q_4^I, Q_4^{II}, Q_4^{III}, Q_4^{IV}$ — теплові потоки від систем освітлення, електродвигунів, людей і при відчинених дверях відповідно, кВт.

Розрахунок теплопритоків на освітлення

В режимі охолодження:

$$Q_4^I = q_4^I \cdot F_{\text{ово}} \cdot 10^{-3}, \quad (1.19)$$

де $q_4^I = 2,3$ Вт/м² — для складських приміщень [6].

$$Q_4^I = 2,3 \cdot 110,3 \cdot 10^{-3} = 0,254 \text{ кВт.}$$

В режимі зберігання:

$$Q_4^I = 2,3 \cdot 110,3 \cdot 10^{-3} = 0,254 \text{ кВт.}$$

Розрахуємо теплопритоки від електричних двигунів Q_4^{II} , кВт

$$Q_4^{II} = \eta_{\text{одн}} \Sigma N_{\text{ел}}, \quad (1.20)$$

де $\eta_{\text{одн}}$ - коефіцієнт одночасної роботи встановлених електродвигунів;

$N_{\text{ел}}$ - потужність електродвигунів, кВт.

В режимі охолодження

Приймаємо, що для навантаження контейнерів застосовується електронавантажувач, потужність двигуна якого становить $N_{\text{ел}} = 3,6$ кВт.

Тоді тепловий потік становить

$$Q_4^{II} = 3,6 \text{ кВт.}$$

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В режимі зберігання електронавантажувач не застосовується, тому $Q_4'' = 0$ кВт.

Розрахунок надходження теплових потоків від людей

В режимі охолодження:

$$Q_4''' = 350 \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (1.21)$$

де 350 Вт — виділення теплоти від однієї людини ;

$n = 2$ — кількість людей, що працюють в даному приміщенні (включно з водієм електронавантажувача).

$$Q_4''' = 350 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0,7 \text{ кВт}.$$

В режимі зберігання:

в камері люди не працюють протягом періоду зберігання, тому $Q_4''' = 0$ кВт .

Розрахунок теплопритоків через відчинені двері

В режимі охолодження:

$$Q_4^{IV} = q_4^{IV} \cdot F_{\text{буд}} \cdot 10^{-3}, \quad (1.22)$$

де $q_4^{IV} = 17,6$ Вт/м² — при $F_{\text{буд}} < 200$ м² і $h_{\text{буд}} = 5,8$ м [6].

$$Q_4^{IV} = 17,6 \cdot 110,3 \cdot 10^{-3} = 1,94 \text{ кВт}$$

В режимі зберігання:

Камери є замкненими і герметизованими, тому $Q_4^{IV} = 0$ кВт.

Знаходимо загальний теплоприток Q_4 , кВт.

В режимі охолодження:

$$Q_4 = 0,254 + 3,6 + 0,7 + 1,94 = 6,494 \text{ кВт}.$$

В режимі зберігання:

$$Q_4 = 0,254 + 0 + 0 + 0 = 0,254 \text{ кВт}.$$

1.4.5 Розрахунок теплового потоку Q_5 від дихання фруктів, кВт:

В режимі охолодження:

$$Q_5 = [q_5' \cdot G_{np} + q_5'' \cdot (G - G_{np})] \cdot 10^{-3}, \quad (1.23)$$

де q_5' — питома теплота дихання фруктів при їх охолодженні, Вт/т;

q_5'' — питома теплота дихання фруктів при їх зберіганні, Вт/т [6].

$$q_5' = q_0 \cdot e^{bt_{\theta, cp}}, \quad (1.24)$$

$$q_5'' = q_0 \cdot e^{bt_{\theta}}, \quad (1.25)$$

де $q_0 = 0,01$ Вт/т — питома теплота дихання при 3°С [6];

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$b = 0,0617 \text{ 1/}^\circ\text{C}$ — температурний коефіцієнт швидкості дихання [6];

$t_{\text{в.ср}} = \frac{25+3}{2} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ — середня температура овочів, що охолоджуються;

$t_{\text{в}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ — температура повітря в сховищі.

$$q'_5 = 0,01 \cdot e^{0,0617 \cdot 14} = 23,72 \text{ Вт/т},$$

$$q''_5 = 0,01 \cdot e^{0,0617 \cdot 3} = 12,03 \text{ Вт/т},$$

$$Q_5 = [23,72 \cdot 22,5 + 12 \cdot (225 - 22,5)] \cdot 10^{-3} = 2,96 \text{ кВт}.$$

В режимі зберігання:

$$Q_5 = 0,5 \cdot q''_5 \cdot G \cdot 10^{-3}, \quad (1.26)$$

$$Q_5 = 0,5 \cdot 12,03 \cdot 225 \cdot 10^{-3} = 1,35 \text{ кВт}.$$

1.4.6 Сумарний теплоприток Q , кВт

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5. \quad (1.27)$$

Навантаження на камерне обладнання розраховується як сума всіх теплових притоків у камеру, оскільки обладнання повинне забезпечити відвід тепла при небажливих умовах. Q_1 враховується однаково при визначенні теплового навантаження на компресор і камерного обладнання, тому $Q_{1K} = Q_{1обл}$ [8].

Теплове навантаження на компресор в режимі охолодження Q' , кВт

$$Q' = Q_0 = Q_{1K} + Q_2 + Q_3 + 0,75 \cdot Q_4 + Q_5, \quad (1.28)$$

де $Q_{1K} = 12,249 \text{ кВт}$.

$$Q' = Q_0 = 12,249 + 60,94 + 3,92 + 0,75 \cdot 6,494 + 2,96 = 84,94 \text{ Вт}.$$

Теплове навантаження на камерне обладнання в режимі охолодження Q'' , кВт

$$Q'' = Q_{обл} = Q_{1обл} + 1,3 \cdot Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (1.29)$$

де $Q_{1обл} = 12,249 \text{ кВт}$.

$$Q'' = Q_{обл} = 12,249 + 1,3 \cdot 60,94 + 3,92 + 6,494 + 2,96 = 104,85 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на компресор в режимі зберігання Q' , кВт

$$Q' = Q_0 = 12,249 + 0,79 + 0,75 \cdot 0,254 + 1,35 = 14,58 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на камерне обладнання в режимі зберігання Q'' , кВт

$$Q'' = Q_{обл} = 12,249 + 0,79 + 0,254 + 1,35 = 14,643 \text{ кВт}.$$

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

1.5 Розрахунок та вибір камерного обладнання

Розташування батареї у холодильній камері показано на рисунку 1.4. З рекомендованих вказівок [6] беремо охолоджуючі труби виготовлені із труб діаметром $D_n = 38 \times 2,5$ мм і виконані зі спіраль-но-навивним оребрением. Вважаємо, що оребрения виконується стрічкою 45×1 мм, крок ребер складає 30 мм, а площа $f = 0,93 \text{ м}^2/\text{м}$. Задаємося, що пристінні батареї збираються з шести трубних секцій батарей змієвикового типу СЗ.

По висоті кожної батареї визначаємо по дві секції типу СЗ з довжиною 4250 мм та висотою 960 мм. Площа поверхні кожної секції з кроком ребер 30 мм становить $27,1 \text{ м}^2$. Звідси, площа поверхні однієї батареї, що складається із двох секцій, дорівнює $54,2 \text{ м}^2$, а сумарна висота батареї – 1920 мм. Беручи до уваги довжину перегородок і стін завбачуємо розміщення в камері семи пристінних батарей $n_{\text{пр}}$: 3 біля зовнішньої північної стіни довжиною $l \approx 18,6$ м, 2 біля зовнішньої південної стіни довжиною $l \approx 18,6$ м, по 1 у західної і східної стін довжиною $l \approx 6,3$ м.

Параметри повітря в камері: $t_b = 3^\circ \text{C}$, $\varphi_b = 90\%$.

Теплове навантаження $Q_{\text{обл}}^{\text{охол}} = 104,85 \text{ кВт}$.

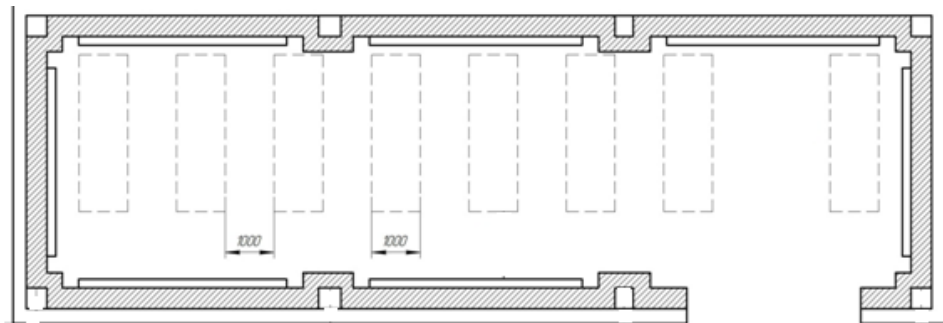


Рисунок 1.4 — Схема розташування охолоджуючих стельових і пристінних батарей

1.5.1 Сумарна площа теплопередаючої поверхні семи пристінних батарей $F_{\text{пр}}, \text{м}^2$.

$$F_{\text{пр}} = 54,2 \cdot 7 = 379,4 \text{ м}^2.$$

1.5.2. Знайдемо теплове навантаження на пристінні батареї $Q_{\text{об,пр}}$, кВт.

$$Q_{\text{об,пр}} = K_{\text{пр}} \cdot F_{\text{пр}} \cdot \Delta t \cdot 10^{-3}, \quad (1.30)$$

де $K_{\text{пр}}$ - коефіцієнт теплопередачі пристінних батарей, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ для секцій типу СЗ дорівнює 3,2 - 3,5 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, тоді вважаємо, що $K_{\text{пр}} = 3,35 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [8];

Δt — різниця між температурами повітря і холодоагенту, $^{\circ}\text{C}$, тобто

$$\Delta t = t_{\text{в}} - t_0 = 8^{\circ}\text{C},$$

$$t_0 = 3 - 8 = -5^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\text{ст}} = t_0 + 2 = -5 + 2 = -3^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t = t_{\text{в}} - t_{\text{ст}} = 3 - (-3) = 6^{\circ}\text{C}.$$

Звідси,

$$Q_{\text{об,пр}} = 3,35 \cdot 379,4 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 7,63 \text{ кВт}.$$

1.5.3. Визначимо теплове навантаження на стельові батареї $Q_{\text{об,ст}}$, кВт

$$Q_{\text{об,ст}} = Q_{\text{обл}}^{\text{охол}} - Q_{\text{об,пр}}, \quad (1.31)$$

$$Q_{\text{об,ст}} = 104,85 - 7,63 = 97,22 \text{ кВт}.$$

Беремо стелеві однорядні батареї, що складаються з двох одноколекторних (СК) і однієї середньої секції (СС).

1.5.4. Розрахуємо необхідну площу поверхні теплопередачі стельових батарей $F_{\text{ст}}, \text{м}^2$

$$F_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}} \cdot 10^3}{K_{\text{ст}} \cdot \Delta t}, \quad (1.32)$$

де $K_{\text{ст}}$ — коефіцієнт теплопередачі стельових однорядних оребрених батарей.

Приймаємо $K_{\text{ст}} = 6,195 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [1].

$$F_{\text{ст}} = \frac{97,22 \cdot 10^3}{6,195 \cdot 8} = 1961,7 \text{ м}^2.$$

1.5.5 Знайдемо довжину однієї стельової батареї $l_{\text{ст}}, \text{м}$

$$l_{\text{ст}} = n_1 \cdot l_{\text{ск}} + n_2 \cdot l_{\text{сс}}, \quad (1.33)$$

де n_1, n_2 — кількість відповідних секцій в батареї;

$l_{\text{ск}}, l_{\text{сс}}$ — довжина одноколекторних та середньої секцій, що дорівнюють 2,75 м та 4,25 м відповідно [1].

$$l_{\text{ст}} = 2 \cdot 2,75 + 1 \cdot 4,25 = 9,75 \text{ м}.$$

1.5.6 Площа поверхні теплопередачі однієї стельової батареї $f_{\text{ст}}, \text{м}^2$ становить

$$f_{\text{ст}} = n_1 \cdot f_{\text{ск}} + n_2 \cdot f_{\text{сс}}, \quad (1.34)$$

де $f_{\text{ск}}, f_{\text{сс}}$ - площа поверхонь теплопередачі одноколекторних і середньої секції, що відповідно дорівнюють 17,5 м^2 та 27 м^2 .

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$f_{\text{ст}} = 2 \cdot 17,5 + 1 \cdot 27 = 62 \text{ м}^2.$$

1.5.7 Обчислимо потрібну кількість стельових батарей

$$n_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{ст}}}{f_{\text{ст}}}, \quad (1.35)$$

$$n_{\text{ст}} = \frac{1961,7}{62} = 32.$$

1.5.8 Сумарна площа поверхні теплопередачі стельових і пристінних батарей F_0 , м^2 складає

$$F_0 = 379,4 + 1959,2 = 2338,6 \text{ м}^2.$$

1.5.9. Визначимо внутрішній об'єм одного метра труби охолоджуючих батарей $V_{\text{тр}}$, $\text{м}^3 / \text{м}$

$$V_{\text{тр}} = \frac{3,14 \cdot D^2}{4}, \quad (1.36)$$

де D - внутрішній діаметр труби, м, тобто

$$D = D_{\text{зовн}} - 2 \cdot \delta = 38 - 2 \cdot 2,5 = 33 \text{ мм} = 0,033 \text{ м}.$$

Звідси,

$$V_{\text{тр}} = \frac{3,14 \cdot 0,033^2}{4} = 0,855 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{м}}.$$

1.5.10 Довжина пристінних батарей (без врахування колекторів)

$$L_{\text{пр}} = \sum n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot l, \quad (1.37)$$

де n_1 — кількість батарей;

n_2 - кількість рядів труб в батареї

n_3 — кількість труб в одній батареї;

l — довжина однієї батареї, м.

$$L_{\text{пр}} = 7 \cdot 1 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 4,25 = 357 \text{ м},$$

де 2 — кількість однакових секцій в батареї.

Довжину стельових батарей обчислюємо аналогічно

$$L_{\text{ст}} = 32 \cdot 6 \cdot 1 \cdot 9,75 = 1872 \text{ м}.$$

1.5.11 Обчислимо внутрішній об'єм труб V , м^3

$$V = (L_{\text{пр}} + L_{\text{ст}}) V_{\text{тр}}, \quad (1.38)$$

$$V = (357 + 1872) \cdot 0,855 \cdot 10^{-3} = 1,906 \text{ м}^3.$$

1.5.12 Ємність батареї за холодоагентом G_a , т

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_a = V \cdot \eta_3 \cdot \rho_a, \quad (1.39)$$

де η_3 - норма заповнення охолоджуючих батарей рідким холодинним агентом в насосних схемах з нижньою подачею; $\eta_3 = 0,7$ [8];

ρ_a - густина холодоагенту, тобто $\rho_a \approx 0,66 \text{ т/м}^3$ [8].

$$G_a = 1,906 \cdot 0,7 \cdot 0,66 = 0,88 \text{ т.}$$

1.5.13 Розрахуємо металоємність охолоджуючих батарей G_M , т

$$G_M = G_{\text{пр}} + G_{\text{ст}} = n_{\text{пр}} n_2 m_{\text{сз}} + n_{\text{пот}} (n_1 m_{\text{ск}} + n_2 m_{\text{сс}}), \quad (1.40)$$

де n_2 – кількість секцій в пристінних батареях;

$m_{\text{сз}}$, $m_{\text{сс}}$, $m_{\text{ск}}$ – маса змійовикових, середніх, однокотекторних секцій батарей, кг, що відповідно дорівнюють $m_{\text{сз}}=162$ кг, $m_{\text{сс}}=162$ кг та $m_{\text{ск}}=110,6$ кг [1].

$$G_M = 7 \cdot 2 \cdot 162 + 32 \cdot (2 \cdot 110,6 + 1 \cdot 162) = 18,7456 \text{ кг} = 18,75 \text{ т.}$$

Металоємність та об'ємна ємність за холодоагентом системи охолодження, в якій використовуються гладкотрубні батареї, мають більші величини, ніж в системі охолодження, де застосовуються оребрені труби. Це є висновком з того, що оребрені труби мають меншу довжину, на відміну від гладких, оскільки необхідна площа теплопередачі компенсується оребренням.

Звідси, зменшимо довжину стельових батарей в 2 рази за рахунок оребрення і маємо: 4,875 м.

Отже, система охолодження, виконана з оребрених труб, економніша за витратами на будівництво з використанням дорогих суцільнотягнутих труб, а також за витратами холодоагенту.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

2 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ЦИКЛУ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Вихідні дані

Температура всередині камери- $t_{п. cx} = 3\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1].

Відносна вологість всередині камери - $\varphi_{п. cx} = 90\%$ [1].

Холодильний агент - аміак (NH_3).

Температура навколишнього повітря - $t_{нп} = 31\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Відносна вологість навколишнього середовища - $\varphi_{нп} = 70\%$ [3].

Теплове навантаження $Q_{обл}^{охол} = 104,85\text{ кВт}$.

2.2 Порівняння теоретичного та дійсного циклів холодильної машини

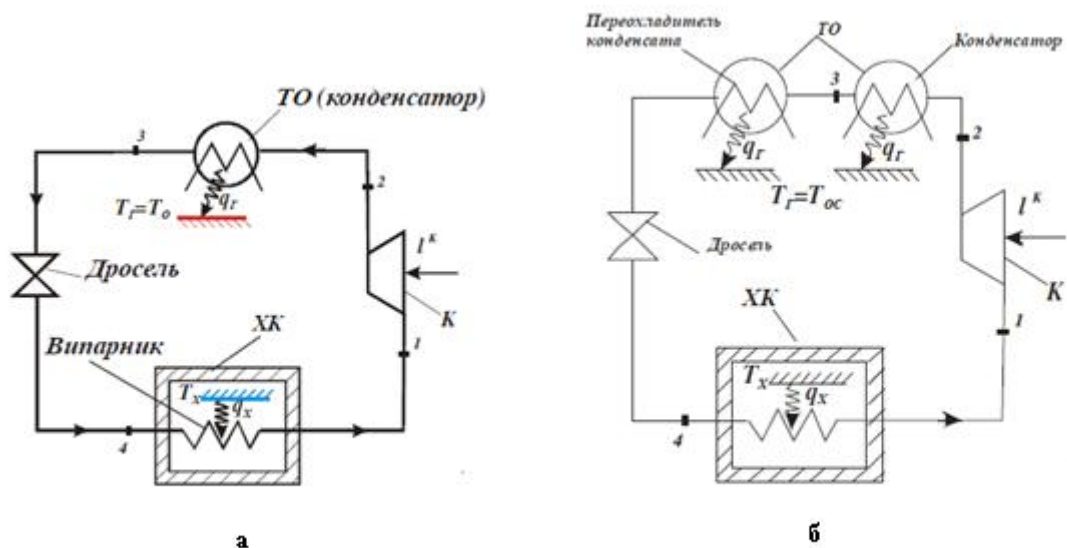
Відмінність дійсного циклу від теоретичного [9]:

1) У дійсному циклі, на відміну від теоретичного, процес в компресорі відбувається з тертям, тому параметри пари на виході з компресора в дійсному циклі будуть відповідати параметрам точки 2_i , а в теоретичному - точці 2_t . Вважаємо, що внутрішній ККД компресора менший, ніж $\eta_{oi}^K \leq 1$.

2) В реальних установках заміна детандера дроселем призводить до зменшення холодопродуктивності. У дійсних циклах для збільшення холодопродуктивності q_x при незмінній роботі циклу $l^u = l^k$: для збільшення ефективності даного циклу $\varepsilon = \frac{q_x}{l^k}$, зазвичай використовують переохолодження конденсату (холодильного агенту) після конденсатора на декілька градусів в додатковому теплообмінному апараті (переохолоджувачі). Вважаємо, що температура конденсації вище температури охолоджуючої води на виході з конденсатора на $(2...4)\text{ }^{\circ}\text{C}$ [1].

3) Оскільки вологий аміак не потрапляє в його пар, що всмоктуються компресором (т.1 на діаграмі $T-s$), то робота компресора є безпечнішою, а також це продовжує строк його служби. Тому пар аміаку, що теоретично має ступінь сухості $x = 1$ перегрівається щонайменша на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ від температури насичення у випарнику (точка 1) для одноступінчатих компресійних аміачних установок перед входом до компресору.

Враховуючи вище сказане, схеми циклової частини парокомпресійної холодильної установки теоретичного та дійсного процесів і схеми е/б циклу виглядають, як показано на рисунку 2.1 та рисунку 2.2 відповідно.



а - теоретичний цикл; б - дійсний цикл

Рис.2.1—Схема циклу парокомпресійної холодильної установки.

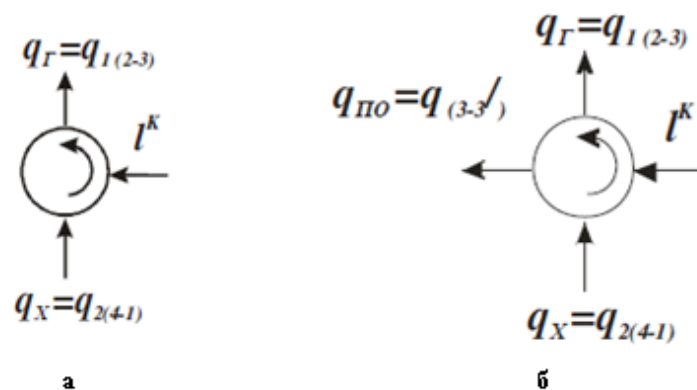


Рис.2.2—Схема е/б циклу парокомпресійної холодильної установки: а - теоретичний цикл; б - дійсний цикл

Дійсний цикл холодильної установки $1-1'-2_i-3-3'-4-1$ в Ts – координатах показано на рисунку 2.3.

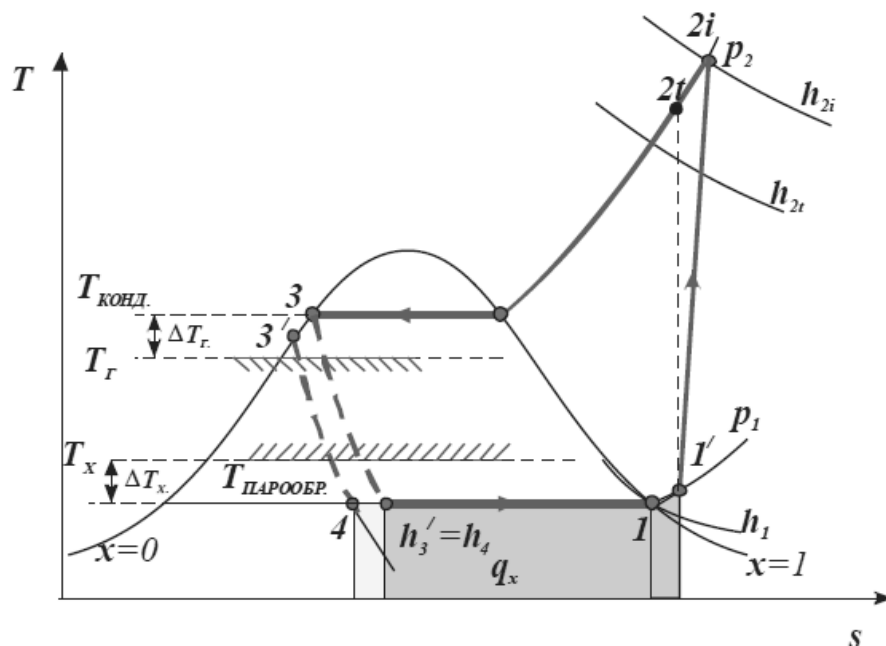


Рисунок 2.3 – Дійсний цикл холодильної установки в Ts – координатах.

Для побудови циклу $1-1'-2_i-3-3'-4-1$, що показано на рисунку 2.3 в Ts – координатах потрібно визначити:

- 1) температуру конденсації t_k холодильного агенту;
- 2) температуру кипіння t_0 холодильного агенту;
- 3) значення різниці температури перегріву пари перед стисненням в компресорі

$$\Delta t_{\text{пер}} = t_{1'} - t_1$$

- 4) значення різниці температури переохолодження конденсату після конденсатора

$$\Delta t_{\text{п.о.к.}} = t_3 - t_{3'}$$

2.3 Розрахунок параметрів в процесах циклу

2.3.1 Визначення температури кипіння холодильного агенту (аміаку (NH_3)).

Для розробки на розрахунок холодильної установки спершу необхідно визначити температуру кипіння холодоагенту у випарнику при заданих температурах холодоносія (наприклад, розсіл) та знайденому тепловому навантаженні, що напряду впливає на ефективність циклу. Чим менша різниця між температурою кипіння та середньої температурою холодоносія, тим холодильний коефіцієнт циклу ε матиме більше значення, що й визначає ефективність циклу. Отже, можна зробити висновок, що й електрична потужність $N_{\text{ел}}$ матиме менше значення при одній і тій же потужності даної холодильної установки.

При проектуванні холодильних установок з безпосереднім охолодженням аміачних холодильних машин, температуру кипіння холодоагенту в випарнику беремо на $(5...10)^\circ\text{C}$ нижче внутрішньої температури повітря в камері [1]:

$$t_0 = t_b - (5...10)^\circ\text{C}, \quad (2.1)$$

$$t_0 = 3 - 10 = -7^\circ\text{C}.$$

Звідси, з [10] $P_0 = 3,2807 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Вважаємо, що температура кипіння холодоагенту в випарнику нижча за середню температуру холодоносія на $4...6^\circ\text{C}$

$$t_0 = t_{\text{хн.сер}} - (4...6)^\circ\text{C}, \quad (2.2)$$

Перепад температур холодоносія у випарнику приймаємо в діапазоні температур $(2...4^\circ\text{C})$.

Беремо $\Delta t_{\text{хн}} = 4^\circ\text{C}$, тоді $t_{\text{хн2}} = -5^\circ\text{C}$, а $t_{\text{хн1}} = -1^\circ\text{C}$.

2.3.2 Визначення температури конденсації аміаку.

Чим менша різниця буде між температурою конденсації холодоагенту і температурою навколишнього середовища, тим більше буде коефіцієнт корисної дії циклу холодильної установки.

Вважаємо, що температура конденсації вище температури охолоджуючої води на виході з конденсатора на $(2...4)^\circ\text{C}$ [1].

З наступного рівняння коефіцієнту ефективності охолодження знайдемо температуру охолоджуючої води конденсатора:

$$\eta = \frac{t_w^{//} - t_w'}{t_w^{//} - t_m}, \quad (2.3)$$

де $t_w^{//}, t_w'$ - температури води відповідно на вході та на виході з охолоджувача.

Температуру мокрого термометра t_m знаходимо по температурі $t_{\text{нп}} = 31^\circ\text{C}$ і відносній вологості повітря $\varphi = 70\%$, за допомогою $h-d$ діаграми.

Звідси, $t_m = 25^\circ\text{C}$.

Отже, знаходимо температуру охолоджувальної води на вході в охолодник, $^\circ\text{C}$

$$t_w' = t_m + \frac{\Delta t_w}{\eta} - \Delta t_w, \quad (2.4)$$

де $\Delta t_w = t_w^{//} - t_w' = 4^\circ\text{C}$; $\eta = 0,4$ (для бризкального басейну) [6];

$$t_w' = 25 + \frac{4}{0,4} - 4 = 31^\circ\text{C}.$$

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Температура на виході з охолоджувача

$$t_w^{//} = \Delta t_w + t_w', \quad (2.5)$$

$$t_w^{//} = 31 + 4 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Розрахуємо температуру конденсації за формулою:

$$t_k = t_w^{//} + \theta_2. \quad (2.6)$$

де θ_2 знаходиться в діапазоні 3...5 $^\circ\text{C}$, тоді:

$$t_k = 35 + 4 = 39 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Звідси, з [10] $P_k = 15,128 \cdot 10^5$ Па.

2.3.3 Знаходження температури холодоагенту на виході з переохолоджувача.

Переохолодження аміаку роблять тільки для підвищення теплопоглинаючих властивостей випарника. Це відбувається за рахунок збільшення кількості вологи у вологій насиченій парі на початку випаровування.

Особливості переохолодження:

- більша витрата води на охолодження (але менша за витрату охолоджувальної води на конденсацію);
- більша витрату електроенергії на роботу насосів охолоджуючої води в зв'язку з силою тертя і підйомами на високі рівні).

Температура холодильного агента (аміаку) на виході з переохолоджувача вище температури охолоджуючої води на вході до нього на 2...4 $^\circ\text{C}$ [8].

$$t_{3n} = t_w' + 2 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.7)$$

$$t_{3n} = t_{3n} = 31 + 2 = 33 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.3.4 Розрахунок кількості ступеней компресору.

В залежності від ступеня встиснення в компресорі, визначаємо двоступеневу чи одноступіневу схему:

$$\pi = \frac{P_k}{P_0}, \quad (2.8)$$

$$\pi = \frac{15,128 \cdot 10^5}{3,2807 \cdot 10^5} = 4,61 < 8.$$

Приймаємо одноступінчасту схему [8].

2.3.5 Обчислення температури аміаку, що всмоктуються до компресору.

Перегрів пари здійснюється такими способами:

- 1) охолодження холодоносія;

2) регенерації холодоагента (теплопередача до пари відбувається в регенеративному теплообміннику при відводі тепла від теплоносія з більш високою температурою).

При цьому збільшується холодильна потужність циклу і потужність компресору, що використовується у даній установці. В аміачній холодильній установці будь-який перегрів пари негативно впливає на ефективність циклу. В зв'язку з цим приймемо найменший перегрів 5°C . На рисунку 2.3 показано процес перегріву пари 1'-1, що відбувається у випарнику. Звідси,

$$t_1 = t_0 + 5^{\circ}\text{C}, \quad (2.9)$$

$$t_1 = -7 + 5 = -2^{\circ}\text{C}.$$

А також обчислимо відносний внутрішній ККД компресора.

У реальному процесі при всмоктуванні пари, відбуваються необоротності в залежності від: перегріву пари та обміну теплом між холодоагентом та стінками циліндрів компресора тощо.

$\eta_{oi}^{\kappa} = \eta_i$ - відносний внутрішній ККД компресора.

η_{oi}^{κ} вказує на недосконалість роботи компресора порівняно з адіабатним ізентропним ($\Delta s = 0$) процесом у компресорі.

Визначимо індикаторний коефіцієнт всмоктування [11]:

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_0, \quad (2.10)$$

де λ_w - коефіцієнт підігріву (з рисунку 2.4: $\lambda_w = 0,92$);

b - коефіцієнт пропорційності, що враховує значення температури кипіння (для вертикальних поршневих аміачних компресорів $b = 0,001$);

t_0 - температура кипіння у випарнику.

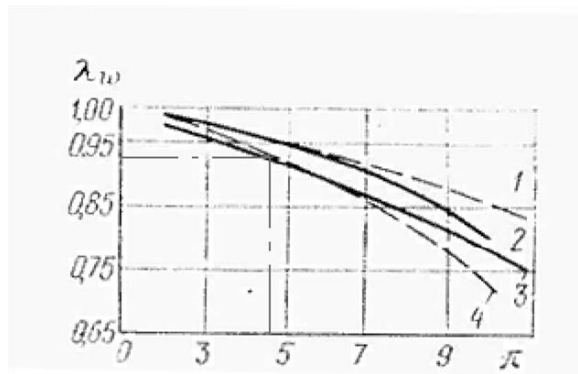


Рисунок 2.4—Залежність коефіцієнту підігріву від ступеня встиснення в компресорах П110 і П220 з зовнішнім приводом при роботі на аміаку

Звідси, $\eta_i = 0,92 - 0,001 \cdot 7 = 0,913$.

Отже, $\eta_i = \eta_{oi}^{\kappa} = 0,913$.

2.3.6 Розрахунок параметрів аміаку в усіх точках циклу

Для розрахунку параметрів будемо користуватися діаграмою $T-s$ для аміаку, що показано на рисунку 2.5.

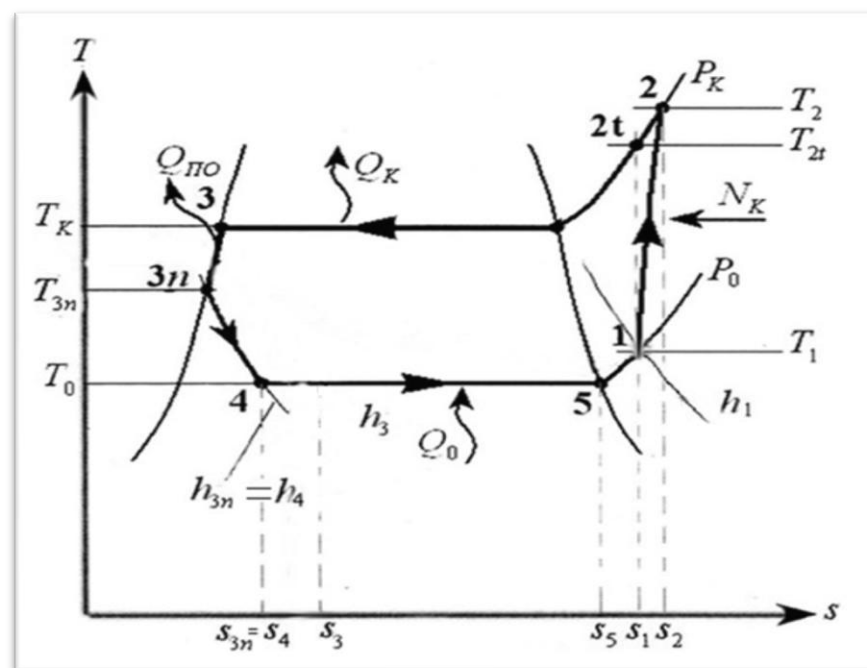


Рисунок 2.5—Зображення циклу холодоагенту в холодильній установці в координатах $T - s$

Цикл холодильної машини реалізується по закритому контуру:

- процес 1-2 в компресорі –стиснення парів;

- процес 2-2' в конденсаторі – зниження температури парів до температури насичення;

- процес 2'-3 – перехід пари в рідину при температурі і тиску конденсації;

- процес 3-3n в конденсаторі –переохолодження рідини;

- процес 3n-4 в терморегулюючому вентилі – дроселювання;

- процес 4-5 у випарнику – кипіння рідини;

- процес 5-1 –перегрів пари.

Для визначення параметрів аміаку використаємо діаграму p-h.

Відносні ентальпії холодоагенту:

Інші параметри хладоагенту:

$$h_1 = 1680 \text{ кДж/кг};$$

$$s_1 = s_{2t} = 9 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$h_{2t} = 1920 \text{ кДж/кг};$$

$$\nu_1 = 0,4 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2t} - h_1}{\eta_{oi}^k} = 1680 + \frac{1920 - 1680}{0,913};$$

$$t_{2t} = 108^\circ \text{C}; \quad t_2 = 118^\circ \text{C};$$

$$h_2 = 1942,9 \text{ кДж/кг};$$

$$s_2 = 8,97 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$h_3 = h' = 605 \text{ кДж/кг};$$

$$s_3 = s'(T_k) = 4,65 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$h_{3n} = 578 \text{ кДж/кг};$$

$$s_{3n} = 4,45 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$h'_4 = 380 \text{ кДж/кг};$$

$$x_4 = \frac{h_4 - h'_4}{h''_4 - h'_4} = \frac{605 - 397}{1673 - 397}$$

$$h_4 = h_3 = 605 \text{ кДж/кг};$$

$$x_4 = 0,174 \frac{\text{кг СНП}}{\text{кг ВНП}}$$

$$h_{4n} = h_{3n} = 570 \text{ кДж/кг};$$

$$s'_4 = 4,1 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$h_5 = h''_4 = 1673 \text{ кДж/кг};$$

$$s_5 = s''_4 = 8,95 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

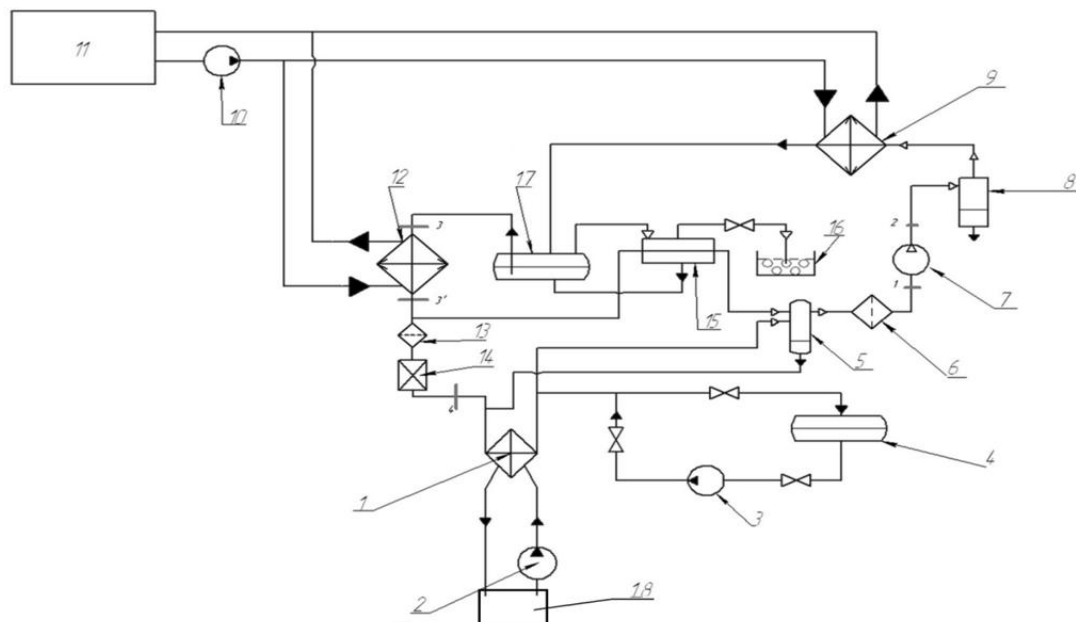
$$s_4 = s'_4 \cdot (1 - x_4) + s''_4 \cdot x_4 =$$

$$= 4,1 \cdot (1 - 0,174) + 8,95 \cdot 0,174$$

$$s_4 = 4,94 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Застосовуємо принципову технологічну схему компресійної аміачної холодильної установки(див. рисунок 2.6) враховуючи необхідне основне (компресор, випарник, конденсатор, бризкальний басейн) та допоміжне обладнання (маслозбірник, масловіддільник, фільтри-осушники, переохолоджувач рідини, лінійний та дренажний ресивер, відокремлювач повітря і відокремлювач рідини).

2.3.7 Схема аміачної холодильної установки з охолодженням проміжним холодоносієм



1—випарник 2—циркуляційний насос холодоносія (розсілу); 3—аміачний насос; 4—дренажний ресивер; 5—відокремлювач рідини; 6—фільтр пари аміаку; 7—компресор; 8—масловіддільник; 9—конденсатор; 10—циркуляційний насос охолоджуючої води; 11—водоохолоджувач (бризкальний басейн); 12—переохолоджувач аміаку; 13— фільтр рідкого аміаку; 14— дросель; 15— відокремлювач повітря; 16— резервуар з водою; 17— лінійний ресивер; 18 – холодильна камера.

Рисунок 2.6— Схема аміачної холодильної установки з охолодженням проміжним холодоносієм (розсілом CaCl_2).

У трубний простір горизонтального випарника затопленого типу 1 надходить проміжний холодоносіє (розсіл), а в міжтрубний - холодильний агент (аміак), що кипить. Насосами 2 і 3 розсіл та аміак відповідно подаються до випарника 1. У відокремлювач рідини поступає 5 суміш аміаку, що складається з пари та рідини.

Парова частина аміаку входить до компресора 7, а рідкий аміак – повертається у випарник. У компресорі тиск пари аміаку підвищується. Частинки масла, що стікають до маслосбірника (на рисунку не показано), вловлюються масловіддільником 8. Частина масла повертається в компресор для змащення його механізму. Циркуляційним насосом 10 охолоджуюча вода подається до конденсатора з бризкального басейну. Після 7 пара аміаку надходить до конденсатора 9. З бризкального басейну 11 охолоджуюча вода подається в труби горизонтального конденсатора. Сконденсований аміак надходить у лінійний ресивер 17. Після цього конденсат поступає до переохолоджувача 12, де частково охолоджується і одночасно перегріває пар аміаку.

Далі – у дренажний ресивер. Потім пар аміаку поступає в випарник і цикл повторюється.

2.3.8 Підбір холодоносія та розрахунок його параметрів

В якості розсолу найбільш розповсюдженим є розчин хлористого кальцію CaCl_2 . Для запобігання замерзання розсолу у випарнику, його концентрацію вибирають такою, щоб температура замерзання розсолу була нижче температури кипіння хладагенту (аміаку) [1]: $t_{\text{зам}} = t_0 - 8,7^\circ\text{C} = -7 - 8,7 = -15,7^\circ\text{C}$ [4].

Звідси, концентрація CaCl_2 : $\xi_{\text{CaCl}_2} = 18,9\%$; теплоємність CaCl_2 при -1°C :

$$c_p = 3,122 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}; \text{ при } -5^\circ\text{C}: c_p = 3,098 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}} \text{ [4].}$$

Параметри хладоносія:

$$h_{\text{хн1}} = c_p \cdot t'_{\text{хн}} = 3,122 \cdot (-1) = -3,122 \text{ кДж/кг}; \quad h_{\text{хн2}} = c_p \cdot t''_{\text{хн}} = 3,098 \cdot (-5) = -15,49 \text{ кДж/кг};$$

$$s_{\text{хн1}} = c_p \cdot \ln \frac{T'_{\text{хн}}}{T_0} = 3,122 \cdot \ln \frac{272}{266} = 69,6 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}; \quad s_{\text{хн2}} = c_p \cdot \ln \frac{T''_{\text{хн}}}{T_0} = 3,098 \cdot \ln \frac{268}{266} = 23,2 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

2.4 Обчислення характеристик в процесах циклу

2.4.1 Обчислимо питому роботу компресору, кДж/кг

$$l_k = h_2 - h_1, \quad (2.11)$$

$$l_k = 1942,9 - 1680 = 262,9 \text{ кДж/кг.}$$

2.4.2 Розрахуємо питому теплоту відведену в конденсаторі, кДж/кг

$$q_k = h_2 - h_3, \quad (2.12)$$

$$q_k = 1942,9 - 605 = 1337,9 \text{ кДж/кг.}$$

2.4.3 Знайдемо питому теплоту відведену в пере охолоджувачі, кДж/кг

$$q_{\text{по}} = h_3 - h_{3n}, \quad (2.13)$$

$$q_{\text{по}} = 605 - 570 = 35 \text{ кДж/кг.}$$

2.4.4 Розрахуємо питому теплоту пароутворення у випарнику, кДж/кг

$$q_0 = h_5 - h_4, \quad (2.14)$$

$$q_0 = 1673 - 605 = 1068 \text{ кДж/кг.}$$

Дійсний холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon = q_0 / l_k, \quad (2.15)$$

$$\varepsilon = 1068 / 262,9 = 4,06.$$

2.4.5 Зробимо перевірку на збіжність енергобалансу циклу

$$q_k + q_{\text{по}} = q_0 + l_k, \quad (2.16)$$

$$1337,9 + 35 = 1068 + 262,9,$$

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$1372,9 \approx 1330,9.$$

Звідси, похибка збіжності енергобалансу

$$\delta = \frac{(1372,9 - 1330,9)}{1372,9} \cdot 100 \% = 3,06 \% .$$

Отже, похибка є незначною.

2.4.6 Визначимо масову витрату аміаку, кг/с

$$G_0 = \frac{Q_0}{q_0}, \quad (2.17)$$

де Q_0 - максимальне теплове навантаження на компресор, кВт.

$$G_0 = \frac{84,94}{1068} = 0,08 \text{ кг/с.}$$

2.4.7 Розрахуємо об'ємну витрату холодоагента, що надходить до компресору, м³/с

$$V_0 = G_0 \cdot v_1, \quad (2.18)$$

$$V_0 = 0,08 \cdot 0,4 = 0,032 \text{ м}^3/\text{с.}$$

2.4.8 Витрата електроенергії компресору обчислюється за формулою

Спершу обчислимо $\eta_{\text{ел}}$ - електричний ККД, який для $\pi = 4,6$ становить $\eta_{\text{ел}} = 0,7$ [8].

$$N_{\text{ел}} = l_{\text{к}} \cdot G_0 / \eta_{\text{ел}}, \quad (2.19)$$

$$N_{\text{ел}} = 262,9 \cdot 0,08 / 0,7 = 30,046 \text{ кВт}$$

2.4.9 Визначимо теплове навантаження на конденсатор, кВт

$$Q_{\text{к}} = q_{\text{к}} \cdot G_0, \quad (2.20)$$

$$Q_{\text{к}} = 1337,9 \cdot 0,08 = 107,03 \text{ кВт}$$

2.4.10 Теплове навантаження на переохолоджувач розрахуємо за наступною формулою, кВт

$$Q_{\text{ПО}} = q_{\text{ПО}} \cdot G_0, \quad (2.21)$$

$$Q_{\text{ПО}} = 35 \cdot 0,08 = 2,8 \text{ кВт.}$$

2.4.11 Обчислимо масову витрату охолоджуючої води, кг/с

$$G_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{к}}}{C_p \cdot (t_{\text{в2}} - t_{\text{в1}})}, \quad (2.22)$$

де C_p - теплоємність води при середній температурі охолоджуючої води, кДж/кг · °С [12]:

$$t_{\text{в,сеп}} = \frac{t_{\text{в2}} + t_{\text{в1}}}{2}, \quad (2.23)$$

$$t_{\text{в,сеп}} = \frac{31 + 35}{2} = 33^{\circ} \text{C}.$$

Отже, $C_p = 4,174 \text{ кДж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$ [12].

Звідси,

$$G_{\text{охл}} = \frac{107,03}{4,174 \cdot (35 - 31)} = 6,41 \text{ кг/с}.$$

2.4.12 Розрахуємо об'ємну витрату охолоджуючої води, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{охл}} = G_{\text{охл}} \cdot v_{\text{в}} = \frac{G_{\text{охл}}}{\rho_{\text{в}}}, \quad (2.24)$$

$$V_{\text{охл}} = \frac{6,41}{994,65} = 6,44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

де $\rho_{\text{в}}$ - густина води при $t_{\text{в,сеп}} = 34^{\circ} \text{C}$, тобто $\rho_{\text{в}} = 994,65 \text{ кг/м}^3$ [12].

2.4.13 Масова витрата холодоносія $G_{\text{ХН}}$, кг/с

$$G_{\text{ХН}} = \frac{Q_0}{C_{p,\text{ХН}} \cdot (t'_{\text{ХН}} - t''_{\text{ХН}})}, \quad (2.25)$$

де $C_{p,\text{ХН}}$ - теплоємність холодоносія при його середній температурі, $\text{кДж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$

Обчислимо середню температуру холодоносія

$$t_{\text{ХН,сеп}} = \frac{t'_{\text{ХН}} + t''_{\text{ХН}}}{2}, \quad (2.26)$$

$$t_{\text{ХН,сеп}} = \frac{-1 - 5}{2} = -3^{\circ} \text{C}.$$

Звідси, $C_{p,\text{ХН}} = 3,11 \text{ кДж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$ [4].

Отже,

$$G_{\text{ХН}} = \frac{84,94}{3,11 \cdot (-1 - (-5))} = 6,83 \text{ кг/с}.$$

2.4.14 Визначимо об'ємну витрату холодоносія, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{ХН}} = G_{\text{ХН}} \cdot v_{\text{ХН}} = \frac{G_{\text{ХН}}}{\rho_{\text{ХН}}}, \quad (2.27)$$

де $\rho_{\text{ХН}}$ - густина холодоносія (розсолу). Температура не впливає на її значення, тому

$\rho_{\text{ХН}} = 1170 \text{ кг/м}^3$ [4].

$$V_{\text{ХН}} = \frac{6,83}{1170} = 5,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

3 РОЗРАХУНОК ОСНОВНОГО ОБЛАДНАННЯ

3.1 Компресор

3.1.1 Обчислення порівняльної холодильної потужності в специфікаційному режимі роботи компресору

Знайдемо холодопродуктивність холодильної установки при умовах специфікаційного режиму роботи компресора, кВт

$$Q_{0_{\text{ст}}} = Q_0 \frac{q_{v_{\text{ст}}} \cdot \lambda_{\text{ст}}}{q_v \cdot \lambda} = Q_0 \frac{q_{0_{\text{ст}}} \cdot \lambda \cdot v_1}{q_0 \cdot \lambda_{\text{ст}} \cdot v_{1_{\text{ст}}}}, \quad (3.1)$$

де $q_{v_{\text{ст}}}, q_v$ - питомі об'ємні теплові навантаження для специфікаційного та дійсного режимів роботи;

$\lambda_{\text{ст}}, \lambda$ - коефіцієнти подачі для специфікаційного та дійсного режимів роботи;

Специфікаційний режим для компресорів типу П110, П165 та П225 [4]:

$$t_0 = -15^\circ \text{C}; t_K = 30^\circ \text{C}; t_1 = -10^\circ \text{C}; t_{3\text{п}} = 25^\circ \text{C}.$$

Зробимо повний розрахунок теплової частини на прикладі дійсного режиму.

Знайдемо ентальпії за діаграмою **lg p - h**.

$$h_{1_{\text{ст}}} = 1675 \text{ кДж/кг}; h_{1_{\text{ст}}} = h_{4_{\text{ст}}}'' = 1660 \text{ кДж/кг};$$

$$h_{4_{\text{ст}}} = h_{3_{\text{ст}}} = 540 \text{ кДж/кг}; v_{1_{\text{ст}}} = 0,55 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Звідси, питома холодильна потужність для даного режиму, кДж/кг

$$q_{0_{\text{ст}}} = h_{1_{\text{ст}}} - h_{4_{\text{ст}}}, \quad (3.2)$$

$$q_{0_{\text{ст}}} = 1675 - 540 = 1135 \text{ кДж/кг}.$$

Знайдемо масову витрату холодоагента в специфікаційному режимі, кг/с

$$G_{0_{\text{ст}}} = \frac{Q_0}{q_{0_{\text{ст}}}}, \quad (3.3)$$

де $Q_0 = 84,94$ кВт - теплове навантаження.

$$G_{0_{\text{ст}}} = \frac{84,94}{1135} = 0,075 \text{ кг/с}.$$

Обчислимо об'ємну витрату холодоагента в специфікаційному режимі, м³/с

$$V_{0_{\text{ст}}} = G_{0_{\text{ст}}} \cdot v_{1_{\text{ст}}}, \quad (3.4)$$

$$V_{0_{\text{ст}}} = 0,075 \cdot 0,55 = 0,041 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Розрахуємо коефіцієнт подачі, що характеризує втрати виробничої спроможності компресору в дійсному циклі. Знайдемо його як добуток 4-х коефіцієнтів [4]:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{\text{др}} \cdot \lambda_{\omega} \cdot \lambda_{\text{пл}}, \quad (3.5)$$

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де λ_C – об’ємний коефіцієнт,

$\lambda_{op}, \lambda_w, \lambda_{nl}$ – коефіцієнти дроселювання, підігріву та густини.

$$\lambda_C = 1 - C \left[\left(\frac{P_H}{P_{BC}} \right)^{1/m} - 1 \right], \quad (3.6)$$

де C – відносний мертвий простір компресора ($C=0,04$) [4];

P_H, P_{BC} – тиски нагнітання та всмоктування, тобто $P_H \approx P_K, P_{BC} \approx P_0$;

m – показник політропи розширення (для аміачних компресорів $m=1,1$) [4].

$$\lambda_C = 1 - C(\pi^{1/m} - 1), \quad (3.7)$$

$$\lambda_C = 1 - 0,04 \cdot (4,61^{1/1,1} - 1) = 0,88.$$

Коефіцієнт дроселювання $\lambda_{op} = 0,95 \dots 1$. Вважаємо $\lambda_{nl} = 0,95$.

Коефіцієнти λ_w, λ_{nl} залежать від π . Для $\pi = 4,6$, маємо $\lambda_w = 0,93, \lambda_{nl} = 0,97$ [4].

Звідси, маємо

$$\lambda = 0,88 \cdot 0,93 \cdot 0,97 = 0,794.$$

Знайдемо ступінь стиснення:

$$\pi = \frac{P_{K_{cr}}}{P_{0_{cr}}} = \frac{11,753 \cdot 10^5}{2,32 \cdot 10^5} = 5,07.$$

Отже, при $\pi = 5,07$: $\lambda_w = 0,92, \lambda_{nl} = 0,957$.

Приймаємо коефіцієнт дроселювання $\lambda_{dp} = 0,95$.

Тоді об’ємний коефіцієнт дорівнює

$$\lambda_{C_{cr}} = 1 - C(\pi^{1/m} - 1), \quad (3.8)$$

$$\lambda_{C_{cr}} = 1 - 0,04(5,07^{1/1,1} - 1) = 0,865.$$

Тоді коефіцієнт подачі для специфікаційного режиму

$$\lambda_{cm} = 0,865 \cdot 0,95 \cdot 0,92 \cdot 0,957 = 0,723.$$

Маємо

$$Q_{0_{cr}} = Q_0 \frac{q_{0_{cr}} \cdot \lambda \cdot v_1}{q_0 \cdot \lambda_{cr} \cdot v_{1_{cr}}}, \quad (3.9)$$

$$Q_{0_{cr}} = 84,94 \cdot \frac{1135 \cdot 0,784 \cdot 0,4}{1068 \cdot 0,723 \cdot 0,55} = 72,097 \text{ кВт}.$$

3.1.2 Підбір компресорів

Нагнітальний та всмоктуючий колектори підбираються відповідно до компресора.

Вибираємо стандартний поршневий компресор типу П - 80 або W6FA Bitzer [13]. У таблиці 3.1 наведені характеристики компресорів.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Таблиця 3.1— Компресори холодильної установки

Марка компресора	Об'єм, що описують поршні V_h , м ³ /с	Холодильна потужність, Q_0 , кВт	Кількість циліндрів	Діаметр циліндрів, мм	Хід поршня, м	Частота обертання вала, об/с	Кількість, шт.
П - 80	0,0578	93	8	76	66	24	1
W6FA	0,0421	73,6	6	82	-	24	1

3.2 Розрахунок та проектування горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу

Проектування випарного апарата ґрунтується на визначенні площі поверхні теплообміну з рівняння теплопередачі

$$Q_0 = K \cdot F \cdot \theta_m^B, \quad (3.10)$$

де θ_m^B – середньологарифмічний температурний напір випарного апарата, який знаходиться з рисунка 3.1.

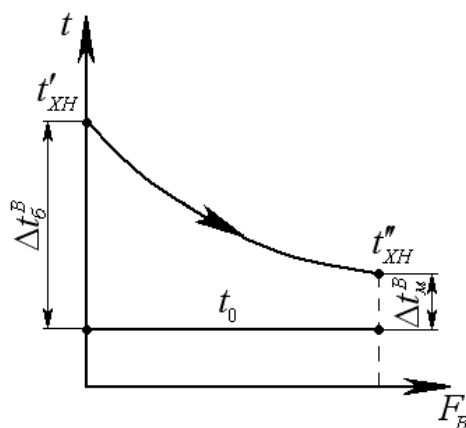


Рисунок 3.1 – Графік зміни температури холодильного агента та холодоносія вздовж теплообмінної поверхні

$$\theta_m^B = \frac{\Delta t_6^B - \Delta t_M^B}{\ln \frac{\Delta t_6^B}{\Delta t_M^B}}, \quad (3.11)$$

$$\text{де } \Delta t_6^B = t'_{XH} - t_0 = -1 - (-7) = 6 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M^B = t''_{XH} - t_0 = -5 - (-7) = 2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тоді

$$\theta_m^B = \frac{6-2}{\ln \frac{6}{2}} = 3,64 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Спершу визначимо коефіцієнт теплопередачі через внутрішню теплообмінну поверхню трубного пучка, кВт/(м²·°C)

$$K_{F_{\text{вн}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ХН}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{ХА}}} \cdot \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{нар}}}}, \quad (3.12)$$

де $\alpha_{\text{ХН}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від холодоносія до внутрішньої стінки труб, кВт/(м² · К);

$\alpha_{\text{ХА}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої стінки труб до холодоагенту, кВт/(м² · К);

$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – сума термічних опорів стінки труби. Беремо $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,1 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{кВт}$.

Вважаємо, що у випарнику гладкі труби з зовнішнім діаметром 25 мм та товщиною стінки 2 мм.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі $K_{F_{\text{вн}}}$ графоаналітичним методом.

3.2.1 Тепловий розрахунок

3.2.1.1 Розрахунок питомого теплового потоку, що надходить від холодоносія до стінки труби та віднесений до внутрішньої теплообмінної поверхні

Приймаємо:

$w_{\text{ХН}}$ – середня швидкість холодоносія, що становить 1,5 м/с;

$t_{\text{ст}} = -5 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура внутрішньої стінки при першому припущенні.

Тоді

$t_{\text{виз}} = 0,5 \cdot (t_{\text{ХН,сеп}} + t_{\text{ст}}) = 0,5 \cdot (-3 + (-5)) = -4 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура, для якої визначаємо

наступні параметри:

$\nu_{\text{ХН}} = 2,864 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda_{\text{ХН}} = 0,5384 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\text{Pr}_{\text{ХН}} = 19,28$; $\text{Pr}_{\text{ст}} = 19,8$ [4].

Звідси, число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{ХН}} = \frac{w_{\text{ХН}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{ХН}}}, \quad (3.13)$$

$$\text{Re}_{\text{ХН}} = \frac{1,5 \cdot 0,021}{2,864 \cdot 10^{-6}} = 10999 > 10000$$

Отже, маємо турбулентний режим.

Підраховуємо число Нусельта [14, 15]:

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Nu_{XH} = 0,021 \cdot Re_{XH}^{0,8} \cdot Pr_{XH}^{0,43} \cdot (Pr_{XH}/Pr_{CT})^{0,25}, \quad (3.14)$$

$$Nu_{XH} = 0,021 \cdot (10999)^{0,8} \cdot (19,28)^{0,43} \cdot (19,28/19,8)^{0,25} = 127,36.$$

Тоді

$$\alpha_{XH} = \frac{Nu_{XH} \cdot \lambda_{XH}}{d_{BH}}, \quad (3.15)$$

$$\alpha_{XH} = \frac{127,36 \cdot 0,5384}{0,021} \cdot 10^{-3} = 3,27 \text{ кВт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Звідси, питомий тепловий потік від холодоносія до внутрішньої стінки труби, кВт/м²

$$q_{S,F_{BH}} = \frac{\theta_S}{\frac{1}{\alpha_{XH}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (3.16)$$

$$\text{де } \theta_S = t_{XH,сер} - t_{CT} = -3 - (-5) = 2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$q_{S,F_{BH}} = \frac{2}{\frac{1}{3,27} + 0,10} = 4,93 \text{ кВт/м}^2.$$

Для визначення характеристики залежності $q_{S,F_{BH}} = f(\theta_S)$ розглянемо друге значення середньої температури внутрішньої стінки труби $t_{CT} = -3 \text{ } ^\circ\text{C}$. Звідси, маємо, що $\theta_S = t_{XH,сер} - t_{CT} = -3 - (-3) = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$, тому $q_{S,F_{BH}} = 0 \text{ кВт/м}^2$.

Оскільки функція $q_{S,F_{BH}} = f(\theta_S)$ є лінійною, то за двома точками будуємо пряму в координатах $q - \theta$.

3.2.1.2 Розрахунок питомого теплового потоку, що надходить від стінки труби до холодоагенту, що відноситься до внутрішньої теплообмінної поверхні

Знайдемо тепловий потік використавши емпіричну формулу для кипіння аміаку в міжтрубному просторі випарника затопленого типу, кВт/м²

$$q_a = 580 \cdot \theta_a^{1,67} \cdot \frac{F_{30B}}{F_{BH}} = 580 \cdot \theta_a^{1,67} \cdot \frac{d_{30B}}{d_{BH}}, \quad (3.17)$$

$$\text{де } \theta_a = t_{CT} - t_0.$$

Оскільки $q_a = f(\theta_a)$ є нелінійною функцією, то визначимо θ_a для декількох точок. Дані зведемо в таблицю 3.2.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2— Залежність $q_a = f(\theta_a)$

$\theta_a, ^\circ\text{C}$	1	2	3	4	5
$q_a = f(\theta_a), \text{кВт/м}^2$	0,690	2,197	4,325	6,992	10,149

3.2.1.3 Розрахунок питомого теплового потоку від розсолу до аміаку

Знайдемо шукане питоме навантаження знайдемо як точку перетину $q_{S, F_{BH}} = f(\theta_S)$ і $q_a = f(\theta_a)$, що показано на рисунку 3.2.

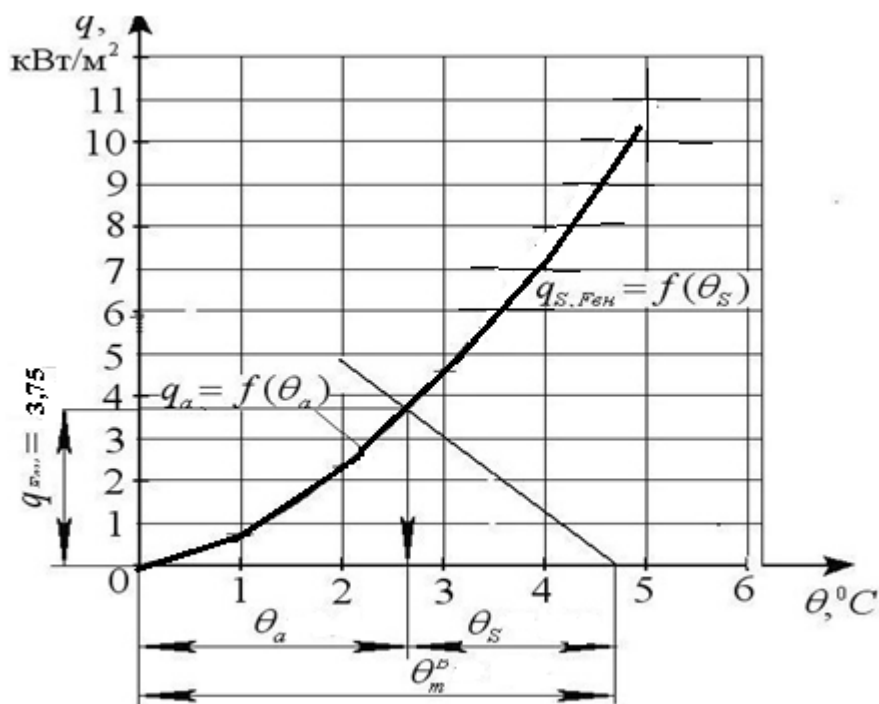


Рисунок 3.2—Графіки залежності $q_{F_s} = f(t_{cm})$ та $q_{F_{BH}} = f(t_{cm})$

З [6] орієнтовне значення питомого теплового потоку становить 3,5 кВт/м². З графіку знайдемо питомий тепловий потік $q_{F_{BH}} = 3,75 \text{ кВт/м}^2$, тому значення з графіку визначили вірно.

3.2.1.4 Визначимо коефіцієнт теплопередачі, , кВт/(м²·°C)

$$K_{F_{BH}} = \frac{q_{F_{BH}}}{\theta_m^B}, \quad (3.18)$$

$$K_{F_{BH}} = \frac{3,75}{3,64} = 1,03 \text{ кВт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

3.2.2 Конструктивний розрахунок

Беремо розміщення труб на площині трубної решітки - по периметрам правильних шестикутників.

3.2.2.1 Теплове навантаження розраховується

$$Q_0 = q_{F_{BH}} \cdot F_{BH}, \quad (3.19)$$

Звідки маємо площу внутрішньої поверхні теплообміну випарника, m^2

$$F_{BH} = \frac{Q_0}{q_{F_{BH}}}, \quad (3.20)$$

$$F_{BH} = \frac{84,94}{3,75} = 22,65 \text{ м}^2.$$

3.2.2.2 Розрахуємо крок труб в трубній решітці, м

$$S \geq 1,3d_{\text{зов}}, \quad (3.21)$$

$$S = 1,3 \cdot 0,025 = 0,0325 \text{ м}.$$

Тоді кількість труб, що розміщуються по діагоналі зовнішнього шестикутника:

$$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{BH} / (d_{BH} / kS)}, \quad (3.22)$$

де k - відношення довжини труб до діаметру випарника, що становить 5 ... 7.

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{22,65}{0,021 \cdot 7 \cdot 0,0325}} = 13 \text{ штук}.$$

3.2.2.3 Знайдемо внутрішній діаметр корпусу випарника, мм

$$D_{BH}^B = m \cdot s, \quad (3.23)$$

$$D_{BH}^B = 13 \cdot 32,5 = 422,5 \text{ мм}.$$

3.2.2.4 Визначаємо довжину труб, мм

$$l = k \cdot D, \quad (3.24)$$

$$l = 7 \cdot 422,5 = 2957,5 \text{ мм}.$$

Отже, довжина однієї труби $l = 3 \text{ м}$.

3.2.2.5 Загальна кількість труб

$$l = \frac{F_{BH}}{\pi \cdot d_{BH} \cdot l}, \quad (3.25)$$

$$l = \frac{22,65}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 3} = 115 \text{ штук}.$$

3.2.2.6 Необхідна кількість труб в одному ході:

$$n_1 = \frac{4V_o}{\pi \cdot d_{BH}^2 w}, \quad (3.26)$$

$$n_1 = \frac{4 \cdot 0,00584}{3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 1,5} = 12 \text{ штук}.$$

Звідси, кількість ходів у випарнику дорівнює:

$$z = n / n_1 = 115 / (12 \cdot 3) = 4, \quad (3.27)$$

де 3 - кількість рядів.

Приймаємо 4 ходи [6].

3.2.2.7 Товщина стінки кожуха випарника, м

$$\delta_{ст}^B = \frac{P_0 \cdot D_B}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{доп} - P_0} + c, \quad (3.28)$$

де P_0 – тиск у випарному апараті, МПа;

D_B – внутрішній діаметр корпуса, м;

φ – коефіцієнт міцності зварного шву. Беремо 0,8;

c – поправка на корозію.

Швидкість корозії: $W_{кор}=0,3$ мм/рік;

Період експлуатації випарника: $\tau=15$ років.

Тоді $c = W_{кор} \cdot \tau = 0,3 \cdot 15 = 5$ мм.

$P_0 = 0,317$ МПа.

$\sigma_{доп}$ – допустимий надлишковий тиск. Приймаємо 200 МПа;

Отже, товщина стінки корпуса теплообмінника

$$\delta_{ст}^B = \frac{0,32807 \cdot 10^6 \cdot 0,4222}{2 \cdot 0,8 \cdot 200 \cdot 10^6 - 0,32807 \cdot 10^6} + 0,005 = 5,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Отже, вважаємо, що $\delta_{ст}^B = 6$ мм.

Конструкція горизонтальний кожухотрубного випарника затопленого типу наведена на рисунку 3.3.

З [6] обираємо стандартний горизонтальний кожухотрубний аміачний випарний апарат конструкції ИКТ-40. Оскільки даний апарат використовується для площі $40,7 \text{ м}^2$ і кількості труб 216 штук, то більш вигідним варіантом буде сконструювати апарат, що відповідає площі теплообмінної поверхні $20,65 \text{ м}^2$ та кількості труб 115 штук.

3.3 Розрахунок та підбір горизонтального кожухотрубного конденсатора

Конструктивний розрахунок випарного апарата ґрунтується на знаходженні площі поверхні теплообміну з рівняння теплопередачі

$$Q_0 = K_{FВН}^K \cdot F_{ВН}^K \cdot \theta_m^K, \quad (3.29)$$

де θ_m^K – середньологарифмічний температурний напір у конденсаторі.

Знайдемо середньологаріфмічний температурний напі

$$\theta_m^K = \frac{\Delta t_6^K - \Delta t_m^K}{\ln \frac{\Delta t_6^K}{\Delta t_m^K}}, \quad (3.30)$$

$$\text{де } \Delta t_6^K = t_K - t_{b1} = 39 - 31 = 8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_m^K = t_K - t_{b2} = 39 - 35 = 4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Звідси, маємо

$$\theta_m^K = \frac{8-4}{\ln \frac{8}{4}} = 5,77 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Спершу знаходимо коефіцієнт теплопередачі через поверхню теплообміну, віднесений до внутрішньої поверхні трубного пучка, кВт/(м²·°C)

$$K_{F_{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_6} + \sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{зоб,i}}{d_{вн,i}} + \frac{1}{\alpha_{XA}} \cdot \frac{F_{вн}}{F_{нар}}}}, \quad (3.31)$$

де α_6 – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труб до охолоджуючої води, кВт/(м² · K);

α_{XA} – коефіцієнт тепловіддачі від холодоагента до зовнішньої стінки труб, кВт/(м² · K);

$\sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{зоб,i}}{d_{вн,i}}$ – сума термічних опорів стінки труби та всіх забруднень. Приймаємо

$$\sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{зоб,i}}{d_{вн,i}} = 0,0006 \text{ м}^2 \cdot \text{K/Вт} [16].$$

Беремо у конденсаторі гладкі труби з зовнішнім діаметром 57 мм та товщиною стінки 3,5 мм.

Визначимо коефіцієнт теплопередачі $K_{F_{вн}}$ графоаналітичним методом.

3.3.1 Тепловий розрахунок

3.3.1.1 Розрахунок питомого теплового потоку від холодоагента до стінки труби віднесеного до внутрішньої теплообмінної поповерхні трубного пучка

Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони пари аміаку, що конденсується на стінках горизонтальних труб, кВт/(м² · K)

$$\alpha_a = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{вн} \theta_a}} = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{вн}}} \cdot \theta_a^{-0,25}, \quad (3.32)$$

де $\mu = 12,2 \cdot 10^{-5}$ Па·с; $\lambda = 0,4379$ Вт/(м · К); $\nu = 0,2104 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\Delta i = q_k = 1337,9$ кДж/кг; $\rho = 580,97$ кг/м³ – теплофізичні параметри насиченої рідини аміаку, знайдені за температурою конденсації [4].

З [16] $q_a = \alpha_a \theta_a$, тоді маємо, що

$$q_a = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu d_{\text{вн}}}} \cdot \theta_a^{0,75} = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{1337,9 \cdot 10^3 \cdot 580,97^2 \cdot 0,4379^3 \cdot 9,81}{0,000122 \cdot 0,05}} \cdot \theta_a^{0,75},$$

$$\text{тоді } q_a = 11440 \cdot \theta_a^{0,75}.$$

Отже, виходячи з формули, $q_a = f(\theta_a)$ є нелінійною функцією, тому розрахуємо питомий тепловий потік для декількох точок $\theta_a = t_K - t_{\text{ст}}$. Дані зведемо до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 — Залежність $q_a = f(\theta_a)$

$\theta_a, ^\circ\text{C}$	0,5	0,75	1	1,5	2
$q_a = f(\theta_a), \text{кВт/м}^2$	6802,3	9220	11440	15505	19240

3.3.1.2 Обчислення питомого теплового потоку від внутрішньої стінки трубки до охолоджуючої води

Розрахуємо визначальну температуру: $t_{\text{виз}} = 0,5 \cdot (t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}) = 0,5 \cdot (31 + 35) = 33 ^\circ\text{C}$, для якої знаходимо теплофізичні параметри охолоджуючої води [4]:

$$\nu_{\text{в}} = 0,761 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \mu_{\text{в}} = 757,04 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}; \lambda_{\text{в}} = 0,6165 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); \text{Pr}_{\text{в}} = 5,123.$$

Визначимо число Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{в}} = \frac{w \cdot d}{\nu}, \quad (3.33)$$

$$\text{Re}_{\text{в}} = \frac{1 \cdot 0,05}{0,761 \cdot 10^{-6}} = 6,57 \cdot 10^4 > 10^4$$

Отже, маємо турбулентний режим течії.

Розрахуємо число Нусельта для турбулентного режиму руху

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} \cdot \varepsilon_l, \quad (3.34)$$

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,021 \cdot (6,57 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 5,123^{0,43} \cdot 1 = 302,95.$$

Звідси, коефіцієнт тепловіддачі, кВт/(м²·К)

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{\text{Nu}_{\text{в}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{тр}}}, \quad (3.35)$$

$$\alpha_B = \frac{302,95 \cdot 0,6165}{0,05} = 3735,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Питомий тепловий потік від охолоджуючої води до внутрішньої стінки труби, Вт/м²

$$q_{S,FBH} = \frac{\theta_S}{\frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{1}{2\pi\lambda_i} \ln \frac{d_{30B,i}}{d_{BH,i}}}, \quad (3.36)$$

$$q_{S,FBH} = \frac{5,77}{\frac{1}{3735,4} + 0,0006} = 6649,7 \text{ Вт/м}^2.$$

де $\theta_S = t_{ст} - t_{в,сер}$ – прийняте перше значення середнього температурного напору.

Для визначення характеристики залежності $q_{S,FBH} = f(\theta_S)$ розглянемо друге значення температури - 0 °С. Звідси, маємо, що питомий тепловий потік $q_{S,FBH} = 0 \text{ кВт/м}^2$.

Оскільки функція $q_{S,FBH} = f(\theta_S)$ є лінійною, то за двома точками будемо пряму в координатах $q - \theta$.

3.3.1.3 Знаходження питомого теплового потоку від аміаку до охолоджуючої води, що відноситься до внутрішньої поверхні теплообміну

Знайдемо шукане питоме навантаження знайдемо як точку перетину $q_{S,FBH} = f(\theta_S)$ і $q_a = f(\theta_a)$, що показано на рисунку 3.3.

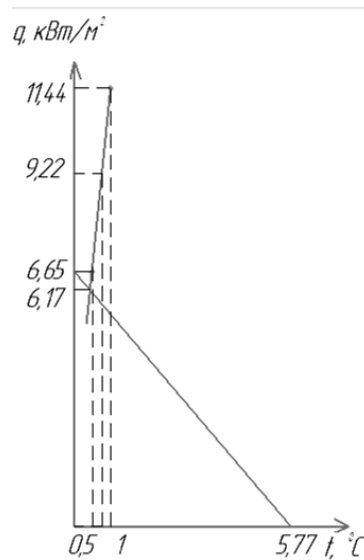


Рисунок 3.3 —Графіки залежності $q_{F_s} = f(t_{cm})$ та $q_{FBH} = f(t_{cm})$

Отже, $q_{FBH} = 6,17 \text{ кВт/м}^2$.

3.3.1.4 Коефіцієнт теплопередачі віднесений до внутрішньої поверхні теплообміну, кВт/(м²·°C)

$$K_{F_{\text{вн}}} = \frac{q_{F_{\text{вн}}}}{\theta_m^K}, \quad (3.37)$$

$$K_{F_{\text{вн}}} = \frac{6,17}{5,77} = 1,07 \text{ кВт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

3.3.2 Конструктивний розрахунок

Приймаємо розміщення труб на площині трубної решітки - по периметрам правильних шестикутників.

3.3.2.1 Теплове навантаження розраховується

$$Q_K = q_{F_{\text{вн}}} \cdot F_{\text{вн}}, \quad (3.38)$$

Звідки маємо площу внутрішньої поверхні теплообміну випарника, м²

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_K}{q_{F_{\text{вн}}}}, \quad (3.39)$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{107,03}{6,17} = 17,35 \text{ м}^2.$$

3.3.2.2 Розрахуємо крок труб в трубній решітці, м

$$S \geq 1,3d_{\text{зов}}, \quad (3.40)$$

$$S = 1,3 \cdot 0,057 = 0,0741 \text{ м}.$$

Тоді кількість труб, що розміщуються по діагоналі зовнішнього шестикутника:

$$m = 0,75 \sqrt[3]{F_{\text{вн}} / (d_{\text{вн}} / kS)}, \quad (3.41)$$

де k - відношення довжини труб до діаметру випарника, що становить 5 ... 7.

$$m = 0,75 \sqrt[3]{\frac{17,35}{0,057 \cdot 6 \cdot 0,0741}} = 7 \text{ штук}.$$

3.3.2.3 Знайдемо внутрішній діаметр корпусу випарника, мм

$$D_{\text{вн}}^B = m \cdot s, \quad (3.42)$$

$$D_{\text{вн}}^B = 7 \cdot 74,1 = 518,7 \text{ мм}.$$

3.3.2.4 Визначаємо довжин труб, мм

$$l = k \cdot D, \quad (3.43)$$

$$l = 6 \cdot 518,7 = 3112,2 \text{ мм}.$$

Отже, довжина однієї труби $l = 3 \text{ м}$.

3.3.2.5 Загальна кількість труб

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$l = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l}, \quad (3.44)$$

$$l = \frac{17,35}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 3} = 37 \text{ штук.}$$

3.3.2.6 Необхідна кількість труб в одному ході:

$$n_1 = \frac{4V_o}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 w}, \quad (3.45)$$

$$n_1 = \frac{4 \cdot 0,00644}{3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 1} = 4 \text{ штук.}$$

Звідси, кількість ходів у випарнику дорівнює:

$$z = n / n_1 = 37 / 4 = 9,25. \quad (3.46)$$

Приймаємо 8 ходів [6].

3.3.2.7 Товщина стінки кожуха конденсатора, м

$$\delta_{\text{ст}}^{\text{В}} = \frac{P_{\text{К}} \cdot D_{\text{К}}}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{доп}} - P_{\text{К}}} + c, \quad (3.47)$$

де P_0 – тиск у випарному апараті, МПа;

D_B – внутрішній діаметр корпусу, м;

φ – коефіцієнт міцності зварного шву. Беремо 0,8;

c – поправка на корозію.

Швидкість корозії: $W_{\text{кор}}=0,3$ мм/рік;

Період експлуатації випарника: $\tau=15$ років.

Тоді $c = W_{\text{кор}} \cdot \tau = 0,3 \cdot 15 = 5$ мм.

$P_{\text{К}} = 15,128$ МПа.

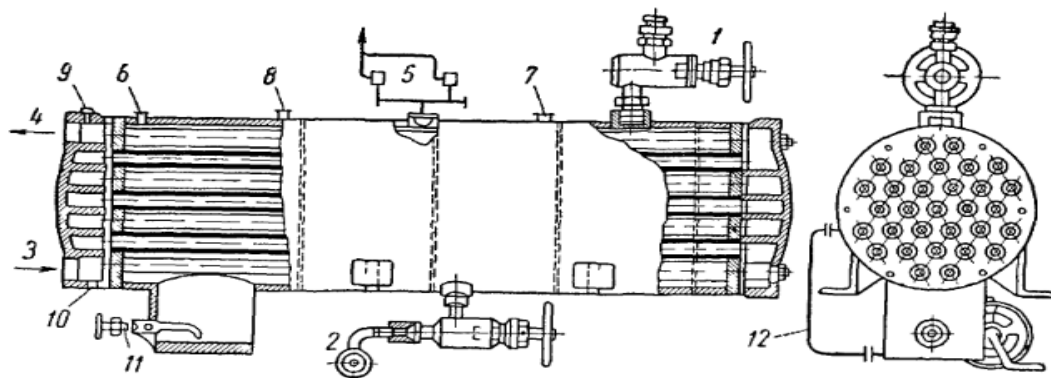
$\sigma_{\text{доп}}$ – допустимий надлишковий тиск. Беремо 200 МПа;

Отже, товщина стінки корпусу конденсатора

$$\delta_{\text{ст}}^{\text{К}} = \frac{1,5128 \cdot 10^6 \cdot 0,5187}{2 \cdot 0,8 \cdot 200 \cdot 10^6 - 1,5128 \cdot 10^6} + 0,005 = 7,46 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Отже, беремо товщину стінки 8 мм.

Конструкція горизонтального кожухотрубного аміачного конденсатора наведена на рисунку 3.4.



1— патрубок для входу парів аміаку; 2— патрубок для виходу рідкого аміаку; 3— патрубок для входу води; 4 - патрубок для виходу води; 5 — триходовий запірний вентиль з двома запобіжними клапанами; 6 — патрубок для встановлення манометра; 7 — патрубок для приєднання зрівнюючої лінії від ресивера; 8 — вихід повітря до відділювача повітря; 9 — випуск повітря; 10 — випуск води; 11 - випуск масла; 12 - показчик рівня [17].

Рисунок 3.4 — Горизонтальний кожухотрубний аміачний конденсатор

З ряду стандартних конденсаторів вибираємо один горизонтальний кожухотрубний конденсатор типу КТГ-40.

3.4 Розрахунок бризкального басейну

3.4.1 З [1] коефіцієнт ефективності - 0,4.

3.4.2 За допомогою $h-d$ -діаграми по $\varphi_n = 70\%$ і $t_{\text{нп}} = 31^\circ\text{C}$ знайдемо температуру за мокрим термометром $t_m = 25^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру охолоджуючої води на виході з охолоджувача (бризкального басейну) з рівняння ефективності охолоджувача, $^\circ\text{C}$

$$t_w'' = \frac{t_w'' - t_w'}{\eta} + t_m, \quad (3.48)$$

де $\Delta t_w = t_w'' - t_w' = 35 - 31 = 4^\circ\text{C}$;

$$t_w'' = \frac{4}{0,4} + 25 = 35^\circ\text{C}.$$

3.4.3 Розрахуємо температуру охолоджуючої води на вході в охолоджувач, $^\circ\text{C}$

$$t_w' = t_w'' - \Delta t_w, \quad (3.49)$$

$$t_w' = 35 - 4 = 31^\circ\text{C}.$$

3.4.4 Знаходимо температуру конденсації, $^\circ\text{C}$

$$t_k = t_{w2} + 4, \quad (3.50)$$

$$t_k = 35 + 4 = 39^\circ\text{C}.$$

3.4.5 Визначаємо витрату охолоджуючої води, кг/с

$$V_w = \frac{Q_K}{C_v \cdot \rho_w \cdot \Delta t_w}, \quad (3.51)$$

$$V_w = \frac{107,03}{4,174 \cdot (35 - 31) \cdot 994,65} = 0,00644 \text{ кг / с.}$$

3.4.6 Знайдемо площу поперечного перерізу, м²

$$F_{\text{п.пер.}} = \frac{Q_K}{q_F}, \quad (3.52)$$

де q_F - питоме теплове навантаження, що лежить в діапазоні 2,5...6,5 Вт/м²·К [6].

$$F_{\text{п.пер.}} = \frac{107,03}{4,5} = 23,784 \text{ м}^2.$$

3.4.7 Розрахуємо питоме гідравлічне навантаження, м³/(м² · °С)

$$H_w = \frac{V_w}{F_{\text{п.пер.}}}, \quad (3.53)$$

$$H_w = \frac{0,00644}{23,784} = 2,7077 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

3.4.8 Визначимо кількість форсунок

$$n_\Phi = \frac{V_w}{g_\Phi}, \quad (3.54)$$

де g_Φ - продуктивність однієї форсунки, що залежить від діаметру отвору лиття води перед форсункою. З [6] дана велечина знаходиться у діапазоні 1,4...1,7 м³/с. Тоді маємо:

$$n_\Phi = \frac{0,00644}{1,55 \cdot 10^{-3}} = 4,1548 \approx 5 \text{ форсунок.}$$

4 ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРА ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНОГО ШАРУ ТРУБОПРОВІДІВ ХОЛОДОНОСІЯ

4.1 Розрахунок діаметра трубопроводів

Знаходимо діаметр трубопроводу, по якому рухається холодоносіє.

Використаємо рівняння суцільності

$$V_{\text{XH}} = S \cdot w_{\text{XH}}, \quad (4.1)$$

де $V_{\text{XH}} = 0,00584 \text{ м}^3/\text{с}$ - об'ємна витрата холодоносія;

w_{XH} - середня швидкість холодоносія. Приймаємо $1,5 \text{ м/с}$.

S – площа поперечного перерізу трубопроводу, м^2 .

$$S = \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4}, \quad (4.2)$$

Звідси,

$$V_{\text{XH}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2}{4} \cdot w_{\text{XH}}, \quad (4.3)$$

І маємо

$$d_{\text{тр}} = 2 \sqrt{\frac{V_{\text{XH}}}{\pi \cdot w_{\text{XH}}}}, \quad (4.4)$$

$$d_{\text{тр}} = 2 \sqrt{\frac{5,84 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,0704.$$

Даний трубопровід відповідає електрозварній сталевій трубі з розмірами $d_3/d_{\text{BH}} = 83/77 \text{ мм/мм}$.

4.2 Розрахунок товщини ізоляції

З [18] знаходимо, що холодильні трубопроводи зовнішнім діаметром $0,083 \text{ м}$ ізолювані шкарлупами типу СК з пінополістиролу.

Мінімальну товщину ізоляції трубопроводу знаходимо з рівняння

$$\frac{d_{\text{із}}}{d_{3.\text{тр}}} \ln \frac{d_{\text{із}}}{d_{3.\text{тр}}} = \frac{2\pi\lambda_{\text{із}}}{\alpha_{\text{H}} d_{3.\text{тр}}} \left(\frac{t_{\text{H}} - t_0}{t_{\text{H}} - t_{\text{р}}} - 1 \right), \quad (4.5)$$

де $t_{\text{H}} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура навколишнього середовища, по якому проходить трубопровід;

$t_{\text{BX}} = -5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{ВХ}} = -1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температури холодоносія, який проходить по трубопроводу, на вході та на виході з холодильної камери;

$t_{\text{р}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура точки роси навколишнього повітря (при $t_{\text{H}} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і $\varphi_{\text{H}} = 70 \text{ \%}$);

$\alpha_{\text{H}} = 7 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт тепловіддачі від навколишнього повітря до зовнішньої поверхні трубопроводу [19];

$\lambda_{\text{із}} = 0,038 \text{ Вт/ (м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності пінополістиролу [4].

Розрахунок товщини трубопроводу на вході в холодильну камеру.

Розрахуємо спершу праву частину

$$\frac{2\pi\lambda_{\text{із}}}{\alpha_{\text{н}}d_{\text{з.тр}}}\left(\frac{t_{\text{н}}-t_0}{t_{\text{н}}-t_{\text{р}}}-1\right)=\frac{2\cdot 3,14\cdot 0,038}{7\cdot 0,083}\left(\frac{31-(-5)}{31-25}-1\right)=2,05.$$

Отже, маємо:

$$\frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{з.тр}}}\ln\frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{з.тр}}}=2,05.$$

Визначаємо відношення: $\frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{з.тр}}}=2,4.$

Звідси, мінімальна товщина, м

$$\delta_{\text{із}}=\frac{d_{\text{з.тр}}}{2}\left(\frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{н}}}-1\right),$$

$$\delta_{\text{із}}=\frac{0,083}{2}(2,4-1)=0,058 \text{ м}.$$

Розрахунок товщини трубопроводу на виході з холодильної камери.

Визначаємо аналогічно розрахунку трубопроводу на вході в холодильну камеру.

$$\frac{2\pi\lambda_{\text{із}}}{\alpha_{\text{н}}d_{\text{з.тр}}}\left(\frac{t_{\text{н}}-t_0}{t_{\text{н}}-t_{\text{р}}}-1\right)=\frac{2\cdot 3,14\cdot 0,038}{7\cdot 0,083}\left(\frac{31-(-1)}{31-25}-1\right)=1,78,$$

$$\frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{з.тр}}}\ln\frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{з.тр}}}=1,7798.$$

Звідси, відношення: $\frac{d_{\text{із}}}{d_{\text{з.тр}}}=2,2.$

Мінімальна теплоізоляційна товщина, м

$$\delta_{\text{із}}=\frac{0,083}{2}(2,2-1)=0,0498 \text{ м}.$$

4.3 Розрахунок діаметра ізоляції

Діаметр розраховуємо за формулою

$$d_{\text{із}}=d_{\text{з.тр}}+2\delta_{\text{із}}, \quad (4.6)$$

На вході до камери:

$$d_{\text{із}}=0,083+2\cdot 0,058=0,2 \text{ м}.$$

На виході з камери:

$$d_{\text{із}}=0,083+2\cdot 0,0498=0,1826 \text{ м}.$$

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4 Визначаємо мінімальну товщину теплоізоляції холодильних трубопроводів, що запобігає конденсації водяної пари з зовнішнього повітря

$$\frac{t_n - t_0}{t_n - t_p} \leq 1 + \frac{\alpha_n \cdot d_{i3}}{2 \cdot \lambda_{i3}} \ln \frac{d_{i3}}{d_{тр}} \quad (4.7)$$

Вологи не буде утворюватися за наступних умов

1) в трубопроводі на вході в камеру

$$\frac{31 - (-5)}{31 - 25} \leq 1 + \frac{7 \cdot 0,2}{2 \cdot 0,038} \ln \frac{0,2}{0,083},$$

$$6 < 17,2;$$

2) в трубопроводі на вході в камеру

$$\frac{31 - (-1)}{31 - 25} \leq 1 + \frac{7 \cdot 0,1826}{2 \cdot 0,038} \ln \frac{0,1826}{0,1},$$

$$5,33 < 14,26.$$

Отже, виконані вище розрахунки свідчать про те, що умова нерівності виконується. Тому при заданих параметрах конденсація водяної пари з навколишнього повітря не утворюватиметься на поверхні трубопроводу з холодоносієм.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОНТУРУ ОХОЛОДЖУЮЧОЇ ВОДИ

5.1 Визначення діаметрів трубопроводів від резервуару з водою бризкального басейну до конденсатора та від конденсатора до басейну

Визначимо внутрішній діаметр трубопроводу, мм

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{охл}}}{\pi \cdot w_{\text{в}}}}, \quad (5.1)$$

де $V_{\text{охл}}$ - об'ємна витрата охолоджуючої води, що становить $0,00644 \text{ м}^3/\text{с}$;

$w_{\text{в}}$ - середня швидкість охолоджуючої води. Беремо 1 м/с .

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,44 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,0}} = 0,0906 \text{ м} = 91 \text{ мм}.$$

Маємо сталю безшовну трубу $d_3/d_{\text{вн}} = 100/94 \text{ мм/мм}$.

Звідси, уточнюємо швидкість

$$w_{\text{в}} = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot V_{\text{охл}}}{n_K \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}}; \quad (5.2)$$

$$w_{\text{в}} = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 6,44 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 3,14 \cdot 0,094^2}} = 0,964 \text{ м/с}.$$

Отже, середня швидкість води знаходиться в рекомендованому діапазоні $0,8 \dots 1,3 \text{ м/с}$ [6].

5.2 Розрахунок напору охолоджуючої води

Повний напір на контурі охолоджуючої води розраховується

$$H = H_{\text{геом}} + \Delta H_{\text{тр}} + H_{\text{форс}}, \quad (5.3)$$

де $H_{\text{геом}}$ – геометрична висота підйому, м;

$\Delta H_{\text{тр}}$ – втрати напору в трубопроводі, м вод. ст.;

$H_{\text{форс}}$ – напір перед форсунками, м вод. ст.

На рисунку 5.1 зображений контур охолоджуючої води.

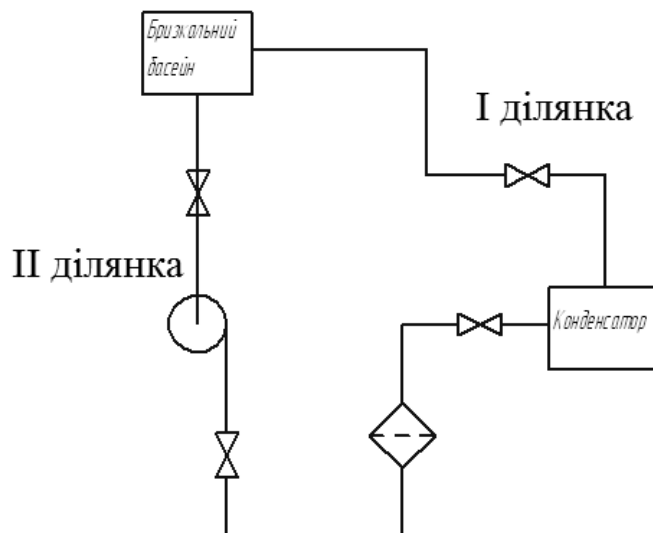


Рис. 5.1 - Ділянки для розрахунку водяного насоса на перекачування

5.2.1 Спершу розрахуємо другу ділянку (перекачування води на охолодження від бризкального басейну до конденсатора):

Прийmemo, що геометрична висота підйому - 5 м, довжина трубопроводу - 20 м.

Розрахуємо місцеві опори (3 повороти по 90° , 3 дросельні заслонки та 1 фільтр):

$$\sum \zeta = 3 \cdot \zeta_{\text{пов}} + 3 \cdot \zeta_{\text{зас}} + \zeta_{\text{ф}}, \quad (5.4)$$

де $\zeta_{\text{пов}}$, $\zeta_{\text{зас}}$, $\zeta_{\text{ф}}$ - коефіцієнти місцевого опору повороту трубопроводу, заслонки та фільтру відповідно, що дорівнюють 1; 0,5 і 5,5 [6].

$$\sum \zeta = 3 \cdot 1 + 3 \cdot 0,5 + 5,5 = 10.$$

З [4] знайдемо: коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_{\text{в1}} = f(t_{\text{в1}} = 31^\circ\text{C}) = 0,7904 \cdot 10^{-6}$ м²/с, густина води $\rho_{\text{в1}} = f(t_{\text{в1}} = 31^\circ\text{C}) = 995,35$ кг/м³.

Розраховуємо число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{в}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{в1}}}, \quad (5.5)$$

$$\text{Re} = \frac{0,964 \cdot 0,094}{0,6736 \cdot 10^{-6}} = 114646 > 10^5.$$

Отже, маємо турбулентний режим течії.

Звідси, коефіцієнт гідравлічного опору

$$\lambda = 0,032 + \frac{0,221}{\text{Re}^{0,237}}; \quad (5.6)$$

$$\lambda = 0,032 + \frac{0,221}{114646^{0,237}} = 0,046.$$

Розраховуємо сумарні втрати тиску на трубопроводі, Па

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\lambda \cdot \frac{l + H_{\text{геом}}}{d} + \sum \zeta \right) \frac{\rho_{\text{в2}} \cdot w_{\text{в}}^2}{2}; \quad (5.7)$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(0,045 \cdot \frac{20+5}{0,094} + 10 \right) \cdot \frac{995,35 \cdot 0,964^2}{2} = 10283 \text{ Па}.$$

Загальні втрати напору в трубопроводі, м. вод. ст

$$\Delta H_{\text{тр}} = \frac{\Delta P_{\text{тр}}}{\rho_{\text{в1}} \cdot g}; \quad (5.8)$$

$$\Delta H_{\text{тр}} = \frac{10160}{995,35 \cdot 9,81} = 1,05 \text{ м вод. ст.}$$

Повний напір на другій ділянці, м. вод. ст.

$$H = 5 + 1,05 = 6,05 \text{ м вод.ст.}$$

5.2.2 На першій ділянці (від конденсатора до бизкального басейну) приймемо, що геометрична висота підйому 2 м, довжина трубопроводів - 15 м.

Визначимо коефіцієнт місцевого опору (3 повороти і 1 заслонка):

$$\sum \zeta = 3 \cdot \zeta_{\text{пов}} + 1 \cdot \zeta_{\text{зас}} = 3 \cdot 1 + 3 \cdot 0,5 = 3,5.$$

З [4] знайдемо: коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_{\text{в1}} = f(t_{\text{в1}} = 35^\circ\text{C}) = 0,732 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$,

густина води $\rho_{\text{в1}} = f(t_{\text{в1}} = 35^\circ\text{C}) = 993,95 \text{ кг/м}^3$

Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_{\text{в}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{в2}}}; \quad (5.9)$$

$$\text{Re} = \frac{0,964 \cdot 0,094}{0,732 \cdot 10^{-6}} = 123792,3 > 10^5$$

Отже, маємо турбулентний режим.

Звідси, коефіцієнт гідравлічного опору

$$\lambda = 0,032 + \frac{0,221}{123792,3^{0,237}} = 0,046.$$

Сумарні втрати тиску в трубопроводі, Па

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(\lambda \cdot \frac{l + H_{\text{геом}}}{d} + \sum \zeta \right) \frac{\rho_{\text{в2}} \cdot w_{\text{в}}^2}{2}, \quad (5.10)$$

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta P_{\text{тр}} = \left(0,046 \cdot \frac{15+2}{0,094} + 3,5 \right) \cdot \frac{993,95 \cdot 0,964^2}{2} = 5458,5 \text{ Па.}$$

Обчислимо втрати напору в трубопроводі, м. вод. ст.

$$\Delta H_{\text{тр}} = \frac{\Delta P_{\text{тр}}}{\rho_{\text{в2}} \cdot g}; \quad (5.11)$$

$$\Delta H_{\text{тр}} = \frac{5458,5}{993,95 \cdot 9,81} = 0,56 \text{ м вод. ст.}$$

Приймемо, що напір перед форсунками 5 м вод. ст.

Тоді повний напір на другій ділянці, м вод. ст.

$$H = 2 + 0,56 + 5 = 7,56 \text{ м вод.ст.}$$

5.2.3 Повний напір на обох ділянках контуру охолоджуючої води, м вод. ст.

$$H = 6,05 + 7,56 + 0,8 = 13,61 \text{ м вод.ст.}$$

5.3 Вибір насосів

Насос повинен перекачувати воду від бризкального басейну до конденсатора та від конденсатора до форсунок басейну

Для таких параметрів як:

- напір $H = 13,61$ м вод.ст.

- подача $V_{\text{охл}} = \frac{6,44 \cdot 10^{-3} \cdot 3600}{1} = 23,184 \text{ м}^3/\text{с.}$

Обираємо 1 насос Calpeda типу NM 17/D/A з характеристиками [20]:

- подача $-V = 27 \text{ м}^3/\text{год.}$

- напором $H = 18$ м вод.ст.,

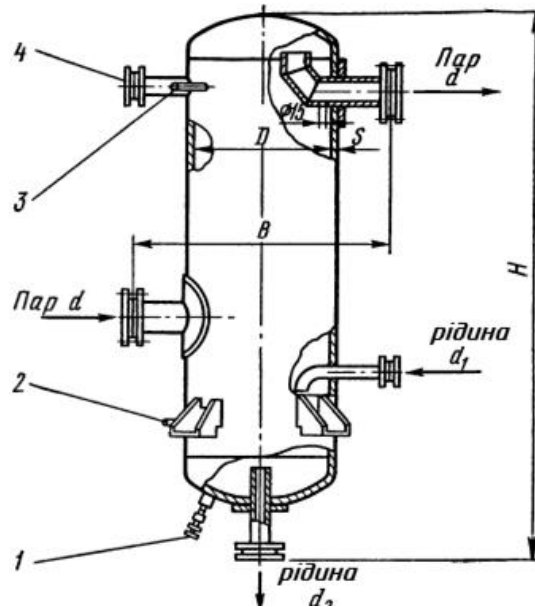
- частота обертання валу $\omega = 2900$ об/хв.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 ПІДБІР ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

6.1 Вибір відокремлювача рідини

Відокремлювач рідини потрібен для того, щоб в механізм компресора не потрапляв рідкий аміак, а також він захищає конструкцію компресора від гідравлічного удару. Конструкція наведена на рисунку 6.1.



1 – кран для спуску масла; 2 – штуцер до ПРУ-4; 3 – штуцер; 4 – штуцер для урівнюючої лінії щодо парів аміаку.

Рисунок 6.1 - Будова відокремлювача рідини

Вибір відокремлювача рідини залежить від діаметру всмоктуючого патрубка компресора, що розраховується за формулою

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot w_{\text{доп}}}}, \quad (6.1)$$

де V_0 – об'ємна витрата хладагенту, що надходить до компресора від випарника, $\text{м}^3/\text{с}$;

$w_{\text{доп}}$ - швидкість пари в апараті, що не перевищує 0,5 м/с.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,032}{3,14 \cdot 0,5}} = 0,2855 \text{ м}$$

Обираємо 1 відокремлювач рідини 70 ОЖГ [6], що має технічні характеристики, що наведені у таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 — Технічні характеристики відокремлювача рідини 70 ОЖ^Г

Аміачний відділювач рідини типу ОЖ	Розміри, мм			Діаметри умовного проходу штуцерів, мм			Місткість, м ³	Маса, кг
	$D \times S$	B	H	d	d_1	d_2		
70 ОЖ ^Г	462×10	850	1730	65	0	40	0,18	201

6.2 Вибір фільтрів

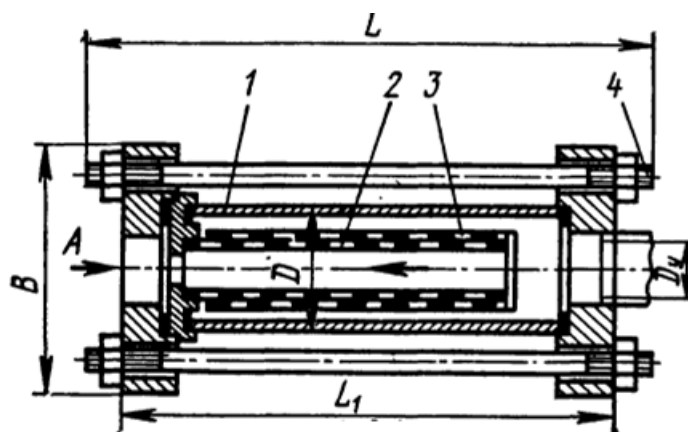
Фільтри холодильної установки використовують для видалення з аміаку, розсолу або масла від механічних забруднень.

Фільтри-сушники застосовують для очищення від механічних забруднень і для видалення вологи з рідкого аміаку. Застосовують фільтр-сушник з адсорбентом, що поглинає вологу. Обираємо фільтр типу DCR 1449s Danfoss [21].

Обираємо рідинні фільтри 50Ф. Технічні характеристики наведені у таблиці 6.2, а схема на рисунку 6.2.

Таблиця 6.2 — Технічні характеристики рідинного фільтра 50Ф.

Розміри, мм					Маса, кг	
D_y	D	L	B	L_1	загальна	корпуса
50	89	280	160	245	8,2	1,62

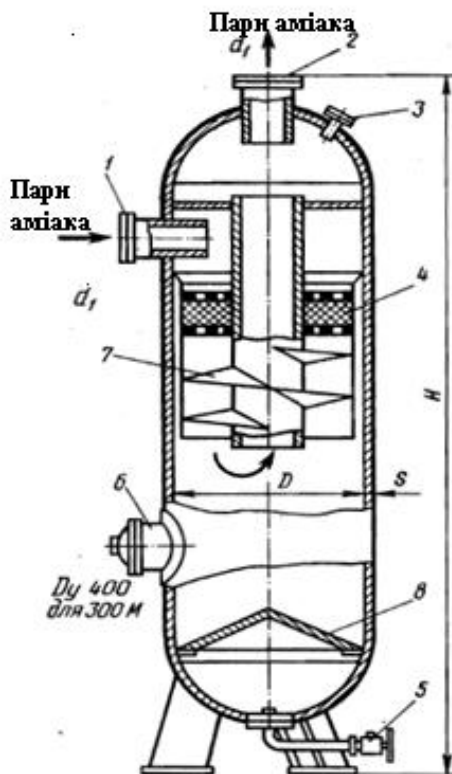


1 – сталевий корпус; 2 – металевий каркас; 3 – фільтруючий матеріал - сітка; 4 – шпилька.

Рисунок 6.2 – Схема рідинного фільтра 50Ф

6.3 Вибір масловіддільника

Масловіддільник потрібен для вловлювання масла, що відноситься із компресора з парами аміаку. Найбільш розповсюджені інерційні масловіддільники. Масловіддільники розміщуються за компресором, на лінії нагнітання [6]. Конструкція наведена на рисунку 6.3.



1, 2 - патрубок для входу і виходу парів аміаку; 3 - патрубок для запобіжного клапану; 4 - рукав сітчастий із проволки діаметром 0,3 мм; 5 - вентиль для спуску масла; 6 - люк, 7 - циклон; 8 - перегородка з отворами.

Рисунок 6.3 - Конструкція масловіддільника

Підбір масловіддільника залежить від діаметру нагнітального патрубку, що розраховується за формулою

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_0}{\pi \cdot w_{\text{доп}}}}, \quad (6.2)$$

де V_0 – об’ємна витрата хладагенту, $\text{м}^3/\text{с}$;

$w_{\text{доп}}$ - швидкість пари в апараті, що не перевищує 0,7 м/с.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,032}{3,14 \cdot 0,7}} = 0,2413 \text{ м.}$$

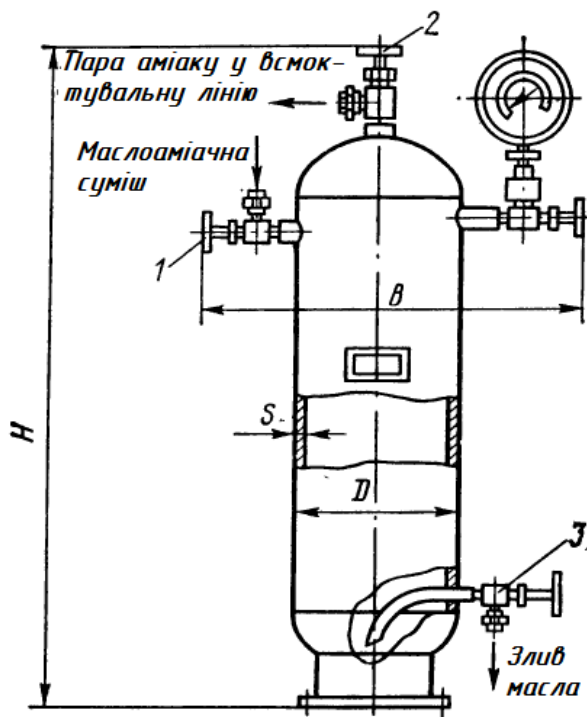
Обираємо 1 аміачний інерційний масловіддільник 50М [6], який має технічні характеристики, що наведені у таблиці 6.3 або масловіддільник OA4188A Bitzer (маса 95кг) [13].

Таблиця 6.3 - Технічні характеристики масловіддільника 50 М

Аміачний інерційний масловіддільник	Розміри, мм			Місткість, м ³	Маса, кг
50М	$D \times S$	H	d_1		
	257×8	1228	50	0,05	98

6.4 Вибір маслозбірника

Для збору масла із компресорів і апаратів використовуються маслозбірники. Кількість маслозбірників визначається кількістю, розмірами і положенням апаратів, що обслуговуються. Для збору масла використовують маслозаправочні сосуди типу МЗС [6]. Конструкція наведена на рисунку 6.4.



1 – патрубок для входу аміачної суміші з домішками масла; 2 – вентиль для відділення пари аміаку з суміші; 3 – вентиль для спуску масла.

Рисунок 6.4 – Конструкція аміачного маслозбірника типу СМ

Обираємо маслозаправочний посуд 10МЗС, технічні характеристики якого показані у таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 - Технічні характеристики маслозбірної ємності 10МЗС

Маслозаправочний сосуд	Розміри, мм			Місткість, м ³	Маса, кг
	$D \times S$	H	B		
10МЗС	159×5	780	885	0,008	18

6.5 Вибір переохолоджувача

Перед регулюючим клапаном установлюється переохолоджувач, що зменшує температуру рідкого аміаку. Також це супроводжується зменшенням втрат при дроселюванні.

Будова переохолоджувача наведена на рисунку 6.5.

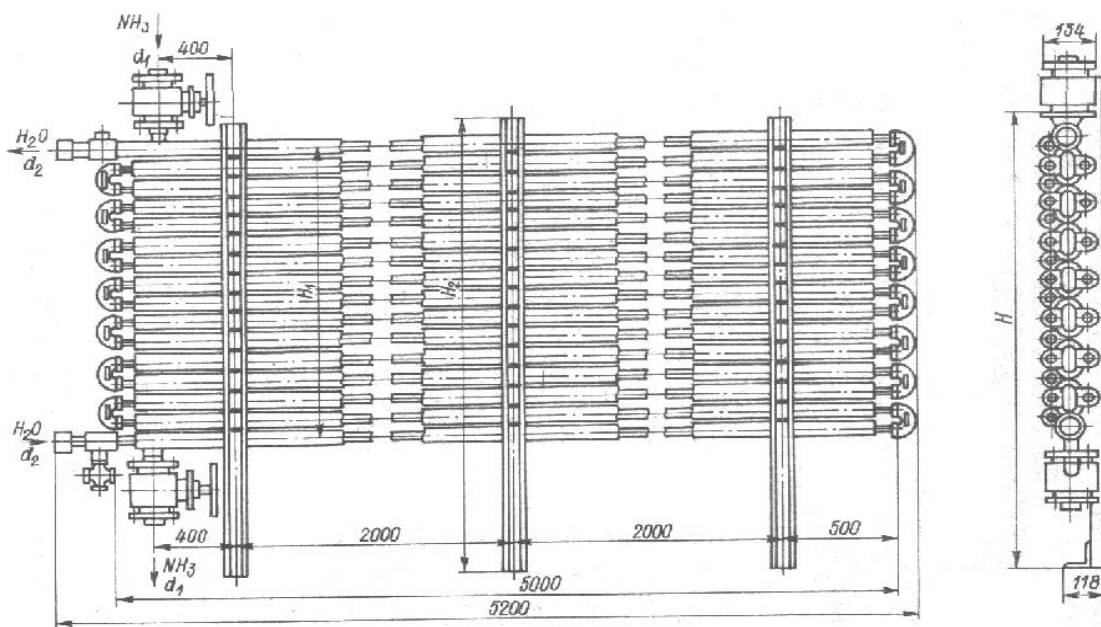


Рисунок 6.5 - Конструкція переохолоджувача

Вибір переохолоджувача залежить від площі поверхні теплообміну, яка розраховується за формулою

$$F_{\text{вн}}^{\text{ПО}} = \frac{Q_{\text{ПО}}}{K_{F_{\text{зов}}}^{\text{ПО}} \cdot \theta_m^{\text{ПО}}}, \quad (6.3)$$

де $\theta_m^{\text{ПО}}$ – середньологаріфмічний температурний напір в переохолоджувачі, °C;

$K_{F_{\text{зов}}}^{\text{ПО}}$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої теплообмінної поверхні, Вт/(м²·K).

Знайдемо середньологаріфмічний температурний напір

$$\theta_m^{\text{ПО}} = \frac{\Delta t_6^{\text{ПО}} - \Delta t_m^{\text{ПО}}}{\ln \frac{\Delta t_6^{\text{ПО}}}{\Delta t_m^{\text{ПО}}}}, \quad (6.4)$$

де $\Delta t_6^{\text{ПО}} = t_K - t_{B2} = 39 - 35 = 4^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_m^{\text{ПО}} = t_{3\text{п}} - t_{B1} = 33 - 31 = 2^{\circ}\text{C}$.

Тоді

$$\theta_m^{\text{ПО}} = \frac{4-2}{\ln \frac{4}{2}} = 2,89^{\circ}\text{C}.$$

З [1] коефіцієнт теплопередачі знаходиться в межах $465 \dots 700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Приймаємо $K_{F30B}^{\text{ПО}} = 583 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ Тоді

$$F_{\text{вн}}^{\text{ПО}} = \frac{2,8}{0,583 \cdot 2,89} = 1,6618 \text{ м}^2.$$

Вибираю 1 переохолоджувач 6ПП [1]. Характеристики даного переохолоджувача наведені в таблиці 6.5.

Таблиця 6.5—Технічні характеристики переохолоджувача 6ПП

Переохо- лоджувач	Площа поверхні охолоджен- ня, м^2	Кількість секцій	Кількість труб в секції	Розміри, мм		
				Висота	Загальна довжина	Довжина між крайніми трубами
6ПП	5,85	1	12	1380	5200	803

6.6 Вибір лінійного та дренажного ресивера

Лінійні ресивери повинні вміщувати аміак не менше 30 % об'єму батарей повітроохолоджувачів в автоматизованих насосно-циркуляційних системах верхньої подачі аміаку і 60 % об'єму батарей і повітроохолоджувачів в автоматизованих насосно-циркуляційних системах нижньої подачі батарей [1].

Беремо, систему з нижньою подачею батарей. Насос для перекачування аміаку беремо відповідно до витрати аміаку: 3ЦГ 200-50-37-5 [22].

Вибір лінійного ресивер залежить від необхідного об'єму. Виходячи з умови, що заповнення його не перевищує 80%, маємо

$$0,8 \cdot V_{\text{рес}} = V_{\text{вип}}, \text{ або}$$

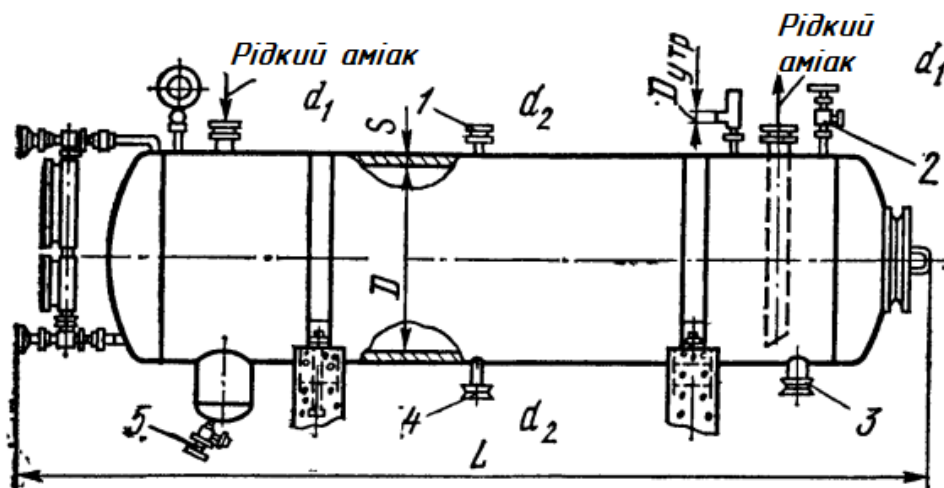
$$V_{\text{рес}} = 1,25 \cdot V_{\text{вып}} = 1,25 \cdot \frac{\pi}{4} ((D_{\text{вн}}^B)^2 \cdot l_{\text{тр}}^B - (d_{\text{нар}}^B)^2 \cdot l_{\text{тр}}^B \cdot n_{\text{тр}}^B), \quad (6.5)$$

$$V_{\text{рес}} = 1,25 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,4222^2 \cdot 3 - 0,025^2 \cdot 3 \cdot 115) = 0,3133 \text{ м}^3.$$

Вибираємо один аміачний горизонтальних ресивер типу 0,75 РД. Технічні характеристики наведені в таблиці 6.6, а схема - на рисунку 6.6.

Таблиця 6.6—Технічні характеристики горизонтального аміачного ресиверу типу РД

Марка	Розміри, мм		Діаметри умовного проходу штуцерів, мм			Місткість, м ³	Маса, кг
	$D \times S$	L	d_1	d_2	$D_{\text{у,тр}}$		
0,75 РВ	600×6	3020	32	25	12,7	0,77	340



1 – патрубок для вирівнювання рівня пари; 2 – вентиль для випуску повітря; 3,4 – патрубки для рідини; 5 – вентиль для спуску масла.

Рисунок 6.6 – Конструкція ресивера типу РД

Дренажні ресивери постачають злив аміаку із приборів охолоджень холодильної камери.

Дренажний ресивер розміщують для спуску рідкого аміаку. Ті ж функції виконує й циркуляційний ресивер. Ємність дренажного ресивер визначають по об'єму батареї найбільшої камери, але так як камера одна - то по об'єму батареї даної камери.

Оберемо дренажний ресивер зважаючи на те, що при умові заповнення не більше ніж на 80% він повинен вміщувати рідкий аміак із будь-якого апарату або найбільш аміаковмісних батарей (повітроохолоджувачів) охолоджуваного приміщення [6].

Розрахуємо необхідний об'єм

$$V_{\text{рес}} = 1,25 \cdot V_{\text{вип}} = 1,25 \cdot \frac{\pi}{4} ((D_{\text{вн}}^{\text{B}})^2 \cdot l_{\text{тр}}^{\text{B}} - (d_{\text{нар}}^{\text{B}})^2 \cdot l_{\text{тр}}^{\text{B}} \cdot n_{\text{тр}}^{\text{B}}),$$

$$V_{\text{рес}} = 1,25 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,4222^2 \cdot 3 - 0,025^2 \cdot 3 \cdot 115) = 0,3133 \text{ м}^3.$$

Вибираємо один аміачний горизонтальний ресивер 5 РД, технічні характеристики якого наведені в таблиці 6.7.

Таблиця 6.7—Технічні характеристики дренажного ресивера типу РДВ

Марка	Розміри, мм		Діаметри умовного проходу штуцерів, мм			Місткість, м ³	Маса, кг
	$D \times S$	L	d_1	d_2	$D_{\text{у,тр}}$		
5 РД	1200×10	5370	65	32	10	4,46	1540

6.7 Вибір відокремлювача повітря

Через нещільності в з'єднаннях до системи холодильної установки потрапляє повітря, яке потрібно видалити, для чого і застосовується відокремлювач повітря.

Обираємо відокремлювач повітря GP-2 компанії Johnson Controls Refrigeration, що являє собою посудину з розміщеним всередині змійовиком [23]. Охолодження пароповітряної суміші і конденсація аміаку здійснюється за рахунок випаровування холодоагенту (аміаку), що відбувається всередині змійовика.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ

В даному дипломному проєкті розробки холодильної установки в процесі зберігання овочів використовуються шкідливі, пожежо- і вибухонебезпечні речовини (аміак, масло) і матеріали (дерево).

Проєкт виконано з урахуванням вимог охорони праці та пожежної безпеки. В даному розділі розроблено заходи, спрямовані на створення здорових і безпечних умов праці та забезпечення пожежної безпеки на проєктованому об'єкті.

7.1 Виявлення і аналіз шкідливих і небезпечних факторів. Заходи з охорони праці.

7.1.1 Повітря робочої зони

Мікрокліматичні умови виробничих приміщень характеризуються такими показниками: температура повітря, відносна вологість повітря, швидкість руху повітря, інтенсивність теплового (інфрачервоного) опромінення, температура поверхні.

Згідно [24] роботи за важкістю у даному приміщенні можуть бути віднесені до категорії середньої тяжкості (ІІ б).

Джерелами додаткового підвищення температури повітря є: технологічне устаткування, яке має високі температури нагріву; нагріті до високих температур деталі і розплавлені матеріали, наприклад метал, скло; тепла енергія, яка виділяється рухомими механізмами - компресори. Для підтримання нормативних параметрів мікроклімату в овочесховищі впроваджено систему вентиляції та кондиціонування повітря, а також теплоізовані трубопроводи системи тепlopостачання.

Для вимірювання параметрів мікроклімату використовуються різні прилади: ртутні та спиртові термометри (для вимірювання температури), психрометри (для визначення відносної вологості повітря), анемометри й кататермометри (для встановлення швидкості руху повітря).

Також передбачено наступні заходи, згідно з [24]:

- теплообмінне обладнання оснащується місцевою витяжною вентиляцією у вигляді локальних відсмоктувачів, витяжних зонтів та ін.;
- від перегрівання при попаданні прямих сонячних променів в теплий період року - встановлення жалюзі та ін., від радіаційного охолодження в зимовий період року - екранування робочих місць.

Відповідно до [24], норми мікроклімату виробничих приміщень наведено в таблиці 7.1.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.1 - Параметри мікроклімату виробничого приміщення

Період року	Категорія робіт	Температура, °С					Відносна вологість %		Швидкість руху, м/с	
		оптимальна	допустима				оптимальна	допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більш ніж	Оптимальна, не більш ніж	допустима на робочих місцях постійних і непостійних, не більш ніж
			Верхня межа		Нижня межа					
			На робочих місцях							
			Постійних	Непостійних	Постійних	Непостійних				
Холодний	Середньої тяжкості – II-б	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	До 0,4
Теплий		20-22	27	29	15	15	40-60	70 (при 25°С)	0,3	0,2-0,5

Розрахунок габаритів витяжного зонта та об'єму повітря, що ним видаляється

Приточні відсмоки активуються плоскими і компактними приточними струями, які захоплюють навколишнє повітря і направляють його до місцевого відсмоку. Приточний потік повинен проходити в зоні шкідливих виділень і направлятися до центру всмоктуючого отвору, до того ж кількість відсмоктуючого повітря повинна перевищувати кількість повітря, що поступає з приточним потоком.

Зонти активуються піддувом по периметру, як показано на рисунку 7.1.

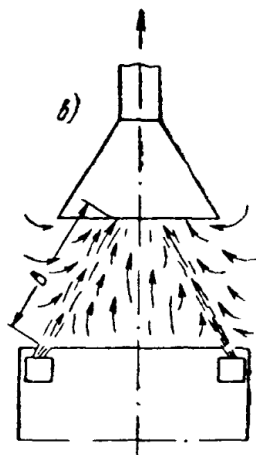


Рисунок 7.1 - Зображення витяжного зонта

Стійкість системи «приточний потік - місцеве відсмоктування» відносно неорганізованих потоків повітря, що виникають в приміщенні, визначається величиною швидкості на осі повітряного потоку в «критичному перерізі», в якому вплив приточного потоку вже послаблений, а дія місцевого відсмоктування ще не значна. Ця швидкість становить 1-2 м/с. Швидкість виходу приточного повітря - не більше 10 м/с.

За [25] виконаємо наступні розрахунки.

Вважаємо відсмоктування круглого перерізу.

Відстань від приточного отвору до критичного перерізу:

$$x_{кр} = 0,848 \cdot B, \quad (7.1)$$

де B - довжина потоку. Прийmemo 1,5 м.

$$x_{кр} = 0,848 \cdot 1,5 = 1,272 \text{ м.}$$

Осьову швидкість приточного потоку в критичному перерізі приймаємо $v_{\min} = 2$ м/с.

Середню швидкість в приточному отворі беремо $v_1 = 6$ м/с. Швидкість всмоктування $v_2 = 2,5 \cdot v_{кр} = 5$ м/с.

Звідси, діаметр приточного отвору

$$d_1 = 0,138 \cdot B \cdot v_{\min} / v_1, \quad (7.2)$$

$$d_1 = 0,138 \cdot 1,5 \cdot 2 / 6 = 0,069 \text{ м.}$$

Діаметр всмоктуючого отвору

$$d_1 = 0,196 \cdot B \cdot (v_{\min} / v_2)^{1/2}, \quad (7.3)$$

$$d_1 = 0,196 \cdot 1,5 \cdot (2/5)^{1/2} = 0,186 \text{ м.}$$

Об'єм приточного повітря

$$L_1 = 55 \cdot B^2 \cdot v_{\min}^2 / v_1, \quad (7.4)$$

$$L_1 = 55 \cdot 1,5^2 \cdot 2^2 / 6 = 81,5 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Об'єм всмоктуючого повітря

$$L_2 = 100 \cdot B^2 \cdot v_{\min}, \quad (7.5)$$

$$L_2 = 100 \cdot 1,5^2 \cdot 2 = 450 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Виходячи з вище зроблених розрахунків, підбираємо кругий витяжний зонт компанії STARVENT типу острівного нестандартного моделі ЗВО - 4.

7.1.2 Виробниче освітлення

Для нормальної зорової роботи в складському приміщенні створюються умови, за яких не виникають професійні захворювання або виробничий травматизм. Освітлення має відповідати встановленим нормативам та характеру зорової виробничої діяльності. Для нормальної роботи машиніста холодильної установки забезпечується відповідне освітлення складського приміщення, а саме трьох цехових приміщень, де розташовано обладнання холодильної камери, та, де зберігається вантаж. Для цього визначаємо вид

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зорових робіт які будуть виконуватися при нормальній роботі обладнання, ремонті та аварійному режимі. Норми освітленості і КПО цеху, відповідно до [26] занесемо до таблиці 7.2.

Таблиця 7.2. Норми освітленості і КПО цеху, згідно ДБН В.2.5-28:2018

Розряд і під- розряд зорової роботи	Освітленість, лк		КПО, %	
	Штучне		Природне	Суміщене
	Комбіноване	Загальне	Верхнє і бічне	Верхнє і бічне
IVв	400	200	4 і 1,5	2,4 і 0,9

Для освітлення виробничого приміщення використовуються люмінесцентні лампи з денним світлом типу ЛД – 40(G13) та світильники з світлодіодними лампами LED з потужністю 20 Вт в холодильній камері. В овочесховищі передбачено пристрій аварійного евакуаційного освітлення - мінімальна освітленість 1 Лк на вулиці і 2 Лк в приміщенні.

Для контролю освітленості передбачено люксметр типу Ю-117.

7.1.3 Виробничий шум і вібрація

Одним з головних умов організації роботи промислового підприємства є контроль рівня шуму і вібрацій, які негативно впливають на здоров'я обслуговуючого персоналу. Безперервний шум від працюючих компресорів, охолоджувачів повітря і інших пристроїв можуть викликати порушення в організмі людини: психічні проблеми; зниження працездатності і продуктивності праці персоналу; погіршення слуху і виникнення головного болю; підняття артеріального тиску; нервова і фізична перевтома.

Крім шуму, велику небезпеку несе вібрація, що виникає від обертових механізмів, рідини в трубах і при роботі компресорів, яка передається на будівельні конструкції, викликаючи загрозу їх руйнування.

Рівень шуму на виробництві залежить від одночасної роботи всього обладнання і не повинен перевищувати 80 дБА, згідно [27]. Фактичне значення складає 78 дБА, що відповідає вимогам.

Відповідно до [28] нормуються допустимі величини віброшвидкості (Дб, м/с) або віброприскорення (Дб, м/с²) відповідно:

- трубопроводи з середньгеометричною частотою смуг 31,5 Гц відповідно для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 57 Дб або 0,224 м/с²; для 1/1 окт: 92 Дб або 0,2 м/с, 62 Дб або 0,4 м/с²;
- компресори з середньгеометричною частотою смуг 40 Гц для 1/3 окт: 87 Дб або 0,11 м/с, 59 Дб або 0,29 м/с².

Заходи щодо віброізоляції знижують коливання від працюючого устаткування, сприяють зменшенню шуму і збільшують надійність будівельних конструкцій.

Віброізолюючі елементи:

а) у вигляді окремих опор:

- пружинні віброізолятори, основним робочим елементом яких є одна або кілька сталевих гвинтових пружин;

- пружні прокладки, нерідко мають складну форму;

б) у вигляді шару пружного матеріалу, що укладається між машиною і фундаментом;

в) у вигляді плаваючої підлоги на пружній основі. Підлога на пружній основі являє собою залізобетонну стяжку, влаштовану на пружній основі поверх несучої плити перекриття будівлі.

Також при установці надпотужних промислових компресорів обов'язковою умовою є організація для них локальних фундаментів, відокремлених від конструкції будівель.

Для поглинання шуму від роботи конденсатора використовується пористий акустичний поролон, який розсіює звукову енергію і перетворює її в теплову. Для збільшення звукоізоляції працюючих компресорів використовується непориста, еластична самоклеюча звукоізоляція на кам'яній основі.

Для контролю шуму і вібрації використовується шумомір і вібратор АСВШ-МГ4.

Якщо в робочій зоні рівень перевищує нормативні значення і заходи щодо віброізоляції і поглинання шуму не знижують його рівень, додатково застосовують індивідуальні засоби захисту від шуму, відповідно до [29].

7.1.4 Випромінювання

В процесі роботи холодильної установки робочий персонал піддається інфрачервоному випромінюванню від теплообмінного обладнання, освітлювання та додаткового устаткування.

Відповідно до [30], інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь нагріву технологічного обладнання, освітлюючих приладів, інсоляції від зашкленних огорожень не повинна перевищувати: 35 Вт/м² при опроміненні 50 % поверхні тіла і більше; 70 Вт/м² - при величині опромінення поверхні тіла 25-50 %; 100 Вт/м² - при опроміненні не більше 25 % поверхні тіла працюючого.

При наявності відкритих джерел випромінювання (нагрітий метал, скло, відкрите полум'я) допускається інтенсивність опромінення до 140,0 Вт/м². Розмір опромінюючої площі не повинен перевищувати 25% поверхні тіла працюючого при обов'язковому використанні засобів індивідуального захисту (спецодяг, окуляри, спецвзуття)

Заходи захисту від інфрачервоного випромінювання, передбачені проектом:

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- теплоізоляція гарячих поверхонь;
- охолодження тепловипромінюючих поверхонь (водою, продувка);
- видалення робочих від місця випромінювання (захист відстанню);
- автоматизація (механізація) виробничих процесів (щит управління);
- екранування джерела випромінювання;
- застосування засобів індивідуального захисту (використання спецодягу з бавовняної тканини з вогнестійкою просоченням, спецвзуття, окуляри зі світлофільтрами з жовто-зеленого або синього скла, рукавичок, рукавиць, захисних масок).

7.1.5 Електробезпека

У робочому приміщенні живлення електроустановок здійснюється від 3-х фазної чотирьохпровідної електричної мережі змінного струму промислової частоти з глухозаземленою нейтраллю напругою 380/220 В.

Згідно ПУЕ - 17 гранично допустимі напруги дотику наведено в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3 - Гранично допустима напруга дотику

Тривалість дії, с	до 0,1	0,2	0,5	0,7	0,9	Понад 1 сек. до 5 сек.
Напруга дотику, В	500	400	200	130	100	65

Відповідно до [31], холодильна установка відноситься до класу захисту II.

Технічні засоби для безпеки працюючого персоналу на холодильній установці, передбачені проектом:

- ізоляція струмопровідних частин;
- мала напруга, вирівнювання потенціалів;
- запобіжна сигналізація, блокування, знаки безпеки;
- засоби індивідуального захисту;
- маркування струмоведучих частин електроустановки, усі струмоведучі частини пофарбовані в яскраво червоний колір;
- недосяжність підвісу живлячого провідника.

Захист людини від ураження електричним струмом в мережі із зануленням здійснюється завдяки тому, що при замиканні однієї з фаз на занулений корпус в ланцюзі цієї фази виникає струм короткого замикання, який впливає на струмовий захист, внаслідок чого відбувається відключення аварійної ділянки від мережі. Крім того, ще до спрацювання захисту струм короткого замикання викликає перерозподіл напруги в мережі, напругу корпусу, що призводить до зниження, щодо землі. Таким

чином, занулення зменшує напругу дотику і обмежує час, протягом якого людина, що доторкнулася до корпусу, може потрапити під дію напруги.

Для захисту від удара струму в випадку пошкодження ізоляції використовується автоматичне відключення живлення.

Організаційний засіб електробезпеки: дотримання правил улаштування електроустановок і правил техніки безпеки при експлуатації обладнання.

Основні заходи електробезпеки:

- Ізоляція струмопровідних частин, які знаходяться під напругою.
- Мала напруга в електричних ланцюгах змінного струму, що не перевищує 40 В, і постійного струму - не вище 110 В.
- Елементи для захисного заземлення металевих, неструмоведущих частин, які випадково можуть потрапити під напругу (при порушенні ізоляції, режиму работ і т.п.).
- Автоматичні пристрої, які відключають електроспоживачів від мережі, якщо доступні для людського дотику здебільшого потрапляють під напругу.
- Засоби контролю ізоляції та сигналізації про їх ушкодження, а також для відключення установки при зменшенні опору ізоляції нижче припустимого рівня.
- Попереджувальні написи, знаки, фарбування струмопровідних частин у сигнальні кольори та інші засоби сигналізації про небезпеку.
- Використовується знижена напруга (аварійне освітлення 220 В, система місцевого освітлення 42 В, переносне освітлення 12В).
- Світильники розташовуються на висоті не менш 2,5 м над робочими місцями.

В компресорному цеху та цеху теплообмінного обладнання передбачена аварійна вентиляція, яка реалізується витяжною вентиляцією для створення розрідження в приміщенні лише з причини аварії. Запуск відбувається вручну і від датчиків газосигналізаторів налаштованих на величину гранично допустиму концентрацію речовин.

Біля вимикачів, контакторів, магнітних пускачів, рубильників та інших пускових пристосувань, а також запобіжників, змонтованих на групових щитах, повинна бути напис і показчик, до якого двигуну вони належать.

Для захисту електричних ланцюгів від струмів перевантаження та від короткого замикання застосовують запобіжники. Залежно від типу електроспоживача, запобіжники можуть бути пробкових, трубкові, пластинчасті і інших видів.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.2 Пожежна безпека

У складському приміщенні небезпека виникнення пожежі пов'язана з наявністю великих запасів дерев'яної тари, утворенням вибухонебезпечної суміші при витоку аміаку з киснем, великої кількості споживачів електроенергії різної потужності і т.п. Однією з причин виникнення пожежі в холодильній установці може бути займання матеріалів (контейнери) і речовин, аварія обладнання в одному з цехів або удар блискавки. Будівлю холодильної установки виконано, згідно [32].

За пожежною небезпекою, згідно [33], приміщення овочесховища відноситься до категорії "В".

Будівля та приміщення забезпечуються необхідною кількістю вогнегасників, згідно з вимогами загальнодержавних Правил пожежної безпеки в Україні, які встановлюються в легкодоступних та помітних місцях (коридорах, біля входів або виходів з приміщень) таким чином, щоб вони не заважали під час евакуації.

Показники пожежонебезпечності речовин та матеріалів занесено до таблиці 7.4.

Відстань від можливого осередку пожежі (найбільш віддаленого місця у приміщенні) до місця розташування вогнегасника не повинна перевищувати 20 м. Місця знаходження вогнегасників позначаються вказівними знаками, згідно з чинними державними стандартами.

Впроваджено наступні засоби пожежогасіння (згідно з [30]):

- пінні вогнегасники типу ОХП-10, повітряно-пінні вогнегасники типу ОВП-10;
- порошкові ОП-2, ОП-5;
- пісок.

Встановлюється охоронно-пожежна сигналізація автономного типу.

В овочесховищах застосовується розпилена вода як один із способів пожежогасіння. Відповідно до [34], в компресорному цеху встановлюється автоматичне водяне пожежогасіння.

Склад захищено від прямого удару блискавки (відповідно до [35]) за допомогою блискавковідводу, що складається з блискавкоприймача (що приймає на себе розряд блискавки), заземлювача і струмопровідника. Тип одиночний стрижньовий: $h = 100\text{м}$, висота його зони захисту під землею $h_0 = 0,87 \cdot 100 = 87\text{ м}$. Радіус зони захисту на рівні землі $r_0 = 1,5 \cdot 100 = 150\text{ м}$.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7.4 - Показники пожежонебезпечності речовин та матеріалів.

Камера	Випарник	Трубопровід	Назва дільниці		
			Речовини, що мають обіг у виробництві ГОСТ		
			Агрегатний стан речовини в нормальних умовах		
			Горючість, займистість		
Горюча	Горюча	Горюча	Показники пожежо- та вибухонебезпечності		
			Температура спалаху, °C	Температура займання, °C	
				Температура	самозаймання, °C
-	260	172	16-27	Межа запалення	
				% об'ємних	мг/м³
300	350	651	2с	Вибухонебезпечні суміші з повітрям	
				Категорія	Група
-	-	-	Т1	Вогнегасні засоби	
-	-	Вогнегасники, пісок, вода	В	Категорія приміщення за	
				Клас приміщення і зовнішніх установок згідно з ПУЕ	
-	П - Па	2	Стрижньовий одиничний блискавковідвід	Влаштуванню блискавкозахисту згідно з ДСТУ Б В.2.5-38:2008	

ВИСНОВКИ

У даному дипломному проекті була розроблена технологічна схему аміачної холодильної установки, спроектуване основне (копресор, випарник, конденсатор, бризкальний басейн) та вибране допоміжне холодильне обладнання (відокремлювач рідини, фільтри, масловіддільник, маслозбірник, переохолоджувач, лінійний та дренажний ресивер, відокремлювач повітря).

Були розраховані теплові навантаження:

1) в режимі охолодження:

- теплове навантаження на компресор: $Q' = Q_0 = 84,94 \text{ кВт}$;

- теплове навантаження на камерне обладнання: $Q'' = Q_{\text{обл}} = 104,85 \text{ кВт}$;

2) в режимі зберігання:

- теплове навантаження на компресор в режимі зберігання $Q' = Q_0 = 14,58 \text{ кВт}$;

- теплове навантаження на камерне обладнання $Q'' = Q_{\text{обл}} = 14,643 \text{ кВт}$.

Для охолодження холодильної камери було вибрано 7 пристінних і 8 стельових 4-рядних батарей з розсілним охолодженням з нижньою подачею розсолу.

У якості випарника системи холодопостачання для зберігання овочів був розрахований і спроектований аміачний горизонтальний кожухотрубний теплообмінник затопленого типу.

Отже, 4-ходовий випарник затопленого типу має 115 труб. Площа поверхні теплообміну становить $22,65 \text{ м}^2$.

У графічній частині проекту представлені: технологічна схема холодильної установки, план розташування холодильної камери та обладнання, будова аміачного кожухотрубного горизонтального випарника.

У розділі «Охорона праці» розглянуті наступні питання: повітря робочої зони, виробниче освітлення, виробничий шум і вібрація, випромінювання, електробезпека та пожежна безпека для виявлення і аналізу шкідливих та небезпечних факторів на підприємстві.

Також був проведений розрахунок габаритів витяжного зонта та об'єму повітря, що ним видаляється, що застосовується для покращення вентиляції робочого приміщення.

Були прийняті заходи з охорони праці, пов'язані із безпечною організації робочого місця персоналу на підприємстві; технічні рішення з безпеки експлуатації теплотехнічного обладнання, зокрема аміачного випарника; впровадження засобів пожежогасіння та ін.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Явнель Б. К. Курсовые и дипломные проектирования холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / Б. К. Явнель, Г. З. Свердлов. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 262 с.
- 2 ДСТУ – Н Б В. 1.1 – 27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – Чинні від 2009 – 01 – 07. – Київ: Міненергобуд України, 2013. – 167 с.
- 3 Боженко М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб./ М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – К.; ІВЦ «Видавництво «Політехніка»», 2003. – 192с.;
- 4 Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ: Справочник / Под ред. С.Н. Богданова. — 4-е изд., перераб. и доп. — СПб.: Санкт-Петербургская государственная академия холода и пищевых технологий (СПбГАХПТ), 1999. — 320 с.
- 5 Будівельні матеріали та вироби [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://bibliograph.com.ua>.
- 6 Явнель Б. К. Курсовые и дипломные проектирования холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / Борис Константинович Явнель. - 3-е. перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1986. – 225 с.
- 7 Коефіцієнт паропроникності будівельних матеріалів таблиця. Опір паропроникнення матеріалів і тонких шарів пароізоляції [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://olwood.ru>.
- 8 Пример расчетов по курсу "Холодильная техника"; Учебное пособие/ Г. Д.Аверин, А. М. Бражников, А. И. Васильев, Н. Д. Малова. – М.: Агропромиздат, 1986. – 183 с.
- 9 Трокоз Я. Є. Текст лекцій з дисципліни «Технічна термодинаміка» для напряму бакалаврської підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» Технічна термодинаміка-1. Термодинаміка нерухомих систем / Я. Є. Трокоз, П. П. Куделя. – К.: НТУУ «КПІ», 2015. – 161 с.
- 10 Ривкин С. Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. – 2-е. перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
- 11 Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, И. А. Сакун, Л. С. Тимофеевский. — СПб.: Политехника, 1997. — 992 с.

					ТП 61 09 00 006 ПЗ	Лист
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 12 Чубик И. О. Справочник по теплофизическим характеристикам пищевых продуктов и полуфабрикатов / И. О. Чубик, А. М. Маслов. – М.: Пищевая промышленность, 1970. – 185 с.
- 13 Продукция. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <http://bitzer.ru/>.
- 14 Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче: Учебн. пособие для вузов./ Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. - 288 с., ил.
- 15 Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел – 3-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
- 16 Борисов Г. С. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Г. С. Борисов, В. П. Брыков, Ю. И. Дытнерский – 2-е. перераб. и доп. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
- 17 Зайцев В. П. Холодильная техника / Викентий Петрович Зайцев. – М.: Государственное издательство торговой литературы, 1962. – 344 с.
- 18 Коррозионная стойкость оборудования химических производств. Коррозия под действием теплоносителей, хладагентов и рабочих тел / А. М. Сухотин, А. Ф. Богачев, В. Г. Пальмский та ін. – Л.: Химия, 1988. – 360 с., ил.
- 19 Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин; Учебное пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин, Е. Д. Герасимов и др.; под общ. ред. И. А. Сакуна. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. — 423 с., ил.
- 20 Поверхностные циркуляционные насосы Calpeda. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://calpeda.ua/>.
- 21 Фильтры-осушители. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://www.danfoss.com/ru-ru/products/>.
- 22 Насосы центробежные герметичные ЦГ, 1ЦГ, 2ЦГ, 3ЦГ, 4ЦГ, 5ЦГ. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://gidromash.kiev.ua/>.
- 23 Products and solutions. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://www.johnsoncontrols.com>.
- 24 ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень».
- 25 Внутренние санитарно-технические устройства / Под ред. И. Г. Староверова: Ч. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха. - М.: Стройиздат, 1978.-509.
- 26 ДБН В2.5-28-2018 «Природне і штучне освітлення».

- 27 ДСН 3.3.6.037–99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку».
- 28 ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації».
- 29 ДСТУ ГОСТ 26568: 2009 «Вибрация методы и средства защиты».
- 30 ДСТУ ІЕС 61140: 2015 «Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання».
- 31 ДБН В.1.1-7-2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва».
- 32 ДСТУ Б В.1.1-36:2016 «Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою».
- 33 ДСТУ 3675-98 «Пожежна техніка. Вогнегасники переносні. Загальні технічні вимоги та методи випробувань».
- 34 ДБН В.2.5-56-2014 «Системи протипожежного захисту».
- 35 ДСТУ Б В.2.5-38:2008 «Улаштування блискавкозахисту будівель та споруд».

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ ТА ТВОРЧИХ ДОСЯГНЕНЬ

Одуденко Юлія Миколаївна
(прізвище, ім'я, по-батькові)

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва,журкала (номер,рік) або номер авторського свідоцтва,номер дипломного на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвище співавтора праці
1	2	3	4	5	6
1	Особливості та переваги теплопостачання в будинках з електричним опаленням	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. – 260 с. ISBN 978-966-622-887-4 (Т.1)	1 стор.	Гавриш А. С.
2	Гофровані теплообмінні поверхні кожухопластинчастих теплообмінників	Друк	Матеріали XI науково-технічної конференції інституту енергозбереження та енергоменеджменту енергетика. Екологія. Людина (збірник наукових праць) м. Київ 24 – 25 КВІТНЯ 2019. Енергетика. Екологія. Людина. К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 308 с. ISSN 2307-7239	6 стор.	Гавриш А.С.
3	Особливості гофрованих теплообмінних	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення	1 стор.	Гавриш А. С.

	поверхонь кожухопластинчастих теплообмінників		енергетики: Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів, м. Київ, 23– 26 квітня 2019 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – Т. 1. – 313 с. ISBN 978-966-622- 938-3(Т.1)		
4	Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі у разі конденсації пари всередині горизонтальних труб за стратифікованого режиму течії фаз	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів, м. Київ, 21– 24 квітня 2020 р.	1 стор	Середа В.В.
5	Зберігання фруктів після збирання в фруктосховищі та при кімнатній температурі	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVIII Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів, м. Київ, 21– 24 квітня 2020 р.	1 стор	Назарова І.О.
6	Особливості гофрованих теплообмінних поверхонь кожухопластинчастих апаратів	Друк	XIX Всеукраїнський конкурс «Молодь енергетики України 2019: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків»		Гавриш А.С.

Автор

Юлія ОДУДЕНКО

Додаток Б

Перевірка дипломного проекту на академічну доброчесність



Власник документу:
Гавриш Андрій Сергійович

ID перевірки:
1003613667

Дата перевірки:
29.05.2020 12:49:55 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
29.05.2020 12:50:29 EEST

ID користувача:
77138

Назва документу: Odudenko_bakalavr

ID файлу: 1003627823 Кількість сторінок: 58 Кількість слів: 11280 Кількість символів: 69151 Розмір файлу: 2.74 MB

1.77% Схожість

Найбільша схожість: 0.46% з джерело <http://ep3.nuwm.edu.ua/674/1/034-144.pdf>

1.4% Схожість з Інтернет джерелами

136

Page 60

0.92% Текстові збіги по Бібліотеці акаунту

178

Page 60

0% Цитат

Не знайдено жодних цитат

0% Вилучень

Вилучений текст відсутній

Підміна символів

Заміна символів

266

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ

№ з/п	Формат	Позначення	Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4		Завдання на дипломний проект	2	
2	A4	ТП 61 09 006 ПЗ	Пояснювальна записка	86	
3	A1	ТП 61 09 006 001 ХП	Технологічна схема системи	1	
4	A2	ТП 61 09 006 002 ХП	Розміщення обладнання. План на відм. 0,000	1	
5	A2	ТП 61 09 006 003 ХП	Холодильна камера Розміщення обладнання. План на відм. 0,000. Розріз А-А)	1	
6	A1	ТП 61 09 006 001 ВЗ	Аміачний горизонтальний випарник	1	
7	A3	ТП 61 09 006 ХП.С	Специфікація	2	
8	A4	ТП 61 09 006 ВЗ	Специфікація	1	

				ТП 61 09 006		
	ПІБ	Підп.	Дата			
Студент	Одуденко			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Назарова					1
Консульт.	-				КПІ ім. Ігоря Сікорського, ТПТ, Гр. ТП – 61	
Н.контр.	Боженко					
Зав.каф.	Варламов					