

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект холодильної установки виробничого холодильника
птахофабрики потужністю 55 т на зміну у м. Одеса

Здобувача Берьозкін О.О.

2 курсу ХМ-751 групи

Керівник к.т.н., доц. Яковлева О.Ю.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.06.2023р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«17» березня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Берьозкін Олексій Олександрович

1. Тема роботи Проект холодильної установки виробничого холодильника птахофабрики потужністю 55 т на зміну у м. Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 26.08.2022 р. наказ № 490-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи
Холодильник птахофабрики розташований у м. Одеса. Виробнича потужність для заморожування становить 55 тонн на зміну. Будівля холодильника одноповерхова з висотою камер 6 м і сіткою колон 6 x 12 м. У 3-х камерах з температурним Режимом -20°C передбачається тривале зберігання замороженого м'яса птиці і передбачена камера для шокової заморозки продукту -25°C. Холодильна установка з системою безпосереднього кипіння холодоагенту R717 (аміак).

4. Перелік питань, які потрібно розробити
Реферат, Вступ, 1. Техніко-економічне обґрунтування проекту,
2. Об'ємно-планувальне рішення, 3. Визначення товщини теплоізоляції
огороджувальних конструкцій, 4. Розрахунок теплоприпливів через огороження,
5. Тепловий розрахунок компресорів, 6. Розрахунок повітроохолоджувача

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. План холодильника, 2. Розрізи холодильника, 3. Розводка трубопроводів
4. Повітроохолоджувач

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2023	22.05.2023

7. Дата видачі завдання 17.03.2023 р.

Керівник Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання Берьозкін О.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-01.06.2023	
2	Вступ	17.03-20.03.2023	
3	Техніко-економічне обґрунтування проекту	20.04-25.04.2023	
4	Визначення будівельної площі камер холодильника	26.04-30.04.2023	
5	Опис будівельних конструкцій	01.05-04.05.2023	
6	Розрахунок товщини теплоізоляції камер	05.05-10.05.2023	
7	Розрахунок теплоприпливів	12.05-15.05.2023	
8	Розрахунок кожухотрубного конденсатора	16.05-17.05.2023	
9	Розрахунок повітроохолоджувача	20.05-23.05.2023	
10	Розрахунок і підбір іншого обладнання	20.05-23.05.2023	
11	Підбір аміачного насосу	23.05-25.05.2023	
12	Охорона праці	17.05-22.05.2023	
13	Список використаної літератури	23.05-25.05.2023	
14	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	27.05-01.06.2023	

Здобувач-дипломник Берьозкін О.О.

Керівник роботи Яковлева О.Ю.

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

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

Здобувач-дипломник Берьозкін Олександрович

ЗМІСТ

	Сторінка
РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	6
1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ	8
2. ВИЗНАЧЕННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ПЛОЩІ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКА	11
3. ОПИС БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ	14
4. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ КАМЕР	16
5. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ	22
6. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ	28
7. РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА	38
8. РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА	43
9. РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ІНШОГО ОБЛАДНАННЯ	64
10. ПІДБІР АМІАЧНОГО НАСОСУ	68
11. ОХОРОНА ПРАЦІ	69
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	84
СПЕЦИФІКАЦІЯ	85

					<i>КРБ.ХУКП.1.490-03.6.1</i>					
					<i>Проект холодильної установки виробничого холодильника птахофабрики потужністю 55 т на зміну у м. Одеса</i>					
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Берьозкін О.О.</i>							4	85
<i>Перевір.</i>		<i>Яковлева О.Ю.</i>								
<i>Реценз.</i>										
<i>Н. Контр.</i>		<i>Яковлева.О.Ю.</i>			<i>ОНТУ гр. ХМ-751</i>					
<i>Затверд.</i>										

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 85 сторінок тексту, 14 рисунків, 19 таблиць, 10 посилань на літературні джерела. В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки виробничого холодильника птахофабрики.

Холодильна установка виробничого холодильника птахофабрики, яка є об'єктом даного дослідження, розташована у південній Україні, в Одеській області в м. Одеса.

Будівля холодильника одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6x12 м. У 3-х камерах з температурним режимом -20°C передбачається тривале зберігання замороженого м'яса птиці і передбачена камера для шоквої заморозки продукту -25°C .

В якості холодильного агента було прийнято аміак R 717. Система холодопостачання спроектованого холодильника – централізована. Підібрано теплоізоляційну конструкцію на основі ПСБ-С, і, виходячи з повного завантаження камер, розраховано сумарні теплопритоки. За цими даними та проведеним тепловим розрахунком підібрані компресорні агрегати фірми Bitzer, теплообмінні апарати фірми Alfa-Laval.

Ключові слова: виробничий холодильник – птахофабрика – холодильна установка – аміак

ABSTRACT

Qualification work consists of: 85 pages of text, 14 figures, 19 tables, 10 references to literary sources. In the qualification work, the task of developing a production poultry farm refrigerator was solved.

The refrigerating plant of the production refrigerator of the poultry farm, which is the object of this study, is located in southern Ukraine, in the Odesa region, in the city of Odesa.

The refrigerator building is one-story with a height of 6 m chambers, with a grid of 6x12 m columns. In 3 chambers with a temperature regime of -20°C , long-term storage of frozen poultry meat is provided and a chamber for shock freezing of the product at -25°C is provided.

Ammonia R 717 was used as a refrigerant. The cooling system of the designed refrigerator is centralized. A heat-insulating structure based on PSB-S was selected, and based on the full loading of the chambers, the total heat inflows were calculated. Based on these data and the heat calculation, Bitzer compressor units and Alfa-Laval heat exchangers were selected.

Key words: production refrigerator - poultry farm - refrigeration plant - ammonia

						Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Однією з найважливіших завдань народного господарства України є забезпечення цілорічного безперервного постачання населення високо якісними продовольчими продуктами.

Виробництво швидкозаморожених продукції є однією з найбільш динамічно розвиваються галузей харчової промисловості. У 80-і роки темпи зростання виробництва заморожених продуктів в розвинених країнах досягали 8-12% в рік і хоча в 90-ті вони знизилися до 5-8%, але залишилися одним з найвищих серед інших груп продовольчих товарів.

Одним з основних напрямків розвитку агропромислового комплексу є створення потужної індустрії швидкозаморожених продуктів широкого спектру призначення, що дозволяє забезпечити населення біологічно повноцінними продуктами тривалого зберігання для різних сегментів споживання.

Холодильником називається підприємство, призначене для охолодження, заморожування і зберігання швидкопсувних продуктів при заданих низьких температурах. Від звичайного складу холодильник відрізняється наявністю холодильної установки і теплоізоляції. Крім охолоджувальної частини (камер), холодильник має приміщення для компресорного цеху, трансформаторної підстанції, котельні, адміністративно-побутових приміщень, вестибюлів, і ін. Холодильники мають характерні особливості

1) У них обробляються і зберігаються цінні, досить швидко-псууються продукти, що вимагають для свого збереження підтримки температур нижче температури зовнішньої навколишнього середовища і певною відносною вологості.

						Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2) Тепло і волога зовнішнього повітря прагнуть проникнути в холодильник, що вимагає створення спеціальних конструкцій огорож для зменшення проникнення теплоти і вологи всередину приміщень.

3) Великий обсяг вантажів, які переміщуються, і необхідність швидкої їх розвантаження вимагають широкого застосування транспортних пристроїв.

4) До них пред'являються високі санітарні вимоги. Холодильники можна класифікувати за різними ознаками. Кожен тип холодильника має свої особливості, які доводиться враховувати при проектуванні і експлуатації.

Перш за все, холодильники розрізняються за цільовим призначенням. Дозрівання такого м'яса після розморожування не завжди приводить до достатнього поліпшення ніжності, що пояснюється втратою активності ферментів. М'ясо в напівтушах заморожують на підвісних шляхах спеціальних камер однофазним або двофазним способом. При однофазному способі м'ясо в напівтушах заморожується без попереднього охолодження. Технологічні вимоги, що пред'являються до процесу заморожування м'яса, передбачають швидке його протікання і завершення до настання того, що послеубойного залякнуло.

Ця класифікація найбільш повно відображає особливості роботи холодильників і їх обладнання. Наявність різноманітних холодильних підприємств відповідає завданням здійснення безперервної холодильної ланцюга, під якою розуміють сукупність холодильників різних типів і організацію взаємного зв'язку між ними, завдяки якій харчові продукти, починаючи з моменту виробництва і закінчуючи споживанням, знаходяться під постійним впливом низьких температур, що забезпечує високу якість продуктів навіть при тривалому їх зберіганні. Окремі типи холодильників є, таким чином, ланками безперервної холодильної ланцюга.

						Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

У даній роботі пропонується проект виробничого холодильника птахофабрики потужністю 55 т на зміну у м. Одеса, призначеної для заморозки, зберігання і реалізації продукції.

Для успішної конкуренції, Одеська птахофабрика потребує сучасного холодильному складі або в холодильній камері для зберігання продукції.

Розрахунок чисельності споживачів зводиться в таблиці 1.

Таблиця 1 Розрахунок чисельності споживачів.

Категорія споживачів	Тисяч чоловік
Корінне населення	812
Населення передмість (10% від корінного)	81,2
Транзитне населення (5% від корінного)	40,5
Природний приріст (5% від корінного)	40,5

Всього : 974 тис.чол.

Норма споживання м'яса та м'ясних продуктів в розрахунку на душу населення в рік становить 9 кг (замороженого). У розрахунку прийнято 100% замороженого м'яса птиці.

Визначення потреби в проєктованих продуктах зводиться в таблиці 2.

Таблиця 2 Визначення потреби в продуктах.

Вид продукції	Чисельність населення, тисяч чоловік	Норма споживання, кг	Загальна споживаність, кг	Ринок	Холодильник
М'ясо птиці	974	9	8666	-	8666

						Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Замороження м'яса проводиться по наступному режиму роботи:

Календарний фонд часу	365 днів
Святкові і вихідні дні	108 днів
Простой в ремонті	30 днів
Число робочих днів	227 днів

Добова норма заморозки і продуктивність морозильного відділення становить: 31 тона.

На величину місткості камер впливає термін зберігання в камері і показник оборотності вантажу. Розрахунок оборотності камер морозильного відділення зводиться в таблиці 3.

Таблиця 3 Розрахунок коефіцієнта оборотності камер.

Вид продукту	Календарний фонд	Термін простою	Ефективний фонд	Середній термін зберігання	Коефіцієнт оборотності
Мясо птиці	365	18	347	23	15

Розрахунок необхідних місткостей камер зводиться в таблиці 4

Таблиця 4 Розрахунок необхідних місткостей камер.

Вид продукту	Надходження через холодильник, кг	Коефіцієнт оборотності	Коефіцієнт сезонності	Е по розрахунку, тон	Е типова, тон
Мясо птиці	8666	13	1,5	996	1000

Висновок: Згідно проведеним розрахункам у м. Одеса потрібно холодильник місткістю 1000 тон.

						Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Холод має дуже велике значення для створення і зберігання запасів сировини, що забезпечують ритмічність виробництва харчових галузей промисловості і рівномірного споживання продукції протягом року.

Без холоду неможливо домогтися збереження вихідної якості сільськогосподарської сировини на всіх етапах ланцюга-заготовки, транспортування, промислової переробки, зберігання і реалізації швидкопсувних продуктів. Основні ланки цього ланцюга повинні бути повністю забезпечені холодом. Незабезпечення холодом в необхідній кількості та якості одного з ланок цього ланцюга не може бути компенсовано в наступних ланках, тому що погіршення якості і втрати кількості продукту відбуваються відразу ж в цій ланці ланцюга.

Холодильник знаходиться поблизу автомобільних трас і має зручні під'їзні шляхи. Холодильник складається з 3-х камер зберігання замороженої птиці, експедиції, приміщення зі скороморозильні апарати. Машинне відділення, адміністративно-побутові та підсобні приміщення примикають до будівлі холодильника. Для виконання вантажно-розвантажувальних робіт призначені автомобільна платформи.

В якості ізоляції використовується сучасний ізоляційний матеріал ПСБ-С з малим коефіцієнтом теплопровідності.

Застосування насосно-циркуляційної системи подачі в прилади охолодження дає можливість зменшити ємність системи охолодження.

Холодильна установка виконана на базі поршневих агрегатів. Конденсаторне відділення складається з кожухотрубних горизонтальних конденсаторів і лінійного ресивера. Як приладів охолодження в камерах використовуються повітроохолоджувачі стельові.

Холодильник розрахований на обслуговування дрібнооптових покупців і забезпечення продукцією мережу своїх фірмових магазинів розташованих в місті та за його межами.

						Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ВИЗНАЧЕННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ПЛОЩІ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКА

2.1 Розрахунок місткості камер

Камера зберігання замороженої птиці.

Сітка колони 12х6

Вантажний об'єм камери $V_{zp}, м^3$ визначають за формулою:

$$V_{zp} = \frac{E}{q_v}$$

де E - місткість камер зберігання, тон;

q_v - норма навантаження на 1 $м^3$ вантажного об'єму камери, т/ $м^3$;

Приймаємо q_v по таблиці.

$$V_{zp} = \frac{1000}{0,38} = 2631,м^3$$

Вантажна площа камери $F_{zp}, м^2$ визначають за формулою:

$$F_{zp} = \frac{V_{zp}}{h_{zp}}$$

де V_{zp} - вантажний об'єм камери, $м^3$;

h_{zp} - вантажна висота штабеля, $м$;

Приймаємо h_{zp} по таблиці, згідно ємності камер морозильного відділення.

$$F_{zp} = \frac{2631}{4,7} = 559,9м^2$$

Будівельна площа камери $F_{стр}, м^2$ визначають за формулою.

$$F_{стр} = \frac{f_{zp}}{\beta}$$

де β - коефіцієнт використання будівельної площі камери,

який приймається в залежності від площі камери.

$$F_{стр} = \frac{559,9}{0,85} = 658,7м^2$$

						Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число будівельних прямокутників n , визначають за формулою.

$$n = \frac{F_{\text{стр}}}{f}$$

де f - будівельна площа одного прямокутника при прийнятій сітці колонн, м^2 ;

$$n = \frac{658,7}{72} = 9,14$$

Приймаємо 10 будівельних прямокутників, 2 будівельних прямокутника для СМО, 1 будівельний прямокутник для експедиції, т.е пакування.

Площа службових приміщень 10 %, а машинного відділення 15 %.

$$F_{\text{сл.п}} = F_{\text{стр}} \cdot 0,1 = 658,7 \cdot 0,1 = 65,9 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{м.о}} = F_{\text{стр}} \cdot 0,15 = 658,7 \cdot 0,15 = 98,8 \text{ м}^2$$

Приймаємо 4 будівельних прямокутника.

						Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виробничий холодильник для Одеської птахофабрики.

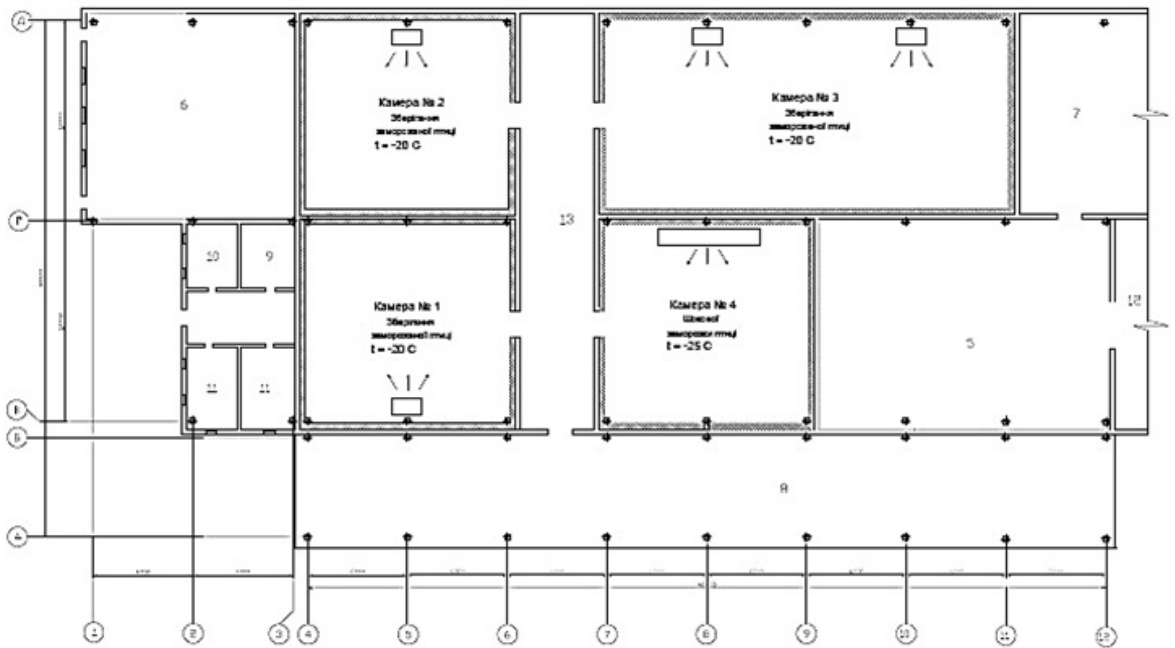
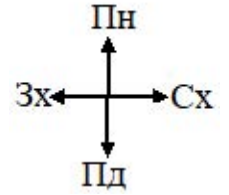


Рисунок 1 - План виробничого холодильника для Одеської птахофабрики.

					Арк.
					13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

3. ОПИС БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Холодильники відрізняються від інших промислових будівель тим, що в них постійно підтримується низька температура повітря при високій відносній вологості. Конструкції холодильників повинні бути стійкими до впливу низьких температур і високої вологості повітря і в той же час міцними, довговічними, вогнестійким і економічними.

Будівля холодильника виконано по конструктивної каркасної схемою з самонесучими стінами, при якій навантаження від покриття і підвісного устаткування передається на каркас із збірних елементів (колон, балок і ферм). Самонесучі стіни каркасних будинків спираються на фундаментні балки, а ті - на фундаменти під колони.

Фундаменти сприймають все навантаження від будівельних конструкцій, вантажу, обладнання і передають на ґрунт. Тому вони повинні бути міцними, довговічними, стійкими на перекидання і ковзання в площині підшви. При будівництві холодильника застосовані окремо стоять фундаменти. Під колони закладають окремо стоять пірамідальні фундаменти із залізобетону. У фундаментах передбачають гнізда-склянки для установки збірних колон. Під середні колони приймають фундаменти квадратного перетину 400x400 мм серії 1.420-4.

Зовнішня стіна будівлі холодильника виконана з цегли. Матеріалом для зовнішніх стін холодильника звичайний повнотіла глиняна цегла пластичного пресування. Оскільки зовнішні стіни холодильника самонесучі, товщина цегляної кладки складає 380 мм. Стіна відстоїть від зовнішньої межі зовнішнього ряду колон каркаса на 250 мм. Для стійкості стіни кріплять до колон за допомогою анкерів в середній частині і вгорі.

						Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішня стіна холодильника виконана з тих же матеріалів що і зовнішня, тільки товщина цегляної кладки складає 250 мм, а перегородки 120 мм. Перегородки встановлені по осях колон з ізоляцією колон.

Для холодильника характерно безчердачною покриття, яке повинно бути міцним, довговічним, економічним, а покрівля - водонепроникною і атмосферостійкою. На холодильнику застосована двосхилий дах з ухилом близько 2%. Як покривного матеріалу використаний гідроизол який наклеєний в кілька шарів на бітумної мастиці. На холодильнику покриття балкове, на колони укладають балки серії 1.465-7, розміри плит 3х6 м, висота плити 220 мм. Для теплоізоляції покриття застосовані полістирольні плити. Для зменшення теплопритоков через покриття захисний шар виконують з матеріалів світлих тонів. Протипожежні пояса виконані з пінобетону.

Пол холодильника повинен мати достатню міцність, витримувати навантаження від вантажів і транспортних засобів, бути гігієнічними і безпечними для пересування людей і транспортних засобів. Застосовано підлогу з електрообігрівом ґрунту. Електронагрівачі представляють собою сталеві стрижні діаметром 12 ... 16 мм закладені в бетонній підготовці по всій площі камер з мінусовими температурами. Для підвищення надійності, довговічності конструкції, шари теплоізоляції захищені потужним шаром гідроізоляції, розташованої нижче бетонної підготовки з електронагрівачами.

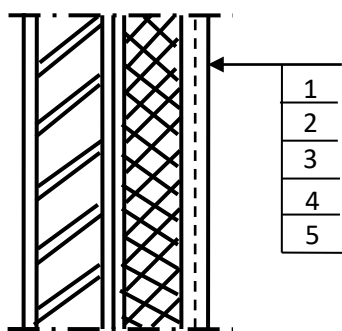
Двері повинні легко відкриватися і закриватися, забезпечувати щільне прилягання до коробки по всьому периметру для зменшення втрат холоду. Застосовані притулившись двері з отвором 2000х2300 мм. Двері мають ізоляцію товщиною 150 мм з пінопластів. Захистом дверей від механічних пошкоджень служить металева обшивка, яка одночасно є пароізоляцією.

						Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ КАМЕР

Визначити товщину ізоляційного шару зовнішньої стіни камер зберігання морожених вантажів, морозильного відділення.

Конструкція стіни:



- Теплоізоляція из стеновой сэндвич панели, $\lambda - 0,022 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.
- Пароізоляція – 2 слоя гідроізола на битумній мастичці $\delta - 0,004 \text{ м}$. $\lambda - 0,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Рисунок 2 - Конструкція наружної стіни

3. Штукатурка цементно-песчаная

$\delta - 0,02 \text{ м}$. $\lambda - 0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

4. Кладка кирпичная на цементном растворе

$\delta - 0,38 \text{ м}$. $\lambda - 0,81 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

5. Штукатурка сложным раствором

$\delta - 0,02 \text{ м}$. $\lambda - 0,93 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Приймаємо середньорічну температуру повітря в м. Одеса рівній $9,9^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі для камер зберігання морожених вантажів з

температурою -20°C визначають по таблиці, $k_0 = 0,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Коефіцієнт теплоотдачи и соответствующие термические сопротивления для наружной поверхности стіни:

$$\alpha_n = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_n} = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Для внутренней поверхности, циркуляция естественная:

$$\alpha_B = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_B} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

					Арк.
					16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Принимаем расчетные значения коэффициентов теплоотдачи в таблице.

Определяем толщину изоляционного слоя по формуле.

$$\delta_{uz}^{mp} = \lambda_{uz} \cdot \left[\frac{1}{k_0} - \left(\frac{1}{\alpha_H} + \sum \frac{\delta_i}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right]$$

где λ_{uz} - коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)

$$\delta_{uz}^{mp} = 0,022 \cdot \left[\frac{1}{0,21} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,004}{0,30} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,38}{0,81} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,09 м$$

Принимаем толщину сэндвич-панели 100 мм (1 слой 100 мм)

Определяем действительный коэффициент теплопередачи т.к толщина теплоизоляции отличается от требуемой более чем на 10 мм.

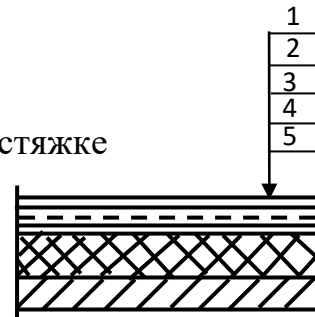
$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_H} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{uz,\delta}}{\lambda_{uz}}};$$

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{0,712 + \frac{0,1}{0,022}} = 0,19 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Покрытие охлаждаемых камер. Теплоизоляцию покрытия всех камер принимаем одинаковой.

- 5 слоев гидроизола на битумной стяжке

$$R = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,012}{0,3} = 0,040 \frac{м^2 К}{Вт}$$



2. Стяжка из бетона по металлической сетке

δ - 0,040 м. λ - 1,86 Вт/(м*К)

Рисунок 3 – Конструкция покрытия

3. Пароизоляция (слой пергамина)

δ - 0,001 м. λ - 0,15 Вт/(м*К). $R = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,001}{0,15} = 0,006 \frac{м^2 К}{Вт}$ Не учитываем

4. Железобетонная плита покрытия

δ - 0,022 м. λ - 2,04 Вт/(м*К)

5. Потолочная сэндвич-панель (λ - 0,022 Вт/(м*К)

Коэффициент теплопередачи для покрытия согласно таблице, $k_0 = 0,20 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$

Коэффициент теплоотдачи и термическое сопротивление.

						Арк.
						17
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_n = 23,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_n} = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

$$\alpha_B = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_B} = 0,143 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Определяем толщину изоляционного слоя.

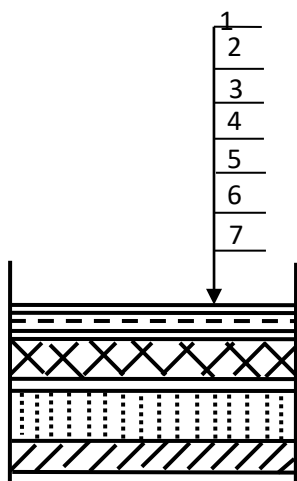
$$\delta_{uz}^{mp} = 0,022 \cdot \left[\frac{1}{0,2} - \left(\frac{1}{23,3} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,86} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{7} \right) \right] = 0,102 \text{ м}$$

Принимаем толщину слоя сэндвич-панели 120 мм, (1 слой 120 мм)

Определяем действительный коэффициент теплопередачи.

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{0,36 + \frac{0,12}{0,022}} = 0,172 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Определяем толщину изоляционного слоя пола камеры хранения мороженных грузов.



1. Монолитное бетонное покрытие из тяжелого бетона.

$\delta - 0,04 \text{ м. } \lambda - 1,86 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

2. Армобетонная стяжка

$\delta - 0,08 \text{ м. } \lambda - 1,86 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$

3. Пароизоляция (1 слой пергамина)

$\delta - 0,001 \text{ м. } \lambda - 0,15 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}), R = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,001}{0,15} = 0,006 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$

Рисунок 4 – Конструкция пола

не учитываем

4. Плитная теплоизоляция (Пенопласт полистирольный ПСБ-С, $\lambda - 0,047 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$)

5. Цементно-песчаный раствор

$\delta - 0,025 \text{ м. } \lambda - 0,98 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$

6. Уплотненный песок

$\delta - 1,35 \text{ м. } \lambda - 0,58 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$

7. Бетонная подготовка с электронагревателями

					Арк.
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	188

Теплоізоляцію підлог приймаємо однаковою для всіх охолоджуваних приміщень. У розрахунку враховуємо тільки шари лежать вище бетонної підготовки з нагрівальними пристроями. Коефіцієнт теплопередачі для підлог, що обігріваються вибираємо по таблиці.

$$k_0 = 0,21 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коефіцієнт теплоотдачи поверхности пола.

$$\alpha_B = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_g} = 0,143 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Определяем толщину изоляционного слоя пола.

$$\delta_{из}^{mp} = 0,047 \cdot \left[\frac{1}{0,21} - \left(\frac{0,040}{1,86} + \frac{0,080}{1,86} + \frac{0,025}{0,98} + \frac{1,35}{0,58} + \frac{1}{7} \right) \right] = 0,116 \text{ м}$$

Принимаем толщину изоляционного слоя равной 125 мм (1 слой 100 мм и 1 слой 25 мм)

Определяем действительный коэффициент теплопередачи.

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{2,422 + \frac{0,125}{0,047}} = 0,20 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Визначаємо товщину ізоляційного шару перегородки між камерами зберігання заморожених вантажів. Приймаємо що всі внутрішні перегородки між камерами виконані з цегляної кладки з теплоізоляційними плитами з сендвіч панелей. (Конструкція перегородок аналогічна зовнішніх стін). Для перегородок між камерами з однаковими температурами, згідно з таблицею

$$k_0 = 0,28 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коефіцієнт теплоотдачи по обе стороны перегородки принимаем одинаковыми.

$$\alpha_B = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_g} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Определяем толщину теплоизоляции перегородки.

$$\delta_{из}^{mp} = 0,022 \cdot \left[\frac{1}{0,28} - \left(\frac{1}{8} + \frac{0,120}{0,81} + \frac{0,040}{0,30} + 3 \frac{0,020}{0,93} + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,051 \text{ м}$$

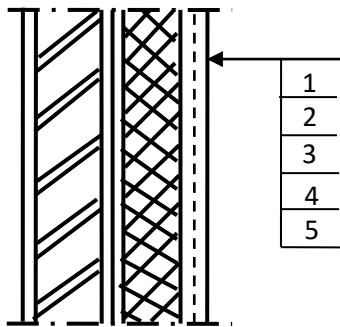
						Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принимаем толщину изоляционного слоя равной 80 мм (одна сэндвич-панель 80 мм).

Определяем действительный коэффициент теплопередачи.

$$k_0^o = \frac{1}{0,475 + \frac{0.08}{0.022}} = 0.243 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Визначаємо товщину ізоляційного шару внутрішньої стіни між камерою і експедицією. Приймає, що стіни між охолоджуваними приміщеннями та вантажним коридором виконані з цегляної кладки товщиною 250 мм з теплоізоляцією з плит сендвіч-панелей.



1. Плитная теплоизоляция (сэндвич-панель, λ - 0,022 Вт/(м *К))

Рисунок 5 – Конструкция внутренней стены

2. Пароизоляция – 2 слоя гидроизола на битумной

мастике

δ - 0,004 м. λ - 0,3 Вт/(м *К).

3. Штукатурка цементно-песчаная

δ - 0,02 м. λ - 0,93 Вт/(м *К).

4. Кладка кирпичная на цементном растворе

δ - 0,25 м. λ - 0,81 Вт/(м *К).

5. Штукатурка сложным раствором

δ - 0,02 м. λ - 0,93 Вт/(м *К).

Коэффициент теплопередачи для внутренней стены:

$$k_0 = 0,28 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Коэффициент теплоотдачи и термическое сопротивление:

					Арк.
					20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$\alpha_n = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_n} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

$$\alpha_e = 8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \frac{1}{\alpha_e} = 0,125 \text{ м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

Определяем толщину изоляционного слоя внутренней стены.

$$\delta_{из}^{mp} = 0,022 \cdot \left[\frac{1}{0,28} - \left(\frac{1}{8} + 2 \frac{0,020}{0,93} + \frac{0,25}{0,81} + \frac{1}{8} \right) \right] = 0,065 \text{ м}$$

Принимаем толщину изоляционного слоя равной 80 мм (1 сэндвич-панель 80 мм).

						Арк.
						21
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИПЛИВІВ

5.1 Теплопритоки через огороження.

Теплоприток через огорожувальні конструкції визначається як сума теплопритоків (через стіни, перегородки, перекриття або покриття, через підлоги, заглиблені неізольовані стіни підвальних приміщень), викликаних наявністю різниці температур зовні огорожі і всередині охолоджуваного приміщення, а також теплопритоків за рахунок впливу сонячної радіації через покриття і зовнішні стіни.

Теплопритоки через огороження визначаються по формулі:

$$Q_1 = Q_1^t + Q_1^c$$

где Q_1^t - теплоприток через огороження вследствие действия разности температур.

Q_1^c - теплоприток через огороження вследствие действия солнечной радиации.

Теплоприток Q_1^t , Вт определяется по формуле.

$$Q_1^t = k_d \cdot F(t_n - t_e)$$

где k_d - действительный коэффициент теплопередачи ограждения,

определенный при расчёте толщины изоляционного слоя, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;

F - площадь ограждения, $м^2$.

t_n - расчётная температура воздуха с наружной стороны ограждения, согласно приложению, $С$.

t_e - расчётная температура воздуха внутри охлаждаемого помещения, $С$.

Теплоприток Q_1^c , Вт определяется по формуле:

$$Q_1^c = k_d \cdot F \cdot \Delta t_c$$

где Δt_c - надлишкова різниця температур внаслідок дії сонячної радіації, згідно з таблицею. Кількість теплоти від сонячної радіації залежить від зони розташування холодильника, характеру поверхні і орієнтації її на всі боки горизонту.

						Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоприток через пол, расположенный на грунте и имеющий обогревательный устройства определяют по формуле:

$$Q_1^n = k_{\partial} \cdot F(t_{cp} - t_g)$$

где t_{cp} - средняя температура поверхности устройства для обогрева грунта, при электрообогреве грунта принимаем $t_{cp} = 1 \text{ C}$.

1. Определяем теплоприток через ограждение с восточной стороны.

$$Q_1' = 0,19 \cdot 95,6(18 + 20) = 690,2 \text{ Bm}$$

$$Q_1^c = 0 \text{ Bm}$$

$$Q_1 = Q_1' = 690,2 \text{ Bm}$$

Определяем теплоприток через ограждение с южной стороны.

$$Q_1' = 0,19 \cdot 102(32 + 20) = 1007,7 \text{ Bm}$$

$$Q_1^c = 0,19 \cdot 102 \cdot 3,8 = 73,6 \text{ Bm}$$

$$Q_1 = 1007,7 + 73,6 = 1081,3 \text{ Bm}$$

Определяем теплоприток через ограждение с западной стороны.

$$Q_1' = 0,243 \cdot 92,7(16,4 + 20) = 819,96 \text{ Bm}$$

$$Q_1 = Q_1' = 819,96 \text{ Bm}$$

Определяем теплоприток через ограждение с северной стороны.

$$Q_1' = 0,243 \cdot 99,1(-18 + 20) = 48,2 \text{ Bm}$$

$$Q_1 = 48,2 \text{ Bm} \quad Q_1^c = 48,2 \text{ Bm}$$

Определяем теплоприток через покрытие холодильника.

$$Q_1' = 0,172 \cdot 158,7(32 + 20) = 1419,4 \text{ Bm}$$

$$Q_1^c = 0,172 \cdot 158,7 \cdot 14,9 = 406,7 \text{ Bm}$$

$$Q_1 = 1826,1 \text{ Bm}$$

Определяем теплоприток через пол, расположенный на грунте и имеющий обогревательные устройства.

$$Q_1^n = 0,2 \cdot 158,7(1 + 20) = 666,5 \text{ Bm}$$

Все теплопритоки сводятся в таблицу 5.

						Арк.
						23
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Камера 1.

Таблица 5 Теплопритоки через ограждения.

Ограждение	Ориентация	$K_o^D, \frac{Вт}{м^2 * К}$	F, м ²	тн, °С	$t_e, °С$	Q _{1Г} , Вт	Δtc, °С	Q _{1С} , Вт	Q _{общ} , Вт
Стена	Восток	0,19	95,6	18	-20	690,2	-	-	690,2
Стена	Юг	0,19	102	32	-20	1007,7	3,8	73,6	1081,3
Стена	Запад	0,28	92,7	16,4	-20	820	-	-	820
Стена	Север	0,243	99,1	-18	-20	48,2	2	-	48,2
Покрытие	-	0,172	158,7	32	-20	1419,4	14,9	406,7	1826,1
Пол	-	0,20	158,7	1	-20	666,5	-	-	666,5

Итого: Q₁ = 5132,3Вт

Камера 2

Таблица 6 Теплопритоки через ограждения.

Ограждение	Ориентация	$K_o^D, \frac{Вт}{м^2 * К}$	F, м ²	тн, °С	$t_e, °С$	Q _{1Г} , Вт	Δtc, °С	Q _{1С} , Вт	Q _{общ} , Вт
Стена	Восток	0,19	99,6	18	-20	719,1	-	-	719,1
Стена	Юг	0,243	99,1	-18	-20	48,2	2	-	48,2
Стена	Запад	0,28	96,7	16,4	-20	985,5	-	-	985,5
Стена	Север	0,19	102	32	-20	1007,7	-	-	1007,7
Покрытие	-	0,172	165,5	32	-20	1480,2	14,9	424,2	1904,4
Пол	-	0,20	165,5	1	-20	695,1	-	-	695,1

Итого: Q₁ = 5360Вт

Камера 3

Таблица 7 Теплопритоки через ограждения.

Ограждение	Ориентация	$K_o^D, \frac{Вт}{м^2 * К}$	F, м ²	тн, °С	$t_e, °С$	Q _{1Г} , Вт	Δtc, °С	Q _{1С} , Вт	Q _{общ} , Вт
Стена	Восток	0,28	92,7	16,4	-20	944,7	-	-	944,7
Стена	Юг	0,19	204	32	-20	2015,5	3,8	147,3	2162,8
Стена	Запад	0,19	96,7	18	-20	690,2	-	-	690,2
Стена	Север	0,243	198,2	10	-20	1444,9	-	-	1444,9
Покрытие	-	0,172	317,4	32	-20	2838,9	14,9	813,4	3652,3
Пол	-	0,20	317,4	1	-20	1333,1	-	-	1333,1

Итого: Q₁ = 10228Вт

									Арк.
									24
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Камера 4

Таблица 8 Теплопритоки через ограждения.

Ограждение	Ориентация	K_o^D , $\frac{Вт}{м^2 * К}$	F, м ²	tн, °С	tв, °С	Q _{1Г} , Вт	Δtc, °С	Q _{1С} , Вт	Q _{общ} , Вт
Стена	Восток	0,28	92,7	16,4	-25	1074,6	-	-	1074,6
Стена	Юг	0,19	102	32	-25	1104,7	3,8	73,6	1178,3
Стена	Запад	0,19	96,7	18	-25	790,1	-	-	790,1
Стена	Север	0,243	99,1	10	-25	842,9	-	-	842,9
Покрытие	-	0,172	158,7	32	-25	1555,9	14,9	406,7	1962,6
Пол	-	0,20	158,7	1	-25	825,3	-	-	825,3

Итого: $Q_1 = 6673,74 Вт$

-Расчет теплопритоков при холодильной обработке (от продукта).

Количество отводимого в единицу времени тепла $Q_2, Вт$ определяем по формуле

$$Q_2 = M_k \cdot \Delta i \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{\tau \cdot 3600}$$

где M_k – суточное поступление груза в камеру в т/сутки;

Δi – разность энтальпий груза при поступлении и температуре хранения,

$$\frac{Дж}{кг};$$

τ – продолжительность холодильной обработки продукта, ч;

1000 – переводной коэффициент из тонн в килограммы;

3600 – переводной коэффициент из часов в секунды.

Определяем количество отводимого в единицу времени тепла $Q_2, Вт$.

$$i_n = 13 \frac{кДж}{кг}, i_k = 0 \frac{кДж}{кг}$$

$$Q_2 = 31 \cdot 13 \cdot \frac{1000 \cdot 1000}{24 \cdot 3600} = 4513,8 Вт$$

-Расчёт эксплуатационных теплопритоков.

						Арк.
						25
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ці теплопритоки виникають внаслідок освітлення камер, перебування в них людей роботи електродвигунів і відкривання дверей. Теплопритоки визначають від кожного джерела тепловиділень окремо.

-Теплоприток от освещения:

$$q_1 = A \cdot F, Вт$$

где A – теплота, выделяемая источниками освещения в единицу времени на 1 м^2 площади пола $Вт/ \text{ м}^2$. Для камер хранения. $A=1,2 \text{ Вт/ м}^2$

F – площадь камеры, м^2

- Теплоприток от пребывания людей:

$$q_2 = 350 \cdot n, Вт$$

где 350 – тепловыделение одного человека при тяжёлой физической работе, $Вт$.

n – число людей, работающих в данном помещении. Число людей, работающих в помещении, принято в зависимости от площади камеры, 3 человека при площади камеры до 200 м^2 .

- Теплоприток от рабочих электродвигателей:

$$q_4 = j_{\text{оэ}} \cdot 1.2(Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m$$

$$j_{\text{оэ}} = 0.4 \dots 1.0, \quad m = 0.06 \dots 0.08$$

$j_{\text{оэ}}$ – коэффициент одновременности работы оборудования с электродвигателями.

m – коэффициент, определяемый как отношение мощности электродвигателя к холодопроизводительности воздухоохладителя.

- Теплоприток при открывании дверей:

$$q_3 = B \cdot F, Вт$$

где B – удельный приток тепла от открывания дверей, $\frac{Вт}{\text{ м}^2}$:

F – площадь камеры, м^2

Камера №1

$$q_1 = 1,2 \cdot 158,7 = 190,4 Вт$$

$$q_2 = 350 \cdot 3 = 1050 Вт$$

						Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_3 = 8 \cdot 158,7 = 1269,6 \text{ Вт}$$

$$q_4 = 407,5 \text{ Вт}$$

Камера №2

$$q_1 = 1,2 \cdot 165,5 = 198,6 \text{ Вт}$$

$$q_2 = 350 \cdot 3 = 1050 \text{ Вт}$$

$$q_3 = 8 \cdot 165,5 = 1324 \text{ Вт}$$

$$q_4 = 411,7 \text{ Вт}$$

Камера №3

$$q_1 = 1,2 \cdot 317,4 = 380,9 \text{ Вт}$$

$$q_2 = 350 \cdot 3 = 1050 \text{ Вт}$$

$$q_3 = 8 \cdot 317,4 = 2539,2 \text{ Вт}$$

$$q_4 = 381,2 \text{ Вт}$$

Камера №4

$$q_1 = 1,2 \cdot 158,7 = 190,4 \text{ Вт}$$

$$q_2 = 350 \cdot 3 = 1050 \text{ Вт}$$

$$q_3 = 8 \cdot 158,7 = 1269,6 \text{ Вт}$$

$$q_4 = 407,5 \text{ Вт}$$

Результаты теплового расчета сводим в таблицу 9.

Таблица 9 Результаты теплового расчета

№ кам	Q ₁ , Вт		Q ₂ , Вт		Q ₄ , Вт		ΣQ Вт	
	Обор	Км	Обор	Км	Обор	Км	Обор	Км
№1	5132,3		4513,8		2917,5	2188,2	12618,8	11889,5
№2	5360		4513,8		2984,3	2238,2	12787,7	12041,6
№3	10228		4513,8		4351,3	2211,5	19093,1	16953,3
№4	6673,74		4513,8		2917,5	2180,7	14105,1	13368,24

$$\Sigma = 58604,7 \quad \Sigma = 54252,64$$

С учётом потерь в трубопроводах (10%) теплопритоки составляют:

$$Q (-30) = 58604,7 + 5860,5 = 64465,2 \text{ кВт}$$

						Арк.
						27
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК І ПІДБІР КОМПРЕСОРИВ

6.1 Выбор расчётного режима

Расчётный (рабочий) режим холодильной установки характеризуется температурами кипения t_o и конденсации t_k .

Температуру кипения в установках с непосредственным охлаждением принимают в зависимости от расчётной температуры воздуха в камере. При проектировании холодильных установок с непосредственным охлаждением аммиачными холодильными машинами, температуру кипения аммиака принимают на 5-10°C ниже температуры воздуха в камере. Чем ниже температура воздуха в камере, тем меньшим принимают перепад между температурой воздуха и кипения.

Температура конденсации зависит от температуры и количества подаваемой воды или воздуха.

Температуру конденсации для установок с водяным охлаждением конденсатора принимают на 2-4 °С выше температуры воды, уходящей из конденсатора.

8.2 Тепловой расчёт двухступенчатой холодильной установки.

Для охлаждения нескольких групп потребителей холода с различными температурами кипения (например -30 и -40) может быть применена схема двухступенчатого сжатия, показанная на рисунке 6.

						Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

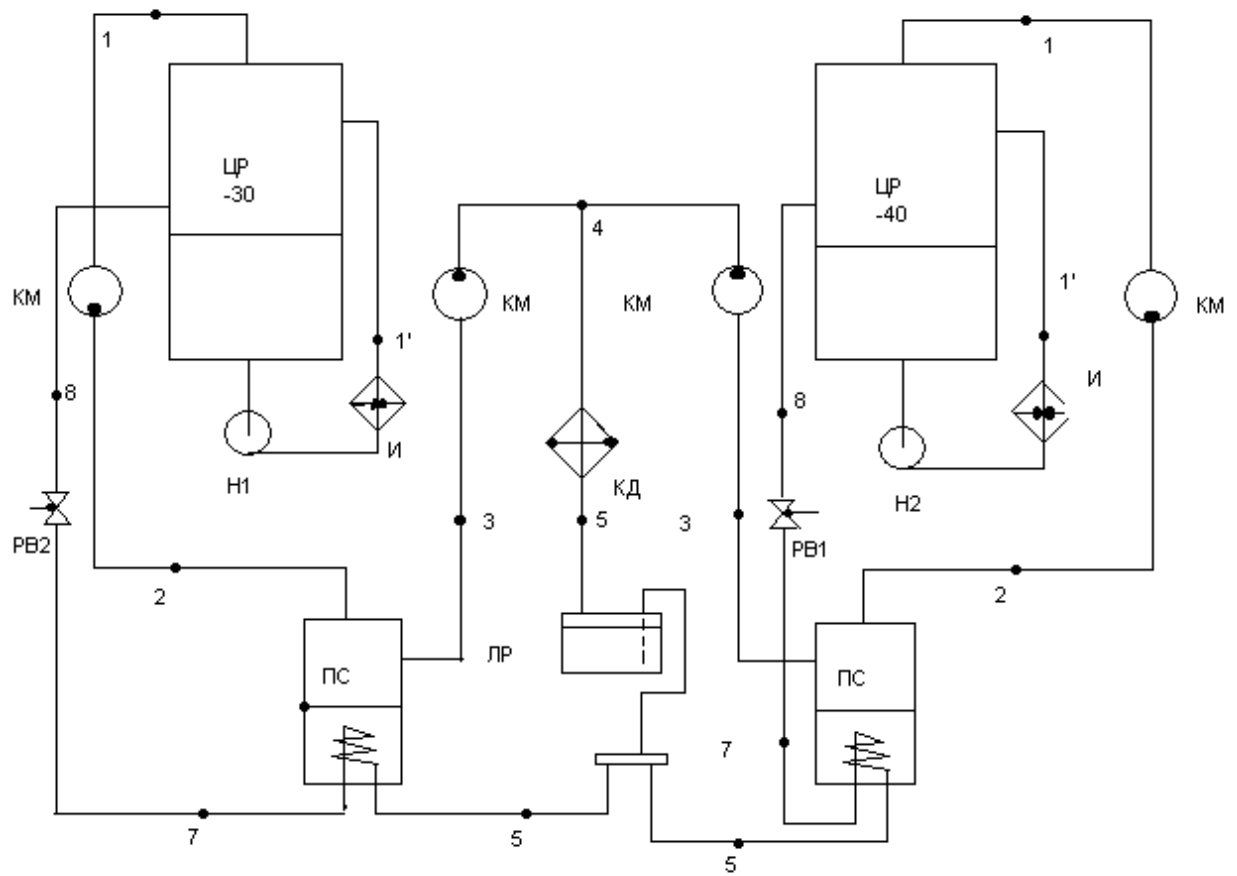


Рисунок 6 - Принципиальная схема 2^х ступенчатого сжатия.

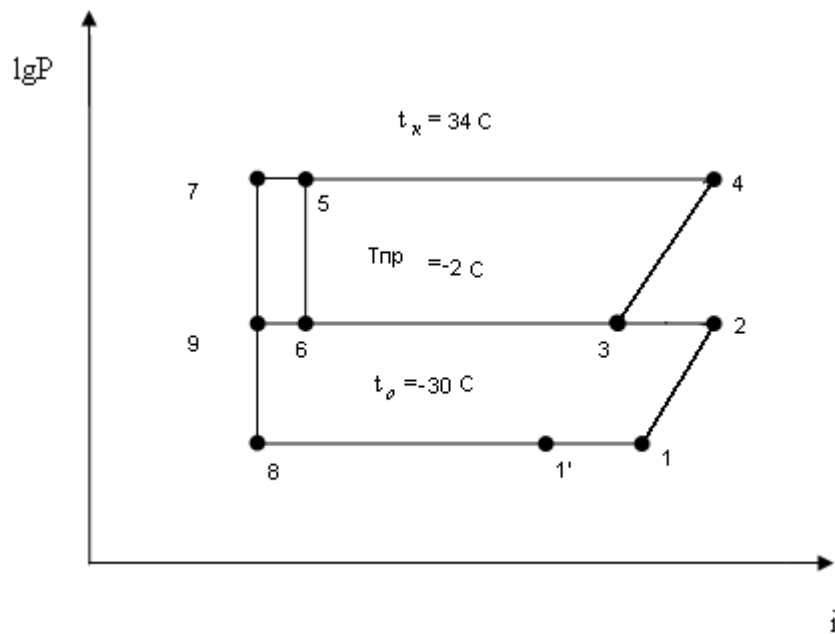


Рисунок 7 - Цикл 2^х ступенчатого сжатия.

					Арк.
					29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$t_o = -30^\circ\text{C} \Rightarrow Q = 65 \text{ кВт}$$

$$t_o = -40^\circ\text{C} \Rightarrow Q = 15 \text{ кВт}$$

Определяем температуру конденсации, $^\circ\text{C}$

$$t_k = t_{w1} + \Delta t_w + (2 \div 4)^\circ\text{C}$$

где $t_{w1} = 26^\circ\text{C}$ – температура по мокрому термометру при $t_{возд} = 32^\circ\text{C}$

и $\gamma = 95\%$

$\Delta t_w = 5^\circ\text{C}$ – для КТГ при обратном водоснабжении.

$$t_k = 26 + 5 + 3 = 34^\circ\text{C}$$

Параметры хладагента этого температурного режима сведены в таблицу 10

Таблица 10 Параметры холодильного агента в точках

Номер точки	t, $^\circ\text{C}$	P, мПа	V, м ³ /кг	i, кДж/кг
1'	-30	0.12	-	1642
1	-20	0.12	0.950	1662
2	58	0.40	-	1850
3	-2	0.40	0.310	1680
4	82	1.31	-	1847
5	34	1.31	-	579
6	-2	0.40	-	597
7	1	1.31	-	425
8	-30	0.12	-	425
9	-2	0.40	-	409

Удельная массовая холодопроизводительность.

$$q_0 = i_1 - i_8$$

где i_1, i_8 – удельная энтальпия в соответствующих точках, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Определяем удельную массовую холодопроизводительность $q_0, \text{кДж} / \text{кг}$.

$$q_0 = 1642 - 425 = 1217 \text{ кДж} / \text{кг}$$

Расход пара в С.Н.Д $m_1, \text{кг} / \text{с}$.

$$M_1 = \frac{Q_0}{q_0}$$

где Q_0 – требуемая холодопроизводительность компрессора, кВт.

Определяем расход пара в ступени С.Н.Д $m_1, \text{кг} / \text{с}$.

						Арк.
						30
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_1 = \frac{65}{1237} = 0.053 \text{ кг/с}$$

Расход пара в С.В.Д $m, \text{ кг/с}$.

$$M = M_1 \frac{i_2 - i_7}{i_3 - i_6}$$

Определяем расход пара в ступени С.В.Д $m, \text{ кг/с}$.

$$M = 0.053 \frac{1850 - 425}{1680 - 597} = 0.07 \text{ кг/с}$$

Объемный расход пара в С.Н.Д $V_{\text{онд}}, \text{ м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{онд}} = M_1 \cdot v_1$$

где v_1 – удельный объем в данной точке, $\text{ м}^3 / \text{с}$

Определяем объемный расход пара в С.Н.Д $V_{\text{онд}}, \text{ м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{онд}} = 0.053 \cdot 0.95 = 0.051 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Определяем объемный расход пара в С.В.Д $V_{\text{овд}}, \text{ м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{овд}} = 0.07 \cdot 0.31 = 0.0217 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Коэффициент подачи для каждой ступени, в случае использования поршневого компрессора при степени сжатия определяют по соотношению.

$$\frac{P_{\text{пр}}}{P_0} = \frac{0,396}{0.12} = 3.3$$

Коэффициент подачи $\lambda_{\text{нд}} = 0,83$

Для С.В.Д в случае использования бескрейцкопфного поршневого компрессора при степени сжатия.

$$\frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{пр}}} = \frac{1.31}{0.396} = 3.3$$

Коэффициент подачи $\lambda_{\text{нд}} = 0,83$

Описываемый объем $\lambda_{\text{вд}}, \text{ м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = V_{\text{ндн}} / \lambda_{\text{нд}}$$

Определяем, описываемый объем $\lambda_{\text{нд}}, \text{ м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0,051 / 0,83 = 0,062 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Определяем, описываемый объем $\lambda_{\text{вд}}, \text{ м}^3 / \text{с}$.

						Арк.
						31
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{св}} = 0,0217 / 0,83 = 0,0262 \text{ м}^3 / \text{с}$$

По этим объемам подбираем компрессора для С.Н.Д и С.В.Д. Выбираем два винтовых компрессора: Bitzer W6FA для С.Н.Д. и Bitzer W6HA для С.В.Д

Теоретическая мощность компрессора $V_{\text{тнд}}$, кВт .

$$V_{\text{тнд}} = M_1 \cdot (i_2 - i_1)$$

Определяем теоретическую мощность компрессора $V_{\text{тнд}}$, кВт .

$$V_{\text{тнд}} = 0.053 \cdot (1847 - 1680) = 8.85 \text{ кВт}$$

Действительная мощность компрессора $N_{\text{инн}}$, кВт .

$$N_{\text{инн}} = \frac{N_{\text{инд}}}{\eta_{\text{инд}}}$$

где $\eta_{\text{инд}}$ – индикаторный К.П.Д.

Определяем действительную мощность компрессора $N_{\text{инн}}$, кВт .

$$N_{\text{инн}} = \frac{6.4}{0.8} = 8, \text{ кВт}$$

Определяем действительную мощность компрессора $N_{\text{ивв}}$, кВт .

$$N_{\text{ивв}} = \frac{8,851}{0.8} = 11.1, \text{ кВт}$$

Эффективная мощность $N_{\text{снд}}$, кВт .

$$N_{\text{инн}} = \frac{N_{\text{инд}}}{\eta_{\text{м.нд}}}$$

где $\eta_{\text{м.нд}}$ – механический К.П.Д учитывающий потери в трении.

Определяем эффективную мощность $N_{\text{снд}}$, кВт .

$$N_{\text{снд}} = \frac{8}{0.85} = 9.4, \text{ кВт}$$

Определяем эффективную мощность $N_{\text{свд}}$, кВт .

$$N_{\text{свд}} = \frac{9.1}{0.85} = 10.7, \text{ кВт}$$

Тепловой поток в конденсаторе $Q_{\text{к}}$, кВт .

$$Q_{\text{к}} = Q_0 + (N_{\text{инд}} + N_{\text{ивд}})$$

						Арк.
						32
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Определяем тепловой поток в конденсаторе Q_k , кВт.

$$Q_k = 65 + (8 + 11.1) = 84.1, \text{ кВт}$$

- с учётом переохлаждения Q_k , кВт.

$$Q_k = M \cdot (i_4 - i_7)$$

Определяем тепловой поток в конденсаторе с учётом переохлаждения

Q_k , кВт.

$$Q_k = 0.07 \cdot (1847 - 425) = 99.5, \text{ кВт}$$

Характеристики компрессорных агрегатов приведены в таблице 11.

Таблица 11 – Характеристики компрессорних агрегатів

Показатель	Bitzer W6FA	Bitzer W6GA
Холодопроизводительность, кВт		
При $t_o = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$	87.8	64.2
Потребляемая мощность, кВт		
При $t_o = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$	28.8	17,65
Количество заряженного масла Slavus G 68, кг	35	18
Объемный расход охлаждающей воды, м ³ /ч	1	1
Теоретическая объёмная производительность компрессора $V_{km}, \text{ м}^3 / \text{с}$	0.061	0.028
Мощность электродвигателя, кВт	18.5	37
Частота вращения, с ⁻¹	24.17	24.17
Габаритные размеры, мм		
Длина	540	455
Ширина	569	332
Высота	470	362
Условный диаметр труб-ов, мм		
На входе хладагента	54	54
На выходе хладагента	42	42
На входе и выходе охлажденной воды	15	15

$t_o = -40^\circ\text{C} \Rightarrow Q = 15 \text{ кВт}$

Параметры хладагента этого температурного режима сведены в таблицу 12.

						Арк.
						33
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблица 12- Параметры холодильного агента

Номер точки	t, °C	P, мПа	V, м ³ /кг	i, кДж/кг
1'	-40	0.71	-	1405
1	-30	0.71	1.63	1428
2	67	3.05	-	1629
3	-9	3.05	0.40	1456
4	98	13.1	-	1668
5	34	13.1	-	361
6	-9	3.05	-	361
7	-7	13,1	-	166
8	-40	0.71	-	166

Удельная массовая холодопроизводительность.

$$q_0 = i_{1'} - i_8$$

где $i_{1'}, i_8$ – удельная энтальпия в соответствующих точках, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Определяем удельную массовую холодопроизводительность $q_0, \text{кДж} / \text{кг}$.

$$q_0 = 1405 - 166 = 1239 \text{кДж} / \text{кг}$$

Расход пара в С.Н.Д $m_1, \text{кг} / \text{с}$.

$$M_1 = \frac{Q_0}{q_0}$$

где Q_0 – требуемая холодопроизводительность компрессора, кВт.

Определяем расход пара в ступени С.Н.Д $m_1, \text{кг} / \text{с}$.

$$M_1 = \frac{15}{1239} = 0.012 \text{кг} / \text{с}$$

Расход пара в С.В.Д $m, \text{кг} / \text{с}$.

$$M = M_1 \frac{i_2 - i_7}{i_3 - i_6}$$

Определяем расход пара в ступени С.В.Д $m, \text{кг} / \text{с}$.

$$M = 0.09 \frac{1629 - 166}{1456 - 361} = 0.0162 \text{кг} / \text{с}$$

						Арк.
						34
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Объемный расход пара в С.Н.Д $V_{\text{нд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = M_1 \cdot v_1$$

где v_1 – удельный объем в данной точке, $\text{м}^3 / \text{с}$

Определяем объемный расход пара в С.Н.Д $V_{\text{нд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0.0162 \cdot 0.95 = 0.0154 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Определяем объемный расход пара в С.В.Д $V_{\text{вд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{вд}} = 0,0162 \cdot 0.31 = 0,005 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Коэффициент подачи для каждой ступени, в случае использования поршневого компрессора при степени сжатия определяют по соотношению.

$$\frac{P_{\text{пр}}}{P_0} = \frac{3.05}{0.71} = 4.3$$

Коэффициент подачи $\lambda_{\text{нд}} = 0,7$

Для С.В.Д в случае использования бескрейцкопфного поршневого компрессора при степени сжатия.

$$\frac{P_{\text{к}}}{P_{\text{пр}}} = \frac{13.1}{3.05} = 4.3$$

Коэффициент подачи $\lambda_{\text{нд}} = 0,79$

Описываемый объем $\lambda_{\text{вд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = V_{\text{ндн}} / \lambda_{\text{нд}}$$

Определяем, описываемый объем $\lambda_{\text{нд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0,0154 / 0,7 = 0,022 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Определяем, описываемый объем $\lambda_{\text{вд}}, \text{м}^3 / \text{с}$.

$$V_{\text{нд}} = 0,005 / 0,79 = 0,0064 \text{ м}^3 / \text{с}$$

По этим объемам подбираем компрессора для С.Н.Д и С.В.Д. Выбираем компрессор для С.Н.Д Bitzer W4GA-S230 и Bitzer W2Na-S210 для С.В.Д.

Теоретическая мощность компрессора $N_{\text{тнд}}, \text{кВт}$.

$$V_{\text{тнд}} = M_1 \cdot (i_2 - i_1)$$

Определяем теоретическую мощность компрессора $N_{\text{тнд}}, \text{кВт}$.

						Арк.
						35
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{\text{инд}} = 0.09 \cdot (1629 - 1428) = 11.1 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{мвд}} = 0.0064 \cdot (1629 - 1456) = 3.45 \text{ кВт}$$

Действительная мощность компрессора $N_{\text{инн}}$, кВт.

$$N_{\text{инн}} = \frac{N_{\text{инд}}}{\eta_{\text{инд}}}$$

где $\eta_{\text{инд}}$ – индикаторный К.П.Д.

Определяем действительную мощность компрессора $N_{\text{инн}}$, кВт.

$$N_{\text{инн}} = \frac{11.1}{0.8} = 13.9, \text{ кВт}$$

Определяем действительную мощность компрессора $N_{\text{ивв}}$, кВт.

$$N_{\text{ивв}} = \frac{3.45}{0.8} = 4.32, \text{ кВт}$$

Эффективная мощность $N_{\text{снд}}$, кВт.

$$N_{\text{снд}} = \frac{N_{\text{инд}}}{\eta_{\text{м.нд}}}$$

где $\eta_{\text{м.нд}}$ – механический К.П.Д. учитывающий потери в трении.

Определяем эффективную мощность $N_{\text{снд}}$, кВт.

$$N_{\text{снд}} = \frac{13.9}{0.85} = 16.33, \text{ кВт}$$

Определяем эффективную мощность $N_{\text{свд}}$, кВт.

$$N_{\text{свд}} = \frac{4.32}{0.85} = 5.1, \text{ кВт}$$

Тепловой поток в конденсаторе $Q_{\text{к}}$, кВт.

$$Q_{\text{к}} = Q_0 + (N_{\text{инд}} + N_{\text{ивд}})$$

Определяем тепловой поток в конденсаторе $Q_{\text{к}}$, кВт.

$$Q_{\text{к}} = 15 + (16.33 + 5.1) = 36.5, \text{ кВт}$$

- с учётом переохлаждения $Q_{\text{к}}$, кВт.

$$Q_{\text{к}} = M \cdot (i_4 - i_7)$$

						Арк.
						36
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Определяем тепловой поток в конденсаторе с учётом переохлаждения

Q_k , кВт.

$$Q_k = 0.0162 \cdot (1668 - 166) = 24.4 \text{ ,кВт}$$

Характеристики компрессорных агрегатов приведены в таблице 13

Таблица 13 – Характеристики компрессорных агрегатов

Показатель	Bitzer W4GA- S230	Bitzer W2Na- S210
Холодопроизводительность, кВт		
При $t_o = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$	84,6	11.58
Потребляемая мощность, кВт		
При $t_o = -15^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$	15	5,5
Расход смазки, кг/ч		
FUCHS Reniso KC 68, кг	6,5	4,5
Объемный расход охлаждающей воды, $\text{м}^3/\text{ч}$	1	1
Теоретическая объёмная производительность компрессора $V_{км}, \text{м}^3/\text{с}$	0,0235	0.00695
Мощность электродвигателя, кВт	15	5,5
Частота вращения, с^{-1}	24,17	24.17
Габаритные размеры, мм		
Длина	580	540
Ширина	515	475
Высота	585	550
Условный диаметр труб-ов, мм		
На входе хладагента	52	52
На выходе хладагента	40	40
	15	15

7. РОЗРАХУНОК КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА

Апарати цього типу найбільш широко застосовуються в холодильних установках великої і середньої продуктивності.

Конденсатори слід підбирати по дійсному тепловому потоку, визначеному при тепловому розрахунку компресора.

Розрахунок конденсатора при заданій тепловій навантаженні Q_k , кВт зводиться до визначення площі поверхні апарату, його конструктивних розмірів і втрат напору на транспорт охолоджуючої середовища.

7.1 Определяем температуру воды на выходе из конденсатора

$$t_k = 34^\circ\text{C}$$

$$t_m = 26^\circ\text{C} \text{ при } t_{\text{возд}} = 32^\circ\text{C} \text{ и } \varphi = 96\%$$

Температура воздуха на входе в КД.

$$t_{w1} = t_m + (3 \div 4)^\circ\text{C}$$

$$t_{w1} = 26 + 4 = 30^\circ\text{C}$$

Задаёмся глубиной подогрева воды в аппарате $\Delta t_w = 2^\circ\text{C}$

Тогда температура воды на выходе будет

$$t_{w2} = t_{w1} + 2^\circ\text{C}$$

$$t_{w2} = 30 + 2 = 32^\circ\text{C}$$

Труба 25x2,5

7.2 Средняя логарифмическая разность

$$Q_{cp} = \frac{(t_{w2} - t_{w1})}{\ln \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}, ^\circ\text{C}$$

$$Q_{cp} = \frac{(32 - 30)}{\ln \frac{34 - 30}{34 - 32}} = 3,92^\circ\text{C}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

7.3 Критерий Рейнольдса

$$R_{EW} = \frac{\omega_w * d_{en}}{\nu}$$

$$R_{EW} = \frac{1 * 0,02}{0,8 * 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}} = 25000$$

Где ω_w - скорость воды 1 м/с

ν - при средней температуре воды 31 °С

При турбулентном режиме течения

$$N_{UB} = 0.023 * R_{EW}^{0.8} * P_{rw}^{0.4} * (P_{rw} / P_{rc})^{0.25} * \epsilon_L$$

$$N_{UB} = 0.023 * 25000^{0.8} * 5.3^{0.4} = 147.84$$

Тогда для турбулентного режима движения коэффициент теплоотдачи на стороне воды составит

$$\alpha_B = \frac{N_{UB} * \lambda_B}{d_{en}}$$

$$\alpha_B = \frac{147,84 * 62 * 10^{-2}}{0.02} = 4583,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 * \text{К})$$

7.4 Плотность теплового потока от конденсирующегося хладагента к воде относительно к внутренней поверхности.

$$q_\epsilon = \frac{\theta_\epsilon}{\frac{1}{\alpha_\epsilon} + \frac{\delta_{mp}}{\lambda_{mp}} + R}$$

$$q_\epsilon = \frac{2}{\frac{1}{4583.04} + \frac{2.5 * 10^{-3}}{45} + 0.7 * 10^{-3}} = 2053.9 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

где $\theta_\epsilon = t_{cm} - t_\epsilon = 2^\circ\text{C}$

R - сумма термических сопротивлений масла и камня.

$$\frac{\delta_m}{\lambda_m} = 0,4 * 10^{-3}$$

$$\frac{\delta_k}{\lambda_k} = 0,3 * 10^{-3}$$

									Арк.
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					39

7.5 Плотность теплового потока.

$$q_a = \alpha_a * (t_a - t_{cm}) = \alpha_a * \theta_a$$

$$q_a = 0.72 * \beta * \sqrt[4]{\frac{r * \sigma^2 * \lambda^3 * g}{m * d * \theta_a}} = 0.72 * \beta * \sqrt[4]{r} * \sqrt[4]{\frac{\sigma^2 * \lambda^3 * g}{m}} * \sqrt[4]{\frac{1}{d * \theta_a}}$$

где β - коэффициент учитывающий натекания конденсатора

$$\sqrt[4]{r} - 32,6 \text{ (Дж/кг)}$$

$$v = 229 \text{ Дж}^{\frac{3}{4}} * \text{кг}^{\frac{1}{4}} / (\text{м}^{\frac{7}{4}} * \text{к}^{\frac{3}{4}} * \text{с})$$

$$q_{\text{свн}} = 9732 * \theta_a^{\frac{3}{4}} * \frac{d}{d_{\text{вн}}}$$

$$q_{\text{свн}} = 9732 * \theta_a^{\frac{3}{4}} * \frac{0,025}{0,02} = 1216 * \theta_a^{\frac{3}{4}}$$

Задаемся несколькими значениями θ_a и находим $q_{\text{свн}}$

Таблица 14

θ_a	0,5	1	1,5
$q_{\text{свн}}$	7233,35	12165	16488,5

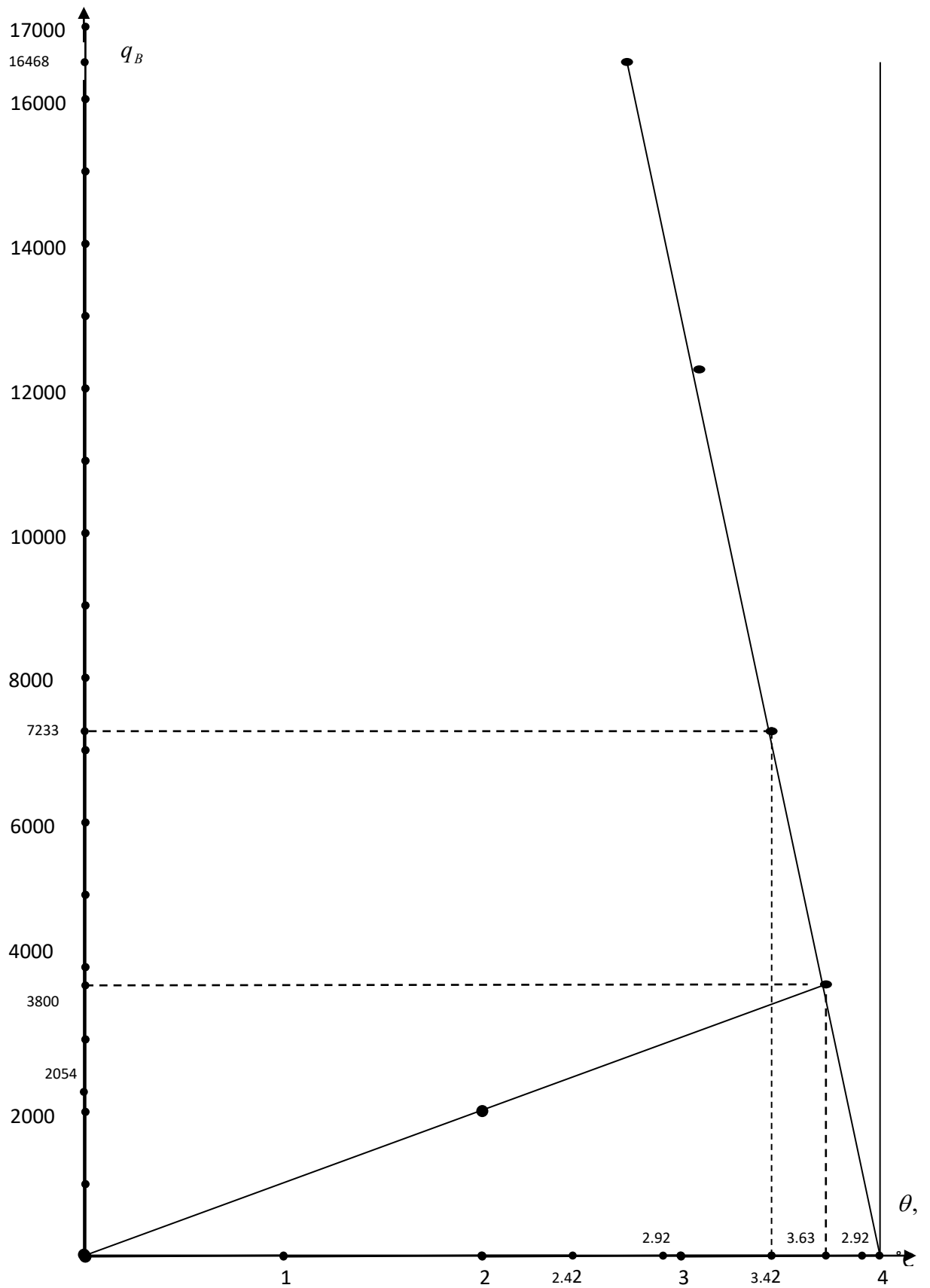


Рисунок 8 - Графічний метод розрахунку теплоті конденсатора.

					Арк.
					41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

7.6 площадь внутренней поверхности аппарата

$$F_{en} = \frac{Q_k}{q_6}, \text{ м}^2$$

$$F_{en} = \frac{124}{3,8} = 32.6 \text{ м}^2$$

По таблице 5,7 [1] подбираем 1 конденсатор КТГ-40.

Характеристики КТГ-40 приведены в таблице 15

Таблица 15 – Характеристики кожухотрубного конденсатора

конденсатор	Площадь поверхности, м ²	Габаритные размеры				Число труб	Условные проходы, мм			Объём межтрубного	Масса аппарата, кг
		Диаметр D	Длина L	Ширина B	Высота H		Пара d	жидкости d1	Воды d2		
КТГ-40	40	600	3520	910	1000	216	70	25	80	0,53	1550

7.7 Расход воды

$$V_B = \frac{Q_k}{[C_B * \delta_B * (t_{B2} - t_{B1})]}, \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_B = \frac{124}{[4.174 * 995.7 * (32 - 30)]} = 0,015 \text{ м}^3/\text{с}$$

8. РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

В даний час все більш широке поширення набувають підвісні повітроохолоджувачі, які не є виконавчими корисної площі камери.

В основі розрахунку лежать загальноприйняті передумови: температура теплообмінної поверхні апарату постійна і дорівнює t_H ; температура кипіння холодильного агента t_0 постійна по довжині змійовика; середні параметри повітря в В / О дорівнюють середнім параметрам повітря в охолоджуваному приміщенні, тобто.

$$t_{e/o} = t_k$$

$$\varphi_{e/o} = \varphi_k$$

Камера №1, $t_k = -20^\circ\text{C}$

$$t_{e/o} = t_k = -20^\circ\text{C}$$

$$\varphi_{e/o} = \varphi_k = 95\%$$

Перепад температур между воздухом и хладагентом

$$\theta = t_k - t_0$$

$$\theta = -20 - (-30) = 10^\circ\text{C}$$

Подохлаждение воздуха.

$$\Delta t = (2..4)^\circ\text{C} = 3^\circ\text{C}$$

Скорость воздуха в живом сечении

$$W = 4 \text{ м/с}$$

8.1 Средняя температура наружной поверхности

$$t_H = t_{e/o} - (0,7..0,9)\theta$$

$$t_H = -20 - (0,8 * 10) = -28^\circ\text{C}$$

8.2 Строим луч процесса изменения состояния воздуха в В/О на d-i

диаграмме по точкам :

$$C (t_{e/o}; \varphi_{e/o})$$

$$-20^\circ; 95\%$$

$$H (t_H; \varphi=1)$$

$$-28^\circ; 100\%$$

						Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8.3 Температура воздуха на входе в аппарат

$$t_1 = t_k + 0.5 * \Delta t$$

$$t_1 = -20 + 0.5 * 3 = -18.5^\circ \text{C}$$

Температура воздуха на выходе из аппарата

$$t_2 = t_k - 0.5 * \Delta t$$

$$t_2 = -20 - 0.5 * 3 = -21.5^\circ \text{C}$$

8.4 Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха

$$\alpha_k = N_u * \lambda_B / u$$

число Re

$$Re = \frac{w * u}{\nu_B}$$

Где u- шаг ребер

w- скорость воздуха в живом сечении аппарата.

λ - коэффициент теплопроводности

$$\lambda_B = (2.442 + 0.00815 * (-20)) * 10^{-6} = 2.24 * 10^{-2} \text{ Вт/(м*к)}$$

ν_B - коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_B = (13.26 + 0.081 * (-20)) * 10^{-6} = 11.24 * 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{4 * 0.015}{11.24 * 10^{-6}} = 5338$$

Число Нуссельта

$$Nu = c * (dt/u)^{-0.54} * (h/u)^{-0.14} * Re^n$$

Где dt- наружный диаметр трубы

Труба 25x2.5, м

h- высота ребра, м

Для коридорного пучка труб

$$C = 0.105 \quad n = 0.72$$

$$Nu = 0.105 * (0.025 / 0.015)^{-0.54} * (0.024 / 0.015)^{-0.14} * 5338^{0.72} = 36$$

$$\alpha_k = 36 * 2.24 * 10^{-2} / 0.015 = 53.76 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

						Арк.
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

8.5 коэффициент влаговываждения

$$\zeta = 1 + \frac{d_c - d_n}{t_c - t_n} * \frac{r - r_u}{c_p}$$

энтальпия инея $i_u = 2.09 * t_n = 2.09 * (-28) \text{ }^\circ\text{C}$

$$i_u = -68.97 \text{ кДж/кг}$$

Теплоёмкость влажного воздуха

$$C'_p = 1,006 + 1,87 * 0,3 * 10^{-3} = 1,006$$

г-удельная теплота фазового перехода

при $t_k < 0 (-20^\circ\text{C})$ $r = 2835 \text{ кДж/кг}$

d_c - влагосодержание воздуха при $t_c = -20^\circ\text{C}$

$$d_c = 0.3 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

d_n - влагосодержание воздуха при $t_n = -28^\circ\text{C}$

$$d_n = 0.1 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

$$\zeta = 1 + \frac{0.3 * 10^{-3} - 0.1 * 10^{-3}}{-20 - (-28)} * \frac{2835 - (-68.97)}{1.006} = 1.07$$

8.6 коэффициент теплоотдачи с учётом влаговываждения

$$\alpha_{вл} = \alpha_k * \zeta$$

$$\alpha_{вл} = 53,76 * 1,07 = 57,52 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.7 Приведенный коэффициент теплоотдачи с учётом термического сопротивления слоя инея

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вл}} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}}\right)}$$

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{57,52} + \frac{0,004}{0,2}\right)} = 26,75 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

где $\lambda_{ин} = 0,14..0,23 \text{ Вт/(м*К)}$

$\delta_{ин}$ – толщина инея, мм

					Арк.
					45
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

8.8 Коэффициент эффективности ребра

$$E = \frac{t * h * (m * h')}{m * h}$$

$$E = \frac{t * h * (0.50)}{0.50} = 0.92$$

Условие высоты, м

$$h' = h_p * (1 + 0.805 * \lg(\frac{D_p + 2\delta_{un}}{d_T + 2\delta_{un}}))$$

где D_p - диаметр ребра

h - высота ребра, мм

$$h' = 0.024 * (1 + 0.805 * \lg(\frac{0.076 + 2 * 0.004}{0.025 + 2 * 0.004})) = 0.032 \text{ м}$$

Безразмерный комплекс

$$mh' = h' * (2\alpha^H / \delta_p * \lambda_p)^{0.5}$$

$$mh' = 0.032 * (2 * 26.75 / 0.0012 * 140)^{0.5} = 0.50$$

$$\delta_p = (\delta_B + \delta_0) * 0.5$$

$$\delta_p = (0.6 + 1.8) * 0.5 = 1.2 \text{ мм}$$

$$\lambda_p = 140 \text{ Вт/(м*К)}$$

8.9 Наружная поверхность оребренного элемента с учётом иinea

$$f_o = f_p^{un} + f_t^{un}, \text{ м}^2$$

Наружная поверхность ребра

$$f_p^{un} = \frac{\pi}{2} * [(D_p + 2\delta_{un})^2 - (d_t + 2\delta_{un})^2] + \pi * (D_p + 2\delta_{un}) * (\delta_p + 2\delta_{un}), \text{ м}^2$$

$$f_p^{un} = \frac{3,14}{2} * [(0,076 + 0,008)^2 - (0,025 + 0,008)^2] + 3,14 * (0,076 + 0,008) * (0,0012 + 0,008) = 0,012 \text{ м}^2$$

межрёберной полости.

$$f_t^{un} = \pi * (d_t + 2\delta_{un}) * [U_p - (\delta_p + 2\delta_{un})]$$

$$f_t^{un} = 3,14 * (0,025 + 0,008) * [0,015 - (0,0012 + 0,008)] = 0,0006 \text{ м}^2$$

$$f_o = 0.012 + 0.0006 = 0.0126 \text{ м}^2$$

$$f_{вн} = \pi * d_{вн} * U_p$$

						Арк.
						46
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{\text{вн}} = 3.14 * 0.02 * 0.015 = 0.00094 \text{ м}^2$$

8.10 Коэффициент оребрения с учётом инея

$$\beta^{\text{ин}} = (f_p^{\text{ин}} + f_t^{\text{ин}}) / f_{\text{вн}}$$

$$\beta^{\text{ин}} = (0,012 + 0,0006) / 0,00094 = 13,4$$

8.11 Плотность теплового потока, отнесённая к внутренней поверхности трубы

$$q_{\text{вн}} = \alpha_n * (t_k - t_n) * \beta^{\text{ин}}$$

$$q_{\text{вн}} = 26,75 * (-20 - (-28)) * 13,4 = 2867,6 \text{ Вт/м}^2$$

8.12 Коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента (R717)

$$\alpha_0 = (103.2 + 0.19 * t_0) q_{\text{вн}}^{0,25}$$

$$\alpha_0 = (103.2 + 0.19 * (-30)) * 2867,6^{0,25} = 706 \text{ Вт/(м}^2 * \text{k)}$$

8.13 Коэффициент теплоотдачи В/О

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n * E} + \frac{\beta}{\alpha_0}\right)}, \text{ Вт/(м}^2 * \text{k)}$$

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{(26,75 * 0,92)} + \frac{13,4}{706}\right)}, = 16,8 \text{ Вт/(м}^2 * \text{k)}$$

8.14 Расчётная температура наружной поверхности аппарата

$$t'_n = t_k - \frac{k * \Delta t}{\alpha_n}$$

$$t'_n = -20 - \frac{16,8 * 3}{26,75} = -21,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

8.15 относительная погрешность задания

$$\Delta = \frac{t_H - t'_H}{t_H} * 100\%$$

$$\Delta = \frac{-28 - (-21,9)}{-28} * 100\% = 21\%$$

Т.к. $\Delta > 5\%$ расчёт повторяем с п.2

						Арк.
						47
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При
$$t_n'' = \frac{t_H + t_H'}{2} = \frac{-28 + (-21.9)}{2} = -24.95^\circ\text{C}$$

После проведенных перерасчётов, получено значение $\Delta=3\%$, т.к. $\Delta < 5\%$ находим площадь наружной поверхности В/О

9.16
$$F = Q_0 / K * (t_k - t_0)$$

где Q_0 - теплоприток в камеру №1, кВт

$$F = 12.6 * 10^{-3} / 15 * (-20 + 30) = 84 \text{ м}^2$$

Характеристики воздухоохладителя марки VNS 6.4.35.7 сведены в таблицу 16

Таблица 16 – Характеристики воздухоохладителя

Площадь поверхности, м ²	98
Тепловой поток при $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, Вт	12000
Шаг ребер	17,5
Вентиляторы :	
-кол-во	2
-диаметр, мм	600
-частота вращения, об/с	16,7/25
-мощность, кВт	1,1/1,5
-расход воздуха, м ³ /с	1,38/2,07
Мощность электронагревателей, кВт	12
	6,6

Камера №2, $t_k = -20^\circ\text{C}$

$$t_{в/о} = t_k = -20^\circ\text{C}$$

$$\varphi_{в/о} = \varphi_k = 95\%$$

Перепад температур между воздухом и хладагентом

$$\theta = t_k - t_0$$

$$\theta = -20 - (-30) = 10^\circ\text{C}$$

Подохлаждение воздуха.

$$\Delta t = (2..4)^\circ\text{C} = 3^\circ\text{C}$$

Скорость воздуха в живом сечении

$$W = 4 \text{ м/с}$$

					Арк.
					48
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

8.1 Средняя температура наружной поверхности

$$t_H = t_{e/o} - (0,7..0,9) \theta$$

$$t_H = -20 - (0,8 * 10) = -28^\circ\text{C}$$

8.2 Строим луч процесса изменения состояния воздуха в В/О на d-i

диаграмме по точкам :

$$C (t_{e/o}; \varphi_{e/o})$$

$$-20^\circ; 95\%$$

$$H (t_H; \varphi=1)$$

$$-28^\circ; 100\%$$

8.3 Температура воздуха на входе в аппарат

$$t_1 = t_k + 0,5 * \Delta t$$

$$t_1 = -20 + 0,5 * 3 = -18,5^\circ\text{C}$$

Температура воздуха на выходе из аппарата

$$t_2 = t_k - 0,5 * \Delta t$$

$$t_2 = -20 - 0,5 * 3 = -21,5^\circ\text{C}$$

8.4 Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха

$$\alpha_k = N_u * \lambda_B / u$$

число Re

$$Re = \frac{w * u}{\nu_B}$$

Где u- шаг рёбер

w- скорость воздуха в живом сечении аппарата.

λ - коэффициент теплопроводности

$$\lambda_B = (2,442 + 0,00815 * (-20)) * 10^{-6} = 2,24 * 10^{-2} \text{ Вт/(м*К)}$$

ν_B - коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_B = (13,26 + 0,081 * (-20)) * 10^{-6} = 11,24 * 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$Re = \frac{4 * 0,015}{11,24 * 10^{-6}} = 5338$$

Число Нуссельта

$$Nu = c * (dt/u)^{-0,54} * (h/u)^{-0,14} * Re^n$$

						Арк.
						49
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Где d_t - наружный диаметр трубы

Труба 25x2.5, м

h - высота ребра, м

Для коридорного пучка труб

$C=0,105$ $n=0.72$

$$Nu=0.105*(0.025/0.015)^{-0.54}*(0.024/0.015)^{-0.14} * 5338^{0.72}=36$$

$$\alpha_k = 36 * 2.24 * 10^{-2} / 0.015 = 53.76 \text{ Вт}/(\text{м}^2 * \text{К})$$

8.5 коэффициент влаговывадения

$$\zeta = 1 + \frac{d_c - d_n}{t_c - t_n} * \frac{r - r_u}{c_p}$$

энтальпия инея $i_u = 2.09 * t_n = 2.09 * (-28) \text{ } ^\circ\text{C}$

$$i_u = -68.97 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Теплоёмкость влажного воздуха

$$C'_p = 1,006 + 1,87 * 0,3 * 10^{-3} = 1,006$$

r -удельная теплота фазового перехода

при $t_k < 0 (-20^\circ\text{C})$ $r=2835 \text{ кДж}/\text{кг}$

d_c -влажность воздуха при $t_c = -20^\circ\text{C}$

$$d_c = 0.3 * 10^{-3} \text{ кг}/\text{кг}$$

d_n -влажность воздуха при $t_n = -28^\circ\text{C}$

$$d_n = 0.1 * 10^{-3} \text{ кг}/\text{кг}$$

$$\zeta = 1 + \frac{0.3 * 10^{-3} - 0.1 * 10^{-3}}{-20 - (-28)} * \frac{2835 - (-68.97)}{1.006} = 1.07$$

8.6 коэффициент теплоотдачи с учётом влаговывадения

$$\alpha_{вл} = \alpha_k * \zeta$$

$$\alpha_{вл} = 53,76 * 1,07 = 57,52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 * \text{К})$$

8.7 Приведенный коэффициент теплоотдачи с учётом термического

сопротивления слоя инея

						Арк.
						50
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вл}}} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}}\right)}$$

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{57,52} + \frac{0,004}{0,2}\right)} = 26,75 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

где $\lambda_{\text{ин}} = 0,14..0,23 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$

$\delta_{\text{ин}}$ – толщина инея, мм

8.8 Коэффициент эффективности ребра

$$E = \frac{t * h * (m * h')}{m * h}$$

$$E = \frac{t * h * (0.50)}{0.50} = 0.92$$

Условие высоты, м

$$h' = h_p * \left(1 + 0.805 * \lg\left(\frac{D_p + 2\delta_{\text{ин}}}{d_T + 2\delta_{\text{ин}}}\right)\right)$$

где D_p - диаметр ребра

h - высота ребра, мм

$$h' = 0.024 * \left(1 + 0.805 * \lg\left(\frac{0.076 + 2 * 0.004}{0.025 + 2 * 0.004}\right)\right) = 0.032 \text{ м}$$

Безразмерный комплекс

$$mh' = h' * (2\alpha^H / \delta_p * \lambda_p)^{0.5}$$

$$mh' = 0.032 * (2 * 26.75 / 0.0012 * 140)^{0.5} = 0.50$$

$$\delta_p = (\delta_B + \delta_0) * 0.5$$

$$\delta_p = (0.6 + 1.8) * 0.5 = 1.2 \text{ мм}$$

$$\lambda_p = 140 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

8.9 Наружная поверхность оребренного элемента с учётом инея

$$f_o = f_p^{\text{ин}} + f_t^{\text{ин}}, \text{ м}^2$$

Наружная поверхность ребра

						Арк.
						51
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_p^{un} = \frac{\pi}{2} * [(D_p + 2\delta_{un})^2 - (d_t + 2\delta_{un})^2] + \pi * (D_p + 2\delta_{un}) * (\delta_p + 2\delta_{un}), \text{ м}^2$$

$$f_p^{un} = \frac{3,14}{2} * [(0,076 + 0,008)^2 - (0,025 + 0,008)^2] + 3,14 * (0,076 + 0,008) * (0,0012 + 0,008) = 0,012 \text{ м}^2$$

межрёберной полости.

$$f_t^{un} = \pi * (d_t + 2\delta_{un}) * [U_p - (\delta_p + 2\delta_{un})]$$

$$f_t^{un} = 3,14 * (0,025 + 0,008) * [0,015 - (0,0012 + 0,008)] = 0,0006 \text{ м}^2$$

$$f_0 = 0,012 + 0,0006 = 0,0126 \text{ м}^2$$

$$f_{en} = \pi * d_{en} * U_p$$

$$f_{en} = 3,14 * 0,02 * 0,015 = 0,00094 \text{ м}^2$$

8.10 Коэффициент оребрения с учётом иinea

$$\beta^{un} = (f_p^{un} + f_t^{un}) / f_{en}$$

$$\beta^{un} = (0,012 + 0,0006) / 0,00094 = 13,4$$

8.11 Плотность теплового потока, отнесённая к внутренней поверхности трубы

$$q_{en} = \alpha_n * (t_k - t_n) * \beta^{un}$$

$$q_{en} = 26,75 * (-20 - (-28)) * 13,4 = 2867,6 \text{ Вт/м}^2$$

8.12 Коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента (R717)

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * t_0) q_{en}^{0,25}$$

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * (-30)) * 2867,6^{0,25} = 706 \text{ Вт/(м}^2 * \text{k)}$$

8.13 Коэффициент теплоотдачи В/О

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n * E} + \frac{\beta}{\alpha_0}\right)}, \text{ Вт/(м}^2 * \text{k)}$$

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{26,75 * 0,92} + \frac{13,4}{706}\right)}, = 16,8 \text{ Вт/(м}^2 * \text{k)}$$

8.14 Расчётная температура наружной поверхности аппарата

						Арк.
						52
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t'_n = t_k - \frac{k * \Delta t}{\alpha_n}$$

$$t'_n = -20 - \frac{16.8 * 3}{26.75} = -21.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8.15 относительная погрешность задания

$$\Delta = \frac{t_H - t'_H}{t_H} * 100\%$$

$$\Delta = \frac{-28 - (-21.9)}{-28} * 100\% = 21\%$$

Т.к. $\Delta > 5\%$ расчёт повторяем с п.2

$$\text{При } t''_n = \frac{t_H + t'_H}{2} = \frac{-28 + (-21.9)}{2} = -24.95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

После проведенных перерасчётов, получено значение $\Delta = 3\%$, т.к. $\Delta < 5\%$ находим площадь наружной поверхности В/О

$$8.16 \quad F = Q_0 / K * (t_k - t_0)$$

где Q_0 - теплоприток в камеру №2, кВт

$$F = 12.7 * 10^{-3} / 15 * (-20 + 30) = 84.6 \text{ м}^2$$

Характеристики воздухоохладителя марки VNS 6.4.35.7 сведены в таблицу 17

Таблица 17 – Характеристики воздухоохладителя

Площадь поверхности, м ²	98
Тепловой поток при $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, Вт	12000
Шаг ребер	17,5
Вентиляторы :	
-кол-во	2
-диаметр, мм	600
-частота вращения, об/с	16,7/25
-мощность, кВт	1,1/1,5
-расход воздуха, м ³ /с	1,38/2,07
Мощность электронагревателей, кВт	12
	6,6

Камера №3, $t_k = -20^\circ\text{C}$

$$t_{o/o} = t_k = -20^\circ\text{C}$$

$$\varphi_{\text{в/о}} = \varphi_{\text{к}} = 95\%$$

Перепад температур между воздухом и хладагентом

$$\theta = t_{\text{к}} - t_0$$

$$\theta = -20 - (-30) = 10^\circ\text{C}$$

Подохлаждение воздуха.

$$\Delta t = (2..4)^\circ\text{C} = 3^\circ\text{C}$$

Скорость воздуха в живом сечении

$$W = 4 \text{ м/с}$$

8.1 Средняя температура наружной поверхности

$$t_{\text{H}} = t_{\text{в/о}} - (0,7..0,9)\theta$$

$$t_{\text{H}} = -20 - (0,8 * 10) = -28^\circ\text{C}$$

8.2 Строим луч процесса изменения состояния воздуха в В/О на d-i диаграмме по точкам :

$$C (t_{\text{в/о}}; \varphi_{\text{в/о}})$$

$$-20^\circ; 95\%$$

$$H (t_{\text{H}}; \varphi = 1)$$

$$-28^\circ; 100\%$$

8.3 Температура воздуха на входе в аппарат

$$t_1 = t_{\text{к}} + 0,5 * \Delta t$$

$$t_1 = -20 + 0,5 * 3 = -18,5^\circ\text{C}$$

Температура воздуха на выходе из аппарата

$$t_2 = t_{\text{к}} - 0,5 * \Delta t$$

$$t_2 = -20 - 0,5 * 3 = -21,5^\circ\text{C}$$

8.4 Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха

$$\alpha_{\text{к}} = N_{\text{u}} * \lambda_{\text{в}} / u$$

число Re

$$\text{Re} = \frac{w * u}{\nu_{\text{в}}}$$

Где u- шаг рёбер

w- скорость воздуха в живом сечении аппарата.

						Арк.
						54
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

λ - коэффициент теплопроводности

$$\lambda_B = (2.442 + 0.00815 * (-20)) * 10^{-6} = 2.24 * 10^{-2} \text{ Вт/(м*К)}$$

ν_B - коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_B = (13.26 + 0.081 * (-20)) * 10^{-6} = 11.24 * 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$\text{Re} = \frac{4 * 0.015}{11.24 * 10^{-6}} = 5338$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu} = c * (dt/u)^{-0.54} * (h/u)^{-0.14} * \text{Re}^n$$

Где dt- наружный диаметр трубы

Труба 25x2.5, м

h- высота ребра, м

Для коридорного пучка труб

$$C=0,105 \quad n=0.72$$

$$\text{Nu} = 0.105 * (0.025/0.015)^{-0.54} * (0.024/0.015)^{-0.14} * 5338^{0.72} = 36$$

$$\alpha_k = 36 * 2.24 * 10^{-2} / 0.015 = 53.76 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.5 коэффициент влаговываждения

$$\zeta = 1 + \frac{d_c - d_n}{t_c - t_n} * \frac{r - r_u}{c_p}$$

$$\text{энтальпия инея } i_u = 2.09 * t_n = 2.09 * (-28) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_u = -68.97 \text{ кДж/кг}$$

Теплоёмкость влажного воздуха

$$C'_p = 1,006 + 1,87 * 0,3 * 10^{-3} = 1,006$$

г-удельная теплота фазового перехода

$$\text{при } t_k < 0 (-20^\circ\text{C}) \quad r = 2835 \text{ кДж/кг}$$

d_c - влагосодержание воздуха при $t_c = -20^\circ\text{C}$

$$d_c = 0.3 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

d_n - влагосодержание воздуха при $t_n = -28^\circ\text{C}$

$$d_n = 0.1 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

						Арк.
						55
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\zeta = 1 + \frac{0.3 \cdot 10^{-3} - 0.1 \cdot 10^{-3}}{-20 - (-28)} * \frac{2835 - (-68.97)}{1.006} = 1.07$$

8.6 коэффициент теплоотдачи с учётом влаговываждения

$$\alpha_{вл} = \alpha_k * \zeta$$

$$\alpha_{вл} = 53,76 * 1,07 = 57,52 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

8.7 Приведенный коэффициент теплоотдачи с учётом термического сопротивления слоя инея

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вл}} + \frac{\delta_{ин}}{\lambda_{ин}}\right)}$$

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{57,52} + \frac{0,004}{0,2}\right)} = 26,75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

где $\lambda_{ин} = 0,14..0,23 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$

$\delta_{ин}$ – толщина инея, мм

8.8 Коэффициент эффективности ребра

$$E = \frac{t * h * (m * h')}{m * h}$$

$$E = \frac{t * h * (0.50)}{0.50} = 0.92$$

Условие высоты, м

$$h' = h_p * \left(1 + 0.805 * \lg\left(\frac{D_p + 2\delta_{ин}}{d_T + 2\delta_{ин}}\right)\right)$$

где D_p - диаметр ребра

h- высота ребра, мм

$$h' = 0.024 * \left(1 + 0.805 * \lg\left(\frac{0.076 + 2 * 0.004}{0.025 + 2 * 0.004}\right)\right) = 0.032 \text{ м}$$

Безразмерный комплекс

$$mh' = h' * (2\alpha^H / \delta_p * \lambda_p)^{0.5}$$

$$mh' = 0.032 * (2 * 26.75 / 0.0012 * 140)^{0.5} = 0.50$$

$$\delta_p = (\delta_B + \delta_0) * 0.5$$

$$\delta_p = (0.6 + 1.8) * 0.5 = 1.2 \text{ мм}$$

						Арк.
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$\lambda_p = 140 \text{ Вт/(м*к)}$$

8.9 Наружная поверхность оребренного элемента с учётом иinea

$$f_o = f_p^{un} + f_t^{un}, \text{ м}^2$$

Наружная поверхность ребра

$$f_p^{un} = \frac{\pi}{2} * [(D_p + 2\delta_{un})^2 - (d_t + 2\delta_{un})^2] + \pi * (D_p + 2\delta_{un}) * (\delta_p + 2\delta_{un}), \text{ м}^2$$

$$f_p^{un} = \frac{3,14}{2} * [(0,076 + 0,008)^2 - (0,025 + 0,008)^2] + 3,14 * (0,076 + 0,008) * (0,0012 + 0,008) = 0,012 \text{ м}^2$$

межрёберной полости.

$$f_t^{un} = \pi * (d_t + 2\delta_{un}) * [U_p - (\delta_p + 2\delta_{un})]$$

$$f_t^{un} = 3,14 * (0,025 + 0,008) * [0,015 - (0,0012 + 0,008)] = 0,0006 \text{ м}^2$$

$$f_o = 0,012 + 0,0006 = 0,0126 \text{ м}^2$$

$$f_{en} = \pi * d_{en} * U_p$$

$$f_{en} = 3,14 * 0,02 * 0,015 = 0,00094 \text{ м}^2$$

8.10 Коэффициент оребрения с учётом иinea

$$\beta^{un} = (f_p^{un} + f_t^{un}) / f_{en}$$

$$\beta^{un} = (0,012 + 0,0006) / 0,00094 = 13,4$$

8.11 Плотность теплового потока, отнесённая к внутренней поверхности трубы

$$q_{en} = \alpha_n * (t_k - t_n) * \beta^{un}$$

$$q_{en} = 26,75 * (-20 - (-28)) * 13,4 = 2867,6 \text{ Вт/м}^2$$

8.12 Коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента (R717)

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * t_0) q_{en}^{0,25}$$

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * (-30)) * 2867,6^{0,25} = 706 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

8.13 Коэффициент теплоотдачи В/О

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n * E} + \frac{\beta}{\alpha_0}\right)}, \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

						Арк.
						57
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{26,75 * 0,92} + \frac{13,4}{706}\right)}, = 16,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 * \text{к})$$

8.14 Расчётная температура наружной поверхности аппарата

$$t'_n = t_k - \frac{k * \Delta t}{\alpha_n}$$

$$t'_n = -20 - \frac{16,8 * 3}{26,75} = -21,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

8.15 относительная погрешность задания

$$\Delta = \frac{t_H - t'_H}{t_H} * 100\%$$

$$\Delta = \frac{-28 - (-21,9)}{-28} * 100\% = 21\%$$

Т.к. $\Delta > 5\%$ расчёт повторяем с п.2

$$\text{При } t''_n = \frac{t_H + t'_H}{2} = \frac{-28 + (-21,9)}{2} = -24,95 \text{ }^\circ\text{C}$$

После проведенных перерасчётов, получено значение $\Delta = 3\%$, т.к. $\Delta < 5\%$ находим площадь наружной поверхности В/О

$$9.16 F = Q_0 / K * (t_k - t_0)$$

где Q_0 - теплоприток в камеру №3, кВт

$$F = 13,3 * 10^{-3} / 15 * (-20 + 30) = 88,6 \text{ м}^2$$

Характеристики воздухоохладителя марки VNS 6.4.35.7 сведены в таблицу

19

Таблица 19 – Характеристики воздухоохладителя

Площадь поверхности, м ²	98
Тепловой поток при $\Delta t = 10^\circ\text{C}$, Вт	12000
Шаг ребер	17,5
Вентиляторы :	
-кол-во	2
-диаметр, мм	600
-частота вращения, об/с	16,7/25
-мощность, кВт	1,1/1,5
-расход воздуха, м ³ /с	1,38/2,07
Мощность электронагревателей, кВт	12
	6,6

					Арк.
					58
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Камера №4, $t_k = -25^\circ\text{C}$

$$t_{\text{в/о}} = t_k = -25^\circ\text{C}$$

$$\varphi_{\text{в/о}} = \varphi_k = 95\%$$

Перепад температур между воздухом и хладагентом

$$\theta = t_k - t_0$$

$$\theta = -25 - (-30) = 5^\circ\text{C}$$

Подохлаждение воздуха.

$$\Delta t = (2..4)^\circ\text{C} = 3^\circ\text{C}$$

Скорость воздуха в живом сечении

$$W = 4 \text{ м/с}$$

8.1 Средняя температура наружной поверхности

$$t_H = t_{\text{в/о}} - (0,7..0,9)\theta$$

$$t_H = -25 - (0,8 * 10) = -33^\circ\text{C}$$

8.2 Строим луч процесса изменения состояния воздуха в В/О на d-i диаграмме по точкам :

$$C (t_{\text{в/о}}; \varphi_{\text{в/о}})$$

$$-25^\circ; 95\%$$

$$H (t_H; \varphi=1)$$

$$-33^\circ; 100\%$$

8.3 Температура воздуха на входе в аппарат

$$t_1 = t_k + 0,5 * \Delta t$$

$$t_1 = -25 + 0,5 * 3 = -23,5^\circ\text{C}$$

Температура воздуха на выходе из аппарата

$$t_2 = t_k - 0,5 * \Delta t$$

$$t_2 = -25 - 0,5 * 3 = -26,5^\circ\text{C}$$

8.4 Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха

$$\alpha_k = N_u * \lambda_B / u$$

число Re

$$\text{Re} = \frac{w * u}{\nu_B}$$

						Арк.
						59
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Где u - шаг рёбер

w - скорость воздуха в живом сечении аппарата.

λ - коэффициент теплопроводности

$$\lambda_B = (2.442 + 0.00815 * (-25)) * 10^{-6} = 2.279 * 10^{-2} \text{ Вт/(м*К)}$$

ν_B - коэффициент кинематической вязкости

$$\nu_B = (13.26 + 0.081 * (-25)) * 10^{-6} = 11.23 * 10^{-6} \text{ м/с}$$

$$\text{Re} = \frac{4 * 0.015}{11.23 * 10^{-6}} = 5338$$

Число Нуссельта

$$\text{Nu} = c * (dt/u)^{-0.54} * (h/u)^{-0.14} * \text{Re}^n$$

Где dt - наружный диаметр трубы

Труба 25x2.5, м

h - высота ребра, м

Для коридорного пучка труб

$$C = 0.105 \quad n = 0.72$$

$$\text{Nu} = 0.105 * (0.025/0.015)^{-0.54} * (0.024/0.015)^{-0.14} * 5338^{0.72} = 36$$

$$\alpha_k = 36 * 2.24 * 10^{-2} / 0.015 = 53.76 \text{ Вт/(м}^2 * \text{К)}$$

8.5 коэффициент влаговываждения

$$\zeta = 1 + \frac{d_c - d_n}{t_c - t_n} * \frac{r - r_u}{c_p}$$

$$\text{энтальпия инея } i_u = 2.09 * t_n = 2.09 * (-28) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$i_u = -68.97 \text{ кДж/кг}$$

Теплоёмкость влажного воздуха

$$C'_p = 1,006 + 1,87 * 0,3 * 10^{-3} = 1,006$$

r -удельная теплота фазового перехода

$$\text{при } t_k < 0 (-25^\circ\text{C}) \quad r = 2837 \text{ кДж/кг}$$

d_c - влагосодержание воздуха при $t_c = -25^\circ\text{C}$

$$d_c = 0.3 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

					Арк.
					60
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

d_n'' - влажосодержание воздуха при $t_n = -33$ °C

$$d_n'' = 0.1 * 10^{-3} \text{ кг/кг}$$

$$\zeta = 1 + \frac{0.3 * 10^{-3} - 0.1 * 10^{-3}}{-25 - (-33)} * \frac{2835 - (-68.97)}{1.006} = 1.1$$

8.6 коэффициент теплоотдачи с учётом влаговываждения

$$\alpha_{\text{вл}} = \alpha_{\text{к}} * \zeta$$

$$\alpha_{\text{вл}} = 53,76 * 1,1 = 59,2 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

8.7 Приведенный коэффициент теплоотдачи с учётом термического сопротивления слоя инея

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{вл}}} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}}\right)}$$

$$\alpha_H = \frac{1}{\left(\frac{1}{59.2} + \frac{0,004}{0,2}\right)} = 26,11 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

где $\lambda_{\text{ин}} = 0,14..0,23 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$

$\delta_{\text{ин}}$ – толщина инея, мм

8.8 Коэффициент эффективности ребра

$$E = \frac{t * h * (m * h')}{m * h}$$

$$E = \frac{t * h * (0.50)}{0.50} = 0.92$$

Условие высоты, м

$$h' = h_p * \left(1 + 0.805 * \lg\left(\frac{D_p + 2\delta_{\text{ин}}}{d_T + 2\delta_{\text{ин}}}\right)\right)$$

где D_p - диаметр ребра

h - высота ребра, мм

$$h' = 0.024 * \left(1 + 0.805 * \lg\left(\frac{0.076 + 2 * 0.004}{0.025 + 2 * 0.004}\right)\right) = 0.032 \text{ м}$$

Безразмерный комплекс

$$mh' = h' * (2\alpha^H / \delta_p * \lambda_p)^{0.5}$$

$$mh' = 0.032 * (2 * 26.75 / 0.0012 * 140)^{0.5} = 0.50$$

					Арк.
					61
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$\delta_p = (\delta_B + \delta_0) * 0.5$$

$$\delta_p = (0.6 + 1.8) * 0.5 = 1.2 \text{ мм}$$

$$\lambda_p = 140 \text{ Вт/(м*к)}$$

8.9 Наружная поверхность оребрённого элемента с учётом инея

$$f_o = f_p^{un} + f_t^{un}, \text{ м}^2$$

Наружная поверхность ребра

$$f_p^{un} = \frac{\pi}{2} * [(D_p + 2\delta_{un})^2 - (d_t + 2\delta_{un})^2] + \pi * (D_p + 2\delta_{un}) * (\delta_p + 2\delta_{un}), \text{ м}^2$$

$$f_p^{un} = \frac{3,14}{2} * [(0,076 + 0,008)^2 - (0,025 + 0,008)^2] + 3,14 * (0,076 + 0,008) * (0,0012 + 0,008) = 0,012 \text{ м}^2$$

межрёберной полости.

$$f_t^{un} = \pi * (d_t + 2\delta_{un}) * [U_p - (\delta_p + 2\delta_{un})]$$

$$f_t^{un} = 3,14 * (0,025 + 0,008) * [0,015 - (0,0012 + 0,008)] = 0,0006 \text{ м}^2$$

$$f_o = 0,012 + 0,0006 = 0,0126 \text{ м}^2$$

$$f_{en} = \pi * d_{en} * U_p$$

$$f_{en} = 3,14 * 0,02 * 0,015 = 0,00094 \text{ м}^2$$

8.10 Коэффициент оребрения с учётом инея

$$\beta^{un} = (f_p^{un} + f_t^{un}) / f_{en}$$

$$\beta^{un} = (0,012 + 0,0006) / 0,00094 = 13,4$$

8.11 Плотность теплового потока, отнесённая к внутренней поверхности трубы

$$q_{en} = \alpha_n * (t_k - t_n) * \beta^{un}$$

$$q_{en} = 26,11 * (-25 - (-33)) * 13,4 = 2799 \text{ Вт/м}^2$$

8.12 Коэффициент теплоотдачи со стороны хладагента (R717)

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * t_0) q_{en}^{0,25}$$

$$\alpha_0 = (103,2 + 0,19 * (-30)) * 2799^{0,25} = 709 \text{ Вт/(м}^2 * \text{к)}$$

8.13 Коэффициент теплоотдачи В/О

						Арк.
						62
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K = \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{26,11 \cdot 0,92} + \frac{13,4}{709}\right)}, = 16,521 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

8.14 Расчётная температура наружной поверхности аппарата

$$t'_n = t_k - \frac{k \cdot \Delta t}{\alpha_n}$$

$$t'_n = -25 - \frac{16,521 \cdot 3}{26,11} = -26,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

8.15 относительная погрешность задания

$$\Delta = \frac{-33 - (-26,9)}{-33} \cdot 100\% = 18,5\%$$

Т.к. $\Delta > 5\%$ расчёт повторяем с п.2

$$\text{При } t''_n = \frac{t_H + t'_n}{2} = \frac{-33 + (-26,9)}{2} = -29,95 \text{ }^\circ\text{C}$$

После проведенных перерасчётов, получено значение $\Delta = 3\%$, т.к. $\Delta < 5\%$ находим площадь наружной поверхности В/О

$$8.16 F = Q_0 / K \cdot (t_k - t_0)$$

где Q_0 - теплоприток в камеру №4, кВт

$$F = 14,1 \cdot 10^{-3} / 15 \cdot (-25 + 33) = 117,5 \text{ м}^2$$

Характеристики воздухоохладителя марки Alfa-Laval BLE502C7 сведены в таблицу 19

Таблица 19 – Характеристики воздухоохладителя

Площадь поверхности, м ²	126
Тепловой поток при $\Delta t = 8^\circ\text{C}$, Вт	22700
Шаг ребер, мм	7
Вентиляторы :	
-кол-во	2
-диаметр, мм	500
-частота вращения, об/с	16,7/25
-мощность, кВт	1,4/1,5
-расход воздуха, м ³ /с	4,03/3,07
Мощность электронагревателей, кВт	14,4

					Арк.
					63
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

9. РОЗРАХУНОК І ПІДБІР ІНШОГО ОБЛАДНАННЯ

9.1 Лінійний ресивер

В насосно-циркуляційних системах з нижньою подачею аміаку в прилади охолодження.

Об'єм лінійного ресивера:

$$V_{л.р.} = \frac{0,6 * V_{исп}}{0,5} * 1,2 = 1,45 * V_{исп}$$

Де $V_{исп}$ - вместимость испарительной системы, м³

0,5- коэффициент, учитывающий норму заполнения ресивера при эксплуатации (50%)

$$V_{исп} = V_{B/O_{K1}} + V_{B/O_{K2}} + V_{B/O_{K3}} + V_{B/O_{K4}} + V_{B/O_{K5}}$$

$$V_{исп} = (0,022 + 0,022 + 0,022 + 0,87) = 0,93 \text{ м}^3$$

$$V_{л.р.} = 1,45 * 0,93 = 0,135 \text{ м}^3$$

Характеристики линейного ресивера сведены в таблицу 20

Таблица 20 – Характеристики линейного ресивера

Размеры:	
- DхS, мм	600х8
- L, мм	3000
- H, мм	500
Масса, кг	430

9.2 Циркуляционный ресивер

В насосно-циркуляционных системах:

$$V_{ц.р.} = V_{ВОЗ} * K_2 * K_3 * K_4 * K_5 * K_6 * K_7, \text{ м}^3$$

Где при нижней подаче агента в В/О.

K_2 -заполнение труб В/О

K_3 - количество NH₃ выбрасываемого из приборов охлаждения

K_4 - вместимость коллекторов и трубопроводов

					Арк.
					64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

K_5 - рабочее заполнение ресиверов для обеспечения устойчивой работы насосов.

K_6 - допустимое заполнение ресиверов

K_7 - запас вместимости.

$V_{ВОЗ}$ - объем В/О-й на $t_0 = -20^\circ\text{C}$, м^3

$$V_{ц.р.}^{-20} = 0,066 * 0,7 * 0,3 * 1,2 * 1,55 * 1,45 * 1,2 = 0,043 \text{ м}^3$$

Подбираем ресивер марки 0,75 РДВ

$$V_{ц.р.}^{-30} = 0,87 * 0,7 * 0,3 * 1,2 * 1,55 * 1,45 * 1,2 = 0,59 \text{ м}^3$$

Подбираем ресивер марки 1,5 РДВ

Характеристики циркуляционного ресивера сведены в таблицу 21

Таблица 21 – Характеристики циркуляционного ресивера

Размеры:	
- DxS, мм	800x8
- H, мм	3880
- B, мм	1116
Ёмкость, м^3	1,68
Масса, кг	785

9.3 Дренажный ресивер

$$V_{д.р.} = \frac{V_{ВОЗ}}{0,8} * 1,2 = 1,5 * V_{ВОЗ}$$

где $V_{ВОЗ}$ - вместимость В/О-й самой крупной камеры, м^3

0,8- норма заполнения др. ресивера при сливе в него жидкого аммиака (80% объёма)

1,2- коэффициент запаса

$$V_{д.р.} = 1,5 * 0,022 = 0,033 \text{ м}^3$$

Подбираем ресивер марки 0,75 РД

9.4 По диаметру всасывающего патрубка ступени высокого давления

					Арк.
					65
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$d = \sqrt{\frac{v}{w * 0.785}}$$

где v- расход агента, м³/с

$$d = \sqrt{\frac{0.029}{10 * 0.785}} = 0,06 \text{ м}$$

$$d = \sqrt{\frac{0.054}{10 * 0.785}} = 0.08$$

Подбираем промсосуд марки 40 ПС для температуры -30 С.

Характеристики промежуточного сосуда сведены в таблицу 22

Таблица 22 – Характеристики промежуточного сосуда

Размеры:	
- DxS, мм	426x10
- d, мм	70
- H, мм	2390
Площадь поверхности змеевика, м ²	1.75
Объём аппарата, м ³	0.22
Масса, кг	330

Подбираем промсосуд марки 60 ПС для температуры – 40 С.

Характеристики циркуляционного ресивера сведены в таблицу 20

Таблица 20 – Характеристики промежуточного сосуда

Размеры:	
- DxS, мм	600x8
- d, мм	150
- H, мм	2800
Площадь поверхности змеевика, м ²	4,3
Объём аппарата, м ³	0,67
Масса, кг	570

9.5 Маслоотделитель

По диаметру нагнетательного патрубка компрессора высокой ступени

$$d = \sqrt{\frac{v}{w * 0.785}}, \text{ м}$$

w- скорость агента, м/с

$$d = \sqrt{\frac{0.016}{15 * 0.785}} = 0,04 \text{ м}$$

$$d = \sqrt{\frac{0.054}{15 * 0.785}} = 0,067 \text{ м}$$

Подбираем маслоотделитель марки 65М и 100М.

9.6 Маслособиратель

Подбираем маслособиратель марки 150СМ.

Характеристики маслособирателя сведены в таблицу 23

Таблица 23 – Характеристики маслособирателя

Размеры:	
- DxS, мм	159x4.5
- В, мм	600
- Н, мм	770
Объём, м ³	0.008
Масса, кг	18.5

9.7 Подбор градирни

Подбираем градирни ГПВ-160 и ГПВ-80, с фронтальным сечением $F_{\phi} = 3.92$ м², 1.88 м²;

Площадь поперечного сечения градирни.

$$F = \frac{Qk}{q_f}$$

$$F = \frac{250.3}{0.45} = 5.5 \text{ м}^2$$

					Арк.
					67
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

10. ПІДБІР АМІАЧНОГО НАСОСУ

Об'ємна подача аміачного насоса визначається за формулою.

$$G_H = n_u \frac{Q_0}{r * \delta'}, \text{ м}^3/\text{с}$$

Где Q_0 - тепловая нагрузка при t_0 , кВт

n_u - кратность циркуляции

для насосных схем охлаждения с верхней подачей аммиака в приборы
охлаждения $n_u = 25$

r - теплота парообразования, кДж/кг

δ' - плотность жидкого хладагента, кг/м³

$$G_H = 25 \cdot \frac{65}{1374.25 \cdot 684.05} = 17.3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

$$G_H = 25 \cdot \frac{15}{1374.25 \cdot 684.05} = 3.98 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$$

						Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

11. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

В даний час на великих холодильних установках з помірно низькими температурами найбільш поширений аміак (R717). Хімічна формула NH_3 . Нормальна температура кипіння $-33,35^\circ\text{C}$. При атмосферному тиску аміак - безбарвний газ, легший за повітря, з різким задушливим запахом.

Проектирование и эксплуатация всех промышленных предприятий регламентируются «Строительными нормами и правилами», «Правилами устройства электроустановок», а также «Типовыми правилами пожарной безопасности для промышленных предприятий. В соответствии с этим все производства делят по пожарной, взрывной и взрывопожарной опасности на категории: А, Б, В, Г, Д. Данное производство относится к категории Б (класс взрывоопасности В-1б) – взрывопожароопасные производства, в которых используются горючие газы, нижний предел воспламенения которых выше 10%, а также жидкости с температурой вспышки выше 28°C или нагретые до температуры вспышки и выше.

Наиболее опасными свойствами аммиака являются его токсичность и взрывоопасность. Пребывание человека в течении нескольких минут в помещении с объёмной долей аммиака в воздухе – 0,5-1% приводит к смертельному исходу или сильному отравлению. Температура самовоспламенения аммиака 630°C . При объёмной доле в воздухе свыше 11% и наличии открытого пламени аммиак начинает гореть.

						Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Смесь пара аммиака с воздухом при объёмной доле 15-28% взрывоопасна.

Максимальное давление взрыва смеси около 0,45 МПа. Аммиак начинает разлагаться при температуре выше 250 °С.

Газообразный аммиак оказывает сильное раздражающее действие на слизистые оболочки глаз и верхних дыхательных путей, на потные участки кожи. Высокие концентрации аммиака вызывают ожоги глаз, носовой полости, горла. При тяжёлых отравлениях аммиаком наблюдается затруднённое дыхание, сильный кашель, удушье, спазмы голосовой щели.

Жидкий аммиак вызывает тяжёлые ожоги кожи. Попадание жидкого аммиака в глаза может привести к прободению роговицы, хрусталика и стекловидного тела.

Помещения машинных и аппаратных отделений размещают, как правило, в одноэтажных зданиях, пристроенных к корпусу холодильника или производственного здания, в котором размещены потребители холода.

В машинном отделении предусматривают не менее двух выходов, один из которых – непосредственно наружу. Выходы располагают на максимально возможном расстоянии друг от друга.

Двери машинного и аппаратного отделений должны открываться в сторону выхода.

Аппаратное отделение часто размещают в отдельном помещении, смежном с машинным отделением. При этом помещение аппаратного отделения должно иметь выходы в машинное отделение и непосредственно наружу. В машинном (аппаратном) отделении допускается устройство открытого приемка для установки аммиачных насосов.

Высота машинных отделений проектируемых холодильников должна быть не менее 4,8м, высота аппаратных отделений – не менее 3,6м

						Арк.
						70
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

до низа несущих конструкций покрытия.

Минимальные размеры проходов в машинных и аппаратных отделениях должны составлять: основной проход – 1,5м, между выступающими частями компрессоров – 1м, между гладкой стенкой и компрессором – 0,8м.

Размещение аппаратов стороны высокого давления, содержащих большое количество жидкого аммиака, снаружи машинного отделения повышает безопасность эксплуатации обслуживающего персонала.

Любые сосуды, работающие под давлением, изготавливают на предприятиях, располагающих соответствующей технической базой и имеющих разрешение инспекции Госгортехнадзора на их изготовление.

На заводе после изготовления сосуда на его корпус на видном месте прикрепляют металлическую пластинку со следующими данными: наименование завода-изготовителя, заводской номер сосуда, год изготовления, рабочее и пробное давление, допустимая температура стенок сосуда (в °С).

После изготовления все сосуды подлежат гидравлическому испытанию пробным давлением.

Время выдержки сосуда под пробным давлением зависит от толщины стенки сосуда: до 50мм – 10 мин, 50÷100мм – 20 мин, свыше 100мм – 30 мин. Литые сосуды независимо от толщины стенки выдерживают под пробным давлением 60 мин.

Работы по проведению освидетельствования относят к особо опасным, т.к. при вскрытии аппарата перед внутренним осмотром может произойти утечка хладагента, а при пневматическом испытании – разрыв аппарата, поэтому эти работы проводит бригада, возглавляемая механиком или старшим машинистом. Для членов бригады проводят инструктаж.

						Арк.
						71
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Предохранительный клапан компрессора предотвращает повышение разности давлений нагнетания и всасывания сверх установленного значения и защищает механизм движения от перегрузки, перепуская пар из полости нагнетания в полость всасывания.

Предохранительный клапан аппарата предотвращает повышение давления сверх допустимого значения и защищает аппарат и трубопроводы, автоматически сбрасывая пар хладагента непосредственно в атмосферу или через промежуточный трубопровод в сосуд с более низким давлением.

Исправность предохранительных клапанов аппаратов проверяют не реже одного раза в 6 мес. После проверки и регулировки клапаны пломбируют с составлением акта.

Минимальная площадь сечения предохранительного клапана:

$$F_{\text{кл}} = \frac{G_p}{\mu \cdot B \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot (P_1 - P_2)}}, \text{ м}^2, \quad (11.1)$$

где: G_p – массовый расход холодильного агента, кг/с; $G_p = 1,39$ кг/с;

$\mu = 0,75$ – коэффициент расхода пара для данной конструкции клапана (определён изготовлением клапана экспериментально и записан в паспорт клапана);

$\rho_{\text{ср}}$ – плотность среды при давлении p_1 ; $\rho_{\text{ср}} = 14,352$ кг/м³;

p_1, p_2 – соответственно максимальное абсолютное давление перед клапаном и за клапаном, $p_1 = 1,8$ МПа; $p_2 = 1,2$ МПа;

B – коэффициент, учитывающий физико – химические свойства вещества при рабочих параметрах:

$$B = 1,59 \sqrt{\frac{k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}};$$

$$B = 1,59 \sqrt{\frac{1,29}{1,29+1} \cdot \left(\frac{2}{1,29+1}\right)^{\frac{1}{1,2-1}}} = 0,852;$$

						Арк.
						72
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

k – показатель адиабаты, $k = 1,29$;

$$F_{\text{кл}} = \frac{1,39}{0,75 \cdot 0,852 \cdot \sqrt{2 \cdot 14,352 \cdot (1,8 - 1,2) \cdot 10^5}} = 1,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Определим минимальный диаметр проходного сечения седла клапана:

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,65 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,045 \text{ м}.$$

Опасные свойства хладагентов, особенно аммиака, вызывают необходимость своевременного и быстрого определения мест утечки хладагента и ликвидации неплотностей для поддержания герметичности системы.

Место утечки аммиака определяют с помощью фильтрованной бумаги, пропитанной химическими индикаторами, изменяющими цвет при соприкосновении со средой, содержащей аммиак. В качестве индикаторов используют 1% - ный раствор фенолфталеина в спирте-ректификате или при необходимости более высокой чувствительности – раствор фенолита в спирте и глицерине. При наличии в воздухе аммиак индикаторная бумага, предварительно смоченная водой, изменяет цвет на красный.

Для управления работой сосуда и обеспечения безопасной его эксплуатации каждый сосуд оборудуют приборами для измерения давления и температуры, предохранительными устройствами, запорной арматурой и указателями уровня жидкости.

На всех сосудах устанавливают манометры с классом точности не ниже 2,5. класс точности манометра характеризуется допустимой погрешностью (в %) при измерении давления. На сосуд манометр устанавливают так, что бы его показания были отчетливо видны обслуживающему персоналу.

Количество предохранительных клапанов, их размеры и пропускную способность рассчитывают из условия, чтобы в сосуде давление не могло

						Арк.
						73
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

превысить рабочее более чем на 0,05 МПа.

Запорную арматуру устанавливают на трубопроводах, по которым к сосуду подводится или от него отводится рабочая среда.

Между сосудом с ядовитой или взрывоопасной средой и компрессором (насосом) устанавливают обратный клапан, автоматически закрывающий давление из сосуда.

Рассмотрим основные правила безопасности при обслуживании холодильной установки, а именно: удаление воздуха, заправка холодильным агентом, оттайка.

Присутствие воздуха в системе вызывает повышение давления конденсации, увеличивая расход электроэнергии на выработку холода. Поэтому в состав каждой аммиачной холодильной установки предусматривают воздухоотделитель. Удаление воздуха рекомендуется осуществлять с помощью автоматических воздухоотделителей АВ-4. Воздух выпускают через шланг в сосуд с водой.

Наличие снеговой шубы на наружной поверхности охлаждающих устройств ухудшают теплообмен и вызывают необходимость работы холодильной установки с более низкой температурой кипения для достижения заданной температуры в охлаждаемом помещении. Оттаивание батарей и воздухоохладителей горячим паром аммиака проводит персонал компрессорного цеха по графику, утверждённому лицом, ответственным за безопасную эксплуатацию холодильной установки, под руководством лица, допущенного приказом к проведению оттаивания. В процессе оттаивания в дренажном ресивере необходимо поддерживать низкое давление для обеспечения удаления из охлаждающих устройств жидкого аммиака и образующегося в них конденсата.

Системы аммиачных холодильных заполняют хладагентом из железнодорожных (автомобильных) цистерн или баллонов. При наличии

						Арк.
						74
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на аммиачной холодильной установке центральной регулирующей станции систему заполняют через трубопровод, присоединённый к одному из коллекторов станции.

Защитное заземление – преднамеренное электрическое соединение с землёй или её эквивалентом металлических нетоковедущих частей, которые могут оказаться под напряжением. Проведём расчет защитного заземления.

Расчётное значение удельного сопротивления грунта:

$$\rho_{гр} = \rho_p \cdot \psi, \text{ Ом} \cdot \text{м},$$

где: ρ_p – удельное сопротивление, Ом/м; $\rho_p = 30 \text{ Ом} \cdot \text{м}$ – для чернозёма;

ψ – климатический коэффициент, $\psi = 1,5 \text{ Ом} \cdot \text{м}$;

$$\rho_{гр} = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом} \cdot \text{м};$$

Принимаем в качестве электродов стальные вертикальные трубы: диаметр стержня $d = 0,04 \text{ м}$, длина стержня $l = 3 \text{ м}$, расстояние между стержнями $l' = 6 \text{ м}$.

Расстояние от середины стержня до уровня земли:

$$t = \frac{l}{2} + t_3, \text{ м}$$

где: t_3 – расстояние от вершины стержня до уровня земли, м; принимаем:

$t_3 = 0,5 \text{ м}$.

$$t = \frac{3}{2} + 0,5 = 2 \text{ м}.$$

Рассчитываем сопротивление одного вертикального заземления:

$$R_0 = \frac{\rho_{гр}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left[\ln \left(\frac{2 \cdot l}{d} \right) + \frac{1}{2} \ln \left(\frac{4t+1}{4t-1} \right) \right], \text{ Ом}.$$

$$R_0 = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 3} \left[\ln \left(\frac{2 \cdot 3}{0,04} \right) + \frac{1}{2} \ln \left(\frac{4 \cdot 2 + 1}{4 \cdot 2 - 1} \right) \right] = 12,27, \text{ Ом}.$$

Минимальное количество заземлителей:

$$n = \frac{R_0}{R_{гр}}, \text{ шт},$$

						Арк.
						75
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

где: $R_{тр}$ – требуемое сопротивление, Ом; $R_{тр} = 4$ Ом;

$$n = \frac{12,27}{4} = 3,07 \text{ шт.}$$

Принимаем $n = 4$ шт.

Отношение расстояния между стержнями к длине стержня:

$$\frac{l'}{l} = \frac{6}{3} = 2.$$

Сопротивление системы вертикальных стержневых заземлителей:

$$R_{сз} = \frac{R_0}{n \cdot \eta_B},$$

где: $\eta = 0,85$ – коэффициент использования вертикальных стержневых заземлителей;

$$R_{сз} = \frac{12,27}{4 \cdot 0,91} = 3,37 \text{ Ом.}$$

Общая длина соединительной полосы (контурное заземление):

$$L_{п} = l' \cdot (n-1) = 6 \cdot (4-1) = 18 \text{ м.}$$

Определим сопротивление растеканию тока соединительной полосы:

$$R_{п} = \frac{\rho_{гр}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_r \cdot L_{п}} \cdot \ln \frac{L_{п}^2}{d \cdot t_3}, \text{ Ом,}$$

где: d – наружный диаметр трубы, м; $d = b \cdot 0,5 = 0,05 \cdot 0,5 = 0,03$ м;

$$R_{п} = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,94 \cdot 18} \cdot \ln \frac{18^2}{0,03 \cdot 0,5} = 4,23 \text{ Ом.}$$

Общее сопротивление системы заземления:

$$R_c = \frac{R_{п} \cdot R_{сз}}{R_{п} + R_{сз}}, \text{ Ом}$$

$$R_c = \frac{4,23 \cdot 3,37}{4,23 + 3,37} = 1,89 \text{ Ом} \leq 4 \text{ Ом.}$$

$R_c \leq 4$ Ом, что говорит о правильности расчёта заземлителя.

Пожары на машиностроительных предприятиях представляют большую опасность для работающих и могут причинить огромный материальный ущерб. Вопросы обеспечения пожарной безопасности производственных

						Арк.
						76
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зданий и сооружений имеют большое значение и регламентируются специальными государственными постановлениями и решениями.

Пожарная безопасность может быть обеспечена мерами пожарной профилактики и активной пожарной защиты. Понятие пожарной профилактики включает комплекс мероприятий, необходимых для предупреждения возникновения пожара или уменьшения его последствий. Под активной пожарной защитой понимаются меры, обеспечивающие успешную борьбу с возникающими пожарами или взрывоопасной ситуацией.

Как уже было указано выше, данное производство по взрывопожарной и пожарной опасности относится к категории Б (взрывопожароопасные).

Согласно СНиП 2.09. 01-85, все строительные материалы и конструкции делятся на негорючие, трудногорючие и горючие.

Для защиты зданий и сооружений от распространения пожара на весь объект (при его возникновении на каком либо участке) предусматривают противопожарные преграды. К таким преградам относятся противопожарные стены, перегородки, перекрытия, зоны, тамбуры-шлюзы и др. Все конструкции выполняются из негорючих материалов (гипсовые или гипсоволокнистые плиты при содержании органической массы 8% (по массе)).

Применение автоматических средств обнаружения пожаров является одним из основных условий обеспечения пожарной безопасности в машиностроении, так как позволяет оповестить дежурный персонал о пожаре и месте его возникновения.

Извещатели пожара делят на приборы ручного действия, предназначенные для выдачи дискретного сигнала при нажатии соответствующей пусковой кнопки, и автоматического действия для выдачи дискретного сигнала при достижении заданного значения

						Арк.
						77
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

физического параметра(температуры, спектра светового излучения, дыма и др.).

Для тушения пожара, в основном применяют огнетушители.

При тушении пожаров пеной широко применяют генераторы высокократной пены ГВП и химические огнетушители ОХП-10.

Генераторы ГВП имеют несколько типоразмеров: ГВП-200, ГВП-600, ГВП-2000. Отличаются они друг от друга геометрическим размерами и производительностью (от 200 до 2000 л/с).

Огнетушитель ОХП-10 химический, пенный (модель 10).

Запрещается применять этот тип огнетушителей при тушении горящих электроустановок, так как образующаяся пена электропроводна.

Углекислотные огнетушители применяют при тушении пожаров: в электроустановках, находящихся под напряжением до 1000 В, в музеях, на выставках и т.п., так как диоксид углерода не вызывает порчи материалов.

Порошковые огнетушители применяют при тушении загораний на мотоциклах, легковых и грузовых машинах.

Пожарный водоем, предназначенный для запаса воды, рассчитывается по формуле:

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

где: k = коэффициент запаса, принимается $k = 1,1 \dots 1,2$;

n – количество пожаров, шт;

g – расход воды на 1 м² помещения;

τ – время пожаротушения.

$$V = \frac{10 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 1}{1000} \cdot 3600 = 86,4 \text{ м}^3.$$

Вентиляция. Вид вентиляции зависит от применяемого хладагента.

Машинные и аппаратные отделения аммиачных холодильных установок оборудуют системами приточно-вытяжной механической вентиляцией с

						Арк.
						78
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кратностью воздухообмена в час, определяемой расчётом, но не менее 2 для притока и 3 для вытяжки.

Система вентиляции может служить для подачи (притока) или удаления (вытяжка) воздуха из помещения или для того и другого (приточно-вытяжной). Она также может быть общеобменной или местной.

Рассчитаем воздухообмен в помещении за час:

$$L = k \cdot V, \text{ м}^3/\text{час},$$

где: k – кратность вентиляции или воздухообмена:

- в лаборатории холодильной техники $k_{\text{прит}} = 2$;

- вытяжка $k_{\text{выт}} = 4$;

- аварийного отделения $k_{\text{авар}} = 8$;

V – объём помещения, м^3 ;

$$V = A \cdot B \cdot H = 12 \cdot 12 \cdot 4,5 = 648 \text{ м}^3.$$

Производительность приточной вентиляции:

$$L_{\text{прит}} = k_{\text{прит}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{час};$$

$$L_{\text{прит}} = 2 \cdot 648 = 1269 \text{ м}^3/\text{час};$$

Производительность вытяжной вентиляции:

$$L_{\text{выт}} = k_{\text{выт}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{час};$$

$$L_{\text{выт}} = 3 \cdot 648 = 1944 \text{ м}^3/\text{час};$$

Производительность аварийной вентиляции:

$$L_{\text{авар}} = k_{\text{авар}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{час};$$

$$L_{\text{авар}} = 8 \cdot 648 = 5184 \text{ м}^3/\text{час};$$

Расчет мощности электродвигателя системы вентиляции:

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{вен}} \cdot \eta_{\text{пер}}}, \text{ кВт}$$

Для приточной вентиляции:

$$N = \frac{1,5 \cdot 1269 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 0,25 \text{ кВт};$$

						Арк.
						79
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для вытяжной вентиляции:

$$N = \frac{1,5 \cdot 1944 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 0,38 \text{ кВт};$$

Для аварийной вентиляции:

$$N = \frac{1,5 \cdot 5184 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 1,54 \text{ кВт}.$$

Правильно спроектированное и выполненное освещение на предприятиях машиностроительной промышленности обеспечивает возможность нормальной производственной деятельности. Сохранность зрения человека, состояние его центральной нервной системы и безопасность на производстве в значительной мере зависят от условий освещения.

При освещении производственных помещений используют естественное освещение, создаваемое светом неба (прямым и отражённым), искусственное, осуществляемое электрическими лампами, и совмещённое, при котором в светлое время суток недостаточное по нормам естественное освещение дополняется искусственным.

Проведём расчёт освещения машинного отделения методом светового потока. При этом выбираем: источник света – лампы люминесцентные; систему освещения – общее освещение; тип светильника – ПВЛ; размеры помещения: длина $A = 12$ м, ширина $B = 12$ м, высота $H = 4,5$ м.

Принимаем:

$$L/H_p = 1,5,$$

где: L – расстояние между центрами светильников, м;

H_p – высота светильников над рабочей поверхностью, м.

Определим высоту светильников над рабочей поверхностью:

$$H_p = H - (H_1 + H_2), \text{ м},$$

где: H_1 – высота рабочей поверхности, м; $H_1 = 0,8$ м;

H_2 – расстояние от светильника до потолка, м; $H_2 = 0,5$ м;

$$H_p = 4,5 - (0,8 + 0,5) = 3,2 \text{ м}.$$

						Арк.
						80
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Определим расстояние между центрами светильников. Из уравнения

$$L/H_p = 1,5,$$

находим, что:

$$L = 1,5 \cdot 3,2 = 4,8 \text{ м.}$$

Количество светильников:

$$n = \frac{A \cdot B}{L^2} = \frac{12 \cdot 12}{4,8^2} = 6,25$$

Принимаем $n = 7$ шт.

Определим световой поток:

$$\Phi = \frac{E_H \cdot k \cdot z \cdot F \cdot 100}{n \cdot \eta_{сп}}, \text{ лм}$$

где: E_H – нормативная минимальная освещённость, лм; $E_H = 150$ лм;

k – коэффициент запаса, $k = 1,5$;

z – коэффициент минимальной освещённости для люминесцентных ламп, $z = 1,1$;

$\eta_{сп}$ – коэффициент использования светового потока, выбирается в зависимости от выбранного светильника и индекса помещения i :

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p (A + B)} = \frac{12 \cdot 12}{3,2(12 + 12)} = 1,87;$$

По таблице определяем, что $\eta_{сп} = 40$, тогда:

$$\Phi = \frac{150 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 144 \cdot 100}{7 \cdot 40} = 12728 \text{ лм.}$$

Подбираем ($N = 3$) стандартную лампу типа ЛД80 со световым потоком $\Phi = 4070$ лм.

Определим электрическую мощность всей осветительной системы:

$$P_{сист} = P \cdot N \cdot n = 80 \cdot 3 \cdot 7 = 1680 \text{ Вт,}$$

где: P – мощность лампы, Вт; $P = 80$ Вт;

N – количество ламп в одном светильнике, $N = 3$.

Определим погрешность:

$$\Delta = \frac{\Phi_d - \Phi_n}{\Phi_d} \cdot 100\% = \frac{12728 - 12210}{12728} \cdot 100\% = 4\%$$

					Арк.
					81
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Первая помощь при поражении аммиаком.

Обслуживающий персонал холодильной установки должен уметь оказывать первую помощь пострадавшим при отравлении и поражении хладагентами. При отравлении аммиаком необходимо немедленно вывести пострадавшего на свежий воздух. Если дыхание пострадавшего прекратилось, надо провести искусственное дыхание, вызвать врача, по возможности сменить одежду и укрыть его потеплее. При наличии дыхания проводят ингаляцию тёплым паром 1–2%-ного раствора лимонной кислоты (из чайника через бумажную трубочку). Для нейтрализации аммиака, попавшего в органы пищеварения, дают пострадавшему внутрь лимонад или 3%-ый раствор молочной кислоты.

При попадании жидкого аммиака на кожу осторожно растирают обмороженный участок стерильным ватным шариком или марлевой салфеткой до появления чувствительности и покраснения кожи. Обмороженное место после этого обтирают спиртом и накладывают на него стерильную повязку. В случае образования на теле пузырей кожу растирать нельзя – на обмороженный участок тела надо также наложить стерильную повязку. При сильном обмороживании поражённый участок закрывают асептической повязкой.

При попадании аммиака в глаза немедленно промывают их струёй воды комнатной температуры, а затем пускают в глаза несколько капель 2-4%-ного раствора борной кислоты.

При удушье, вызванном недостатком кислорода в помещении, заполненном газообразным хладоном, необходимо немедленно вывести пострадавшего на свежий воздух. Рекомендуется питьё (крепкий сладкий чай, кофе, лимонад), вдыхание кислорода в течении 30 – 45 мин. В случае прекращения дыхания следует делать искусственное дыхание до прихода врача.

						Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вывод: в данном разделе были рассмотрены безопасные конкретные мероприятия и конструктивные средства, обеспечивающие безопасность эксплуатации разрабатываемой установки и безопасные условия работы обслуживающего персонала.

						Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Свердлов Г.З., Явнель Б.К. "Курсовое и дипломное проектирование."
2. Чумак И.Г., Никулынина Д.Г. Холодильные установки проектирование., Выща школа, 1988.
3. Курылев, Герасимов "Примеры и расчеты холодильных установок."
4. С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А.В. Куприянова Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Л.: Машиностроение, 1976 и 1985.
5. Данилова "Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности."
6. Н.Н. Кошкин Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. Л.: Машиностроение, 1976.
7. И.А. Самойлов, В.Г. Игнатьев Охрана труда при обслуживании холодильных установок. М.: Агропромиздат, 1989.
8. Ужанский В. С. Автоматизация холодильных машин и установок, М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982.
9. Лясковский А. В. Методические указания к выполнению раздела Автоматизация криогенных машин и установок, ОГАХ, 1993.
10. Методические указания по расчету экономической эффективности строительства, реконструкции холодильных предприятий в курсовом и дипломном проектировании., ОГАХ, 1999.

						Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

