

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

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

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

\_\_\_\_\_ Блаженко С.І.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Петренко В.П.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування

(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми \_\_\_\_\_

Холодильні техніка та технологія

на тему: Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ЗХМ-М-3с

Коберник Віктор Іванович

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник Рябчук Олександр Миколайович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

Консультант \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

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

\_\_\_\_\_ (підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2022 р.

# НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування  
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Петренко В.П.

“05” листопада 2021 року

## З А В Д А Н Н Я

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

**Коберник Віктор Іванович**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку

керівник роботи доц. к.т.н., Рябчук О.М.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 01.11.2021 року № 860-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 01.02.2022 року

3. Вихідні дані до роботи Визначити оптимальну схему холодопостачання установки на основі отримання максимального холодильного коефіцієнта. Розрахувати зміну: COP в залежності від зміни температури навколишнього середовища, електричної потужності нас валу компресора від зміни температури конденсації, коефіцієнта теплопередачі від зрошення

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Технологія

2. ТЕО

3. Розрахунок холодильної частини

4. Електрообладнання та електропостачання

5. Розрахунок економічної ефективності

6. Охорона праці

7. Цивільний захист

5. Перелік графічного матеріалу

1. План та розріх холодильника, 2. Схеми ХУ,

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_



## Анотація

В дипломному проекті розраховано та спроектовано логістичний склад місткістю 6000 т у місті Львів.

В проекті виконано підбір необхідного холодильного обладнання з метою досягнення максимальної ефективності по витраті електроенергії при роботі холодильної установки та досягненні необхідного ефекту в отриманні штучного холоду при мінімальних капітальних та експлуатаційних затратах.

Наведено розрахунки будівельно-ізоляційних конструкцій, площ камер холодильника, основного та допоміжного обладнання холодильної установки.

В дипломі описані такі розділи як «Розрахунок холодильника», «Цивільний захист», «Охорона праці» та «Розрахунок економічної ефективності».

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

Дипломний проект виконаний на ПК, для розрахунків використовувалися такі прикладні програми: CoolPack, «Microsoft Excel» та «Microsoft Word», креслення та схеми виконанні за допомогою програми «AutoCad 2011».

**Ключові слова:** *аміак, холодопостачання, R717, порівняння схем охолодження*

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>						
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>				<b>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</b>		

## Зміст

Вступ.....	
Розділ 1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції.....	
Розділ 2. Техніко-економічне обґрунтування.....	
Розділ 3. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника.....	
Розділ 4. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.....	
Розділ 5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.....	
5.1. Теплонадходження через огорожуючі конструкції.....	
5.2. Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продуктів.....	
5.3. Експлуатаційні теплонадходження.....	
Розділ 6. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресори.....	
Розділ 7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки.....	
Розділ 8. Підбір компресорів.....	
Розділ 9. Вибір теплообмінних апаратів (конденсатор).....	
Розділ 10. Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання холодильних камер.....	
Розділ 11. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання холодильної установки.....	
11.1. Лінійний ресивер.....	
11.2. Компаудний циркуляційний ресивер.....	
11.3. Мастиловіддільники.....	
11.4. Мастилозбірник.....	
Розділ 12. Визначення діаметрів трубопроводів, гідравлічних втрат у мережах.....	
12.1. Визначення діаметрів трубопроводів.....	
12.2. Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах.....	

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 13. Вибір насосів та вентиляторів.....

Розділ 14. Варіативні розрахунки робочих параметрів холодильної  
установки.....

Розділ 15. Техніко економічні показники.....

Розділ 16. Охорона праці.....

Розділ 17. Цивільний захист.....

Список використаної літератури.....

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Вступ

Транспортні підприємства в останні роки все частіше опиняються в центрі уваги економічного співтовариства. Загальний оборот європейського ринку логістичних послуг складає більше 600 млрд. євро! Приблизно 30% логістичних функцій в усіх галузях економіки щорічно передаються логістичним складам. Попит на послуги логістичних складів формують промисловість і торгівля, які витрачають на логістику в Європі 120 ... 140 млрд. євро щорічно.

Бурхливий розвиток промисловості визначає доцільність проектування і побудови нових підприємств адже існуючі мають ряд суттєвих недоліків. Зокрема маємо значну перевитрату електроенергії при виробництві та споживанні штучного холоду холодильного господарства, що відображається на собівартості продукції. Це призводить до необхідності пошуку нових технологічних рішень при проектуванні холодильника із застосуванням сучасних досягнень холодильної техніки.

Головними завданнями при проектуванні холодильника є:

- вибір схеми технічного процесу та визначення погодинного теплового навантаження на технологічне обладнання;
- вибір температурного режиму у камерах для холодильної обробки та зберігання;
- визначення основних розмірів холодильника;
- розробка плану холодильника;
- вибір будівельних та ізоляційних матеріалів;
- вибір та обґрунтування типу системи охолодження;
- вибір системи відводу теплоти конденсації.

При вирішенні цих задач в проектуванні керуються науковими положеннями по зменшенню витрат електроенергії при виробництві штучного холоду.

В даному проекті ведеться розрахунок логістичного складу місткістю 6000т в місті Львів.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

# Розділ 1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції

Рибні консерви. Рибні консерви тривалого зберігання, зберігаються при температурі 0 – 10 °С і відносній вологості 75% [11]. Термін зберігання 6 – 24 місяці [11]. Консерви, призначені для тривалого зберігання, розфасовані в металеві банки вітчизняного виробництва відповідно до ГОСТ 5981.

Розміри та місткість закупорених збірних банок зображені на (рис. 1.1 і в табл. 1.1).

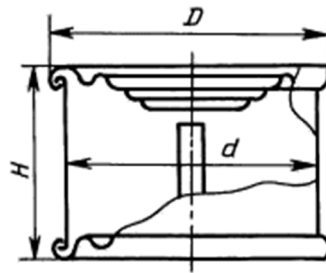


Рис. 1.1. Збірна банка для консерв

Табл. 1.1. Розміри та місткість закупорених банок

Діаметер, мм		Висота зовнішня максимальна Н, мм	Місткість, см <sup>3</sup>	Маса нетто, г
Внутрішній d	Зовнішній D			
99.0	103.0	40.4	250	240

Консерви пакують в ящиках із гофрованого картону за ГОСТ 13516.

Основні параметри і розміри ящиків занесені до табл. 1.2.

Табл.1. 2. Основні параметри і розміри ящиків

Внутрішній розмір ящиків/Зовнішні розміри ящиків, мм			Місткість, дм <sup>3</sup>	Гранична маса вантажу в ящику, кг	Марка гофрованого картону по ГОСТ 7376
Довжина	Ширина	Висота			
412/418	310/316	165/171	21.1	20	T23

<b>КР 000.142.011.001.2022.ПЗ</b>					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	
Розробив	В.І. Коберник				
Перевір.	О.М. Рябчук				
Реценз.					
Н. контр.					
Затверд.	В.П. Петренко				
Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.			Літ.	Арк.	Аркушів
			<b>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</b>		

Кількість упакованих банок в ящик занесені до табл. 1.3.

Табл. 1.3. Кількість упакованих банок в ящик

Кількість банок, що містяться в ящику, шт.				Кількість горизонтальних прокладок, шт	Маса нетто вантажу що міститься в ящику, кг
По довжині	По ширині	По висоті	Всього		
4	3	4	48	3	11.52

До холодильника консерви транспортуються автомобільним транспортом. Продукція спочатку надходить до експедиції та вагової. Параметри повітря в експедиції:  $t=0^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi=85\ldots90\%$ , циркуляція забезпечується повітроохолодниками. Після експедиції штабелери доставляють консерви до камери. Продукція зберігається на стелажах.

Розрахунок вантажної висоти камер зберігання:

На євро піддон (1200×800×145) в один ряд стають 8 ящиків по 5 рядів і розміщуються на стелажах в 5-ть ярусів (рис. 1.2).

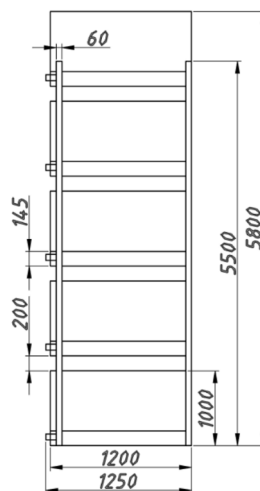


Рис. 1.2. Розміщення піддонів на стелажах

Висота піддона з продукцією –  $h_{\text{п}} = 145 + 5 * 171 = 1000\text{мм}$ .

Вантажна висота камер зберігання –  $h_{\text{в}}=(1000+200)*4+1000= 5800\text{мм}$ .

Висота камери зберігання приймаємо:

$$h = h_{\text{в}} + 1000 \dots 1500 = 5800 + 1400 = 7200 \text{ мм.}$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Охолоджені курячі тушки. Охолоджене м'ясо птиці зберігають при температурі 0...2 °С і відносній вологості повітря 80...85% не більше 5 діб від дня виготовлення [11].

До холодильника курячі тушки транспортуються автомобільним транспортом – авторефрижераторами. Продукція спочатку надходить до експедиції та вагової. Параметри повітря в експедиції:  $t=0^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi=85\text{...}90\%$ , циркуляція забезпечується повітроохолодниками. Після експедиції штабелери доставляють продукт до камери. Курячі тушки зберігається в пластикових ящиках (рис. 1.3) для курятини: (розміри якого 600\*400\*250 мм, місткість 50л, приблизна вага 20кг), які складаються на євро піддон (1200×800×145), в один ряд стають 4 ящики по 5 рядів, розміщується на стелажах (рис. 1.4) в 4 яруси.



Рис. 1.3. Пластиковий ящик для курятини

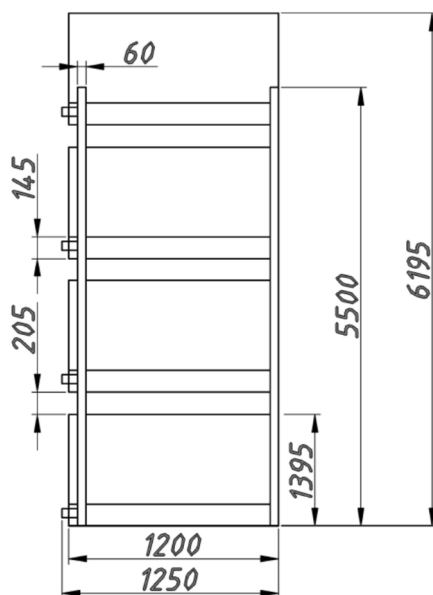


Рис. 1.4. Розміщення піддонів на стелажах

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висота піддона з продукцією –  $h_{\text{п}} = 145 + 5 * 250 = 1395$  мм.

Вантажна висота камер зберігання –  $h_{\text{в}} = (1395 + 205) * 4 + 1395 = 6195$  мм.

Висота камери зберігання  $h = 7200$  мм.

Заморожені напівфабрикати (куряче філе). Заморожене куряче філе зберігається в морозильних камерах при температурі повітря не вище - 18 °С і відносній вологості не менше 90% [11]. Термін придатності складає не більше 12 місяців [11]. Під час завантаження і вивантаження птиці допускається підвищення температури повітря в камерах схову, в межах 3-4 °С.

До холодильника заморожене куряче філе транспортуються автомобільним транспортом – авторефрижераторами. Продукція спочатку надходить до експедиції та вагової. Параметри повітря в експедиції:  $t = -20^{\circ}\text{C}$ ,  $\varphi = 85 \dots 90\%$ , циркуляція забезпечується повітроохолодниками. Після експедиції штабелери доставляють продукт до камери зберігання. Напівфабрикати зберігаються в ящиках із гофрованого картону за ГОСТ 13513-86. Основні параметри і розміри ящиків занесені до табл.1. 4.

Табл. 1.4. Основні параметри і розміри ящиків

Внутрішній розмір ящиків/Зовнішні розміри ящиків, мм			Місткість, дм <sup>3</sup>	Гранична маса вантажу в ящику, кг	Маса вантажу в ящику, кг	Марка гофрованого картону по ГОСТ 7376
Довжина	Ширина	Висота				
570/576	380/386	190/196	41.2	25	20	T22

Ящики складаються на євро піддон (1200×800×145 мм) в один ряд стають 4 ящики по 6 рядів, розміщуються на стелажах в 4 яруси (рис. 1.5).

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

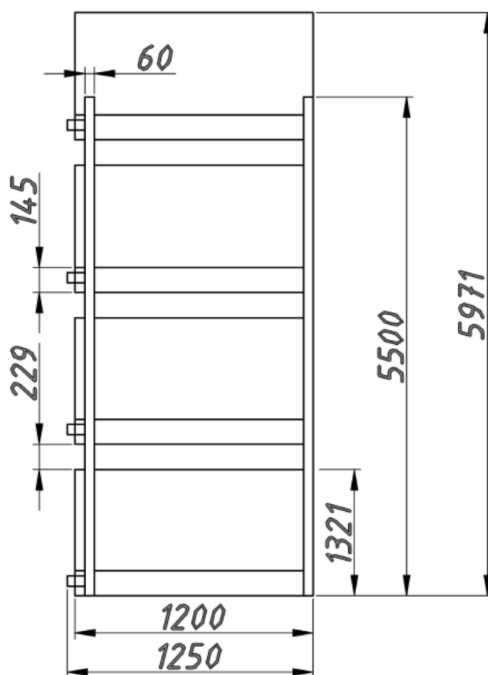


Рис. 1.5. Розміщення піддонів на стелажах

Висота піддона з продукцією –  $h_{\text{п}} = 145 + 6 * 196 = 1321$  мм.

Вантажна висота камер зберігання –  $h_{\text{в}} = (1321 + 229) * 4 + 1321 = 5971$  мм.

Висота камери зберігання  $h = 7200$  мм.

Вся продукція розвантажується і завантажується електрокарами.

Обираємо автозавантажувач Toyota 7FBH15, характеристики якого занесені до табл. 1.5.

Табл. 1.5. Технічні характеристики автозавантажувача Toyota 7FBH15

Вантажопід'ємність	кг	1500
Відстань від центру маси вантажу до спинки вил	мм	500
Максимальна висота підйому вантажу на вилах	мм	6000
Вільна висота підйому вантажу	мм	145
Загальна ширина машини	мм	1115
Довжина машини до спинки вил	мм	2080
Загальна висота по захищеному огороженню	мм	2105
Колісна база	мм	1410

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Арк.

Радіус повороту (зовнішній)	мм	1770
Мінімальна ширина пересічнихпроїздів	мм	1800
Базова ширина проїздів для розвороту машини з вантажем на 90 ° (без урахування довжини вантажу і зазору безпеки)	мм	2175

Розміри та характеристики стелажів зображені на (рис. 1.6 і в табл. 1.6).

Табл. 6. Технічні характеристики стелажів

Доступна висота конструкції	мм	Від 2000 до 12000 з кроком 500
Глибина рами стелажа	мм	Від 500 до 1200 з кроком 100, стандарт 1100
Вантажопідйомність рами може досягати	кг	До 16000
Розміри траверс балок системи	мм	1500...3600, стандарт 1800, 2300, 2700, 3300
Навантаження на пару траверс балок (на полку)	кг	До 1500
Допустима обробка елементів вантажних стелажів		- порошково-полімерне покриття емаль - оцинковане використання елементів

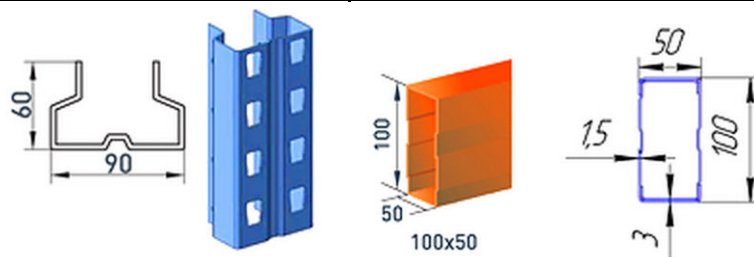


Рис. 1.6. Розміри стійок і траверс

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розділ 2: Техніко-економічне обґрунтування

Логістичні склади. Призначені для рівномірного постачання населення продуктами харчування протягом усього року. Їх розміщують у містах і промислових центрах. У сезон заготовок на логістичному складі створюють резервні запаси продуктів. На логістичний склад продукти надходять в охолодженому і замороженому вигляді з виробничих і заготівельних холодильників. Тому на логістичному складі передбачається в основному тільки зберігання охолоджених і заморожених вантажів. Терміни зберігання тривалі ( до 3-6 місяців і більше) .

Ємність логістичних складів 500 - 15 000 т , в окремих випадках досягає 30-35 тис.т. Логістичні склади бувають універсальні та спеціалізовані (м'ясні, рибні, фруктові та ін.).

Львів є обласним центром Львівської області, його населення складає 755 994 чоловік. Географічне положення міста на перехресті торговельних шляхів з портів Чорного та Балтійського морів, з Києва, Центральної та Західної Європи сприяє безперебійному постачанню і торгівлі.

В проекті порівнюємо аміачну парокомпресійну двухступеневу холодильну машину з двома циркуляційними ресиверами та аміачну парокомпресійну двухступеневу холодильну машину з одним циркуляційним ресивером. Кожна з установка буде централізованою, без проміжного холодоносія і буде розрахована на дві температури кипіння.

Вибір централізованої системи безпосереднього охолодження обґрунтований тим, що він більш економічний завдяки невеликому перепаду температур між повітрям в камері і температурою кипіння, а

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>						
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>				ТЕХТ ННІТІ НУХТ		

зниження перепаду температур на 5°C зменшує розхід електроенергії приблизно на 15%.

Приймаємо до встановлення поршневий компресор. Основна перевага поршневих холодильних компресорів перед гвинтовими полягає в більш високій енергетичній ефективності. В умовах високої вартості електричної енергії ця перевага надає в ряді випадків вирішальний вплив на вибір саме поршневого компресора, незважаючи на те що по надійності і терміну служби він поступається гвинтовому.

Приймаю до встановлення випарні конденсатори, що застосовуються при високих температурах навколишнього повітря, випарні конденсатори дозволяють отримувати досить низькі температури конденсації, при цьому використовуючи мінімальну витрату води. Широке застосування випарні конденсатори знаходять внаслідок можливості їх використання як з подачею, так і без подачі води при включених і виключених вентиляторах, що дозволяє регулювати температуру конденсації в широких межах, економити воду та електроенергію.

Приймаємо систему охолодження повітроохолодниками при якому в камері створюється примусова циркуляція повітря під впливом вентиляторів повітроохолодника.

Перевагами цієї системи є:

- мала металоємність в порівнянні з батарейним охолодженням
- рівномірність розподілення температури по всьому об'єму камери
- легкість відтайки інею.

Основним недоліком такої системи є усушка продукту, який долають шляхом застосування пакувальних матеріалів, до зволоженням камер.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### Розділ 3. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника

1. Вибираємо склад холодильника. Він повинен включати: 6 – 8 камер зберігання морожених продуктів (75%), 4–6 універсальних камер (25%).
2. Приймаємо розмір сітки колон: 6х18 м.
3. Визначаємо потрібну площу основних камер:
  - а) камери зберігання морожених продуктів по формулі (7.2[1]):

$$F_{o.пр.} = \frac{B_k}{q_v * h_{гр} * \beta};$$

де  $B_k$  – місткість камери зберігання, т;

$q_v$  – норма навантаження на 1 м<sup>3</sup> вантажного об'єму камери, т/м<sup>3</sup>;

$h_{гр}$  – вантажна висота штабеля, м;

$\beta$  – коефіцієнт використання будівельної площі камер;

$$F_{м.пр.} = \frac{B_k}{q_v * h_{гр} * \beta} = \frac{0.75 * 6000}{0.35 * 6 * 0.8} = 2678 \text{ м}^2;$$

При цьому кількість будівельних прямокутників знаходиться за формулою (7.6[1]):

$$n = \frac{F_{м.пр.}}{f_{стр.}} = \frac{2678}{108} = 24.8 \text{ (приймаємо 25 – прямокутників);}$$

де  $f_{стр.} = 6 * 18 = 108 \text{ м}^2$  – будівельна площа одного прямокутника.

Дійсна площа камери зберігання морожених продуктів:

$$F_{стр.} = n * f_{стр.} = 25 * 108 = 2700 \text{ м}^2.$$

Розраховуємо реальну місткість камери для заморожених напівфабрикатів, при  $q_v = 0.36 \text{ т/м}^3$ :

$$B_k = F_{стр.} * q_v * h_{гр} * \beta = 2700 * 0.36 * 6 * 0.8 = 4665.6 \text{ т.}$$

б) універсальних камер за формулою (7.2[1]):

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>			Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>				ТЕХТ ННІТІ НУХТ		

$$F_{\text{ун.}} = \frac{B_{\text{к}}}{q_v * h_{\text{гр}} * \beta} = \frac{0.25 * 6000}{0.35 * 6 * 0.8} = 893 \text{ м}^2;$$

При цьому кількість будівельних прямокутників знаходиться за формулою (7.6[1]):

$$n = \frac{F_{\text{ун.}}}{f_{\text{стр.}}} = \frac{893}{108} = 8.3 \text{ (приймаємо 9 – прямокутників )};$$

Дійсна площа універсальних камер:

$$F_{\text{стр.}} = n * f_{\text{стр.}} = 9 * 108 = 972 \text{ м}^2.$$

Розраховуємо реальну місткість універсальних камер:

$$B_{\text{к}} = F_{\text{стр.}} * q_v * h_{\text{гр}} * \beta = 972 * 0.35 * 6 * 0.8 = 1632 \text{ т.}$$

4. Розраховуємо загальну площу основних камер зберігання:

$$F_{\text{к.зб}} = F_{\text{м.пр.}} + F_{\text{ун.}} = 2678 + 893 = 3571 \text{ м}^2.$$

5. Площа допоміжних приміщень приймають рівною значення 25-40% будівельних площ камер:

$$F_{\text{доп.}} = 0.25 * F_{\text{к.зб}} = 0.25 * 3571 = 892 \text{ м}^2.$$

6. Необхідна площа охолоджуваного складу:

$$F_{\text{охл.}} = F_{\text{к.зб.}} + F_{\text{доп.}} = 3571 + 892 = 4463 \text{ м}^2 ;$$

Кількість будівельних прямокутників :

$$n = \frac{F_{\text{охл.}}}{f_{\text{стр.}}} = \frac{4463}{108} = 41.3 \text{ (приймаємо 42 – прямокутників )}.$$

7. Площа службових приміщень приймається (0.2÷0.4)  $F_{\text{охл.}}$  :

$$F_{\text{сл.}} = (0.2 \div 0.4) * F_{\text{охл.}} = 0.4 * 4463 = 1785 \text{ м}^2;$$

Кількість будівельних прямокутників :

$$n = \frac{F_{\text{сл.}}}{f_{\text{стр.}}} = \frac{1785}{108} = 16.5 \text{ (приймаємо 17 – прямокутників )}.$$

8. Площа машинного відділення приймається (0.05÷0.35)  $F_{\text{охл.}}$  :

$$F_{\text{м.в.}} = (0.05 \div 0.35) * F_{\text{охл.}} = 0.05 * 4463 = 223 \text{ м}^2;$$

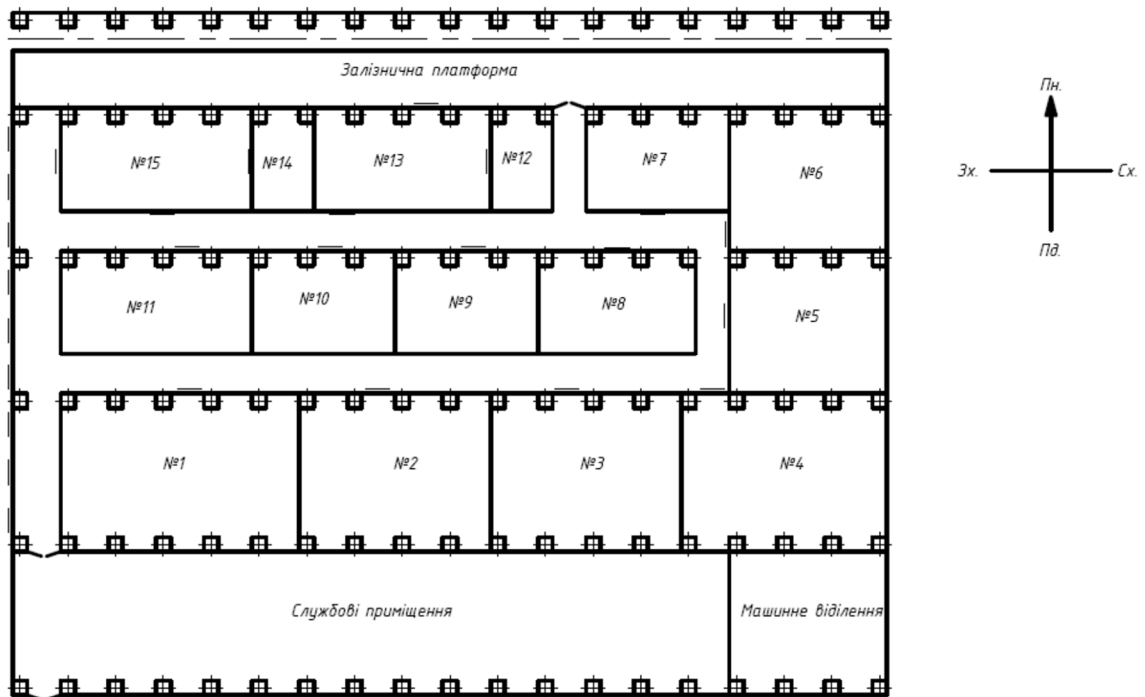
Кількість будівельних прямокутників :

$$n = \frac{F_{\text{м.в.}}}{f_{\text{стр.}}} = \frac{223}{108} = 2.1 \text{ (приймаємо 3 – прямокутників )}.$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Склад холодильника зображено на рисунку 3.1.

Приймаймо що залізнична платформа розташована на північ.



**Рис. 3.1. Схема логістичного складу:**

- 1 – 7 – камери зберігання морожених напівфабрикатів  $t = -20^{\circ}\text{C}$ ;
- 8 – 11 – універсальні камери  $t = -20/0^{\circ}\text{C}$ ;
- 12 – камера дефектних вантажів  $t = -20^{\circ}\text{C}$ ;
- 13 – експедиція  $t = -20^{\circ}\text{C}$ ;
- 14 – камера дефектних вантажів  $t = 0^{\circ}\text{C}$ ;
- 15 – експедиція  $t = 0^{\circ}\text{C}$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

#### 4. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника

Вибираємо будівельні конструкції будівлі. Приймаємо що будівля холодильника змішаного каркасного типу із уніфікованих збірних конструкцій: залізобетонні колони перерізом 400\*400 мм, сталеві конструкції покриття довжиною 18 м і висотою 2.150 м. Висота камери 7.2 м. Покриття чердачного типу. Накриття профнастил. Підлога з електрообігрівом ґрунту. Конструкцію підлоги приймаємо по рисунку 6.7 [1].

Приймаємо, що всі зовнішні стіни будівлі та покриття виконані з сандвіч панелей із пінополіуретану (ППУ) які в свою чергу являються як і теплоізоляцією так і гідроізоляцією. Оскільки метал має досить малий коефіцієнт паро проникності, а всі стики ізолюються герметиком. Стіни машинного відділення і службових приміщень виконані із цегли, товщиною 380 мм.

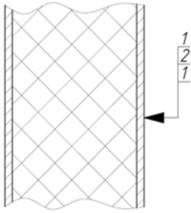
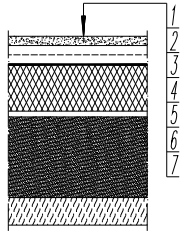
Розрахункова температура повітря в камерах наведена в першому розділі. Середньорічну температуру зовнішнього повітря для м. Львів приймаємо рівною 6.7°C за додатком 1[1].

Товщину теплоізоляційного шару розраховуємо тільки для камер зберігання морожених вантажів. Теплоізоляцію в універсальних камерах приймаємо такою ж, як і для камер зберігання морожених вантажів, так як вона розраховується на режим з найбільш низькою температурою. В інших камерах теплоізоляцію стін можна прийняти аналогічною, оскільки ці камери займають незначну площу в порівнянні з загальною площею холодильника.

Склад стін, покриття і підлоги наведені в табл. 4.1.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Розробив		В.І. Коберник						
Перевір.		О.М. Рябчук						
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.		В.П. Петренко				ТЕХТ ННІТІ НУХТ		

Таблиця 4. 1

Назва і конструкція огороження	№ шару	Матеріал шару	Товщина $\delta$ , м	Коефіцієнт теплопровідності $\lambda$ , Вт/(м*К)	Термічний опір $R = \frac{\delta}{\lambda}$ $м^2 * К/Вт$	$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ $м^2 * К/Вт$
1.Зовнішня стіна холодильника 2.Внутрішня стіна камер зберігання 3.Внутрішні перегородки 4.Покриття 	1	Стальний оцинкований лист	0.001	55.000	18.18	36.36
	2	Теплоізоляція з пінополіуретана	Потрібно знайти	0.025	Потрібно знайти	
	1	Стальний оцинкований лист	0.001	55.000	18.18	
Підлога охолоджуваних приміщень 	1	Монолітне бетонне перекриття із важкого бетону	0.040	1.86	0.022	2.43
	2	Армована бетонна стяжка	0.080	1.86	0.043	
	3	Пароізоляція - 1 шар пергаміна	0.001	0.15	не враховується	
	4	Плиткова теплоізоляція (пінопласт полістирольний ПСБ-С)	Потрібно знайти	0.05	Потрібно знайти	
	5	Цементно-пісковий розчин	0.025	0.98	0.026	
	6	Ущільнений пісок	1.35	0.58	2.338	
	7	Бетонна підготовка з електронагрівачами	—	—	—	—

**Зовнішня стіна камер зберігання морожених напівфабрикатів при  $t_e = -20^\circ\text{C}$ .**

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Значення коефіцієнта теплопередачі для зовнішньої огорожі ізоляції камери з  $t_e = -20^\circ\text{C}$  холодильника  $k_0^{mp} = 0.23 \frac{Вт}{м^2 * К}$  відповідно табл. 8.2[1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_3 = 23 \frac{Вт}{м^2 * К}; \quad \alpha_6 = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Визначаємо термічний опір окремих шарів будівельної конструкції  $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ . Коефіцієнти теплопровідності матеріалів цих шарів приймаємо за

додатком 3[1]. Результати розрахунків заносимо у табл. 4.2. Підраховуємо сумарний термічний опір усіх прошарків, крім теплоізоляції:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0.001}{55} + \frac{0.001}{55} = 0.00003636 = 36.36 * 10^{-6} \frac{м^2 * К}{Вт}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{із} = \lambda_{із} * \left( \frac{1}{k_0^{mp}} - \left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) \right);$$

$$\delta_{із} = 0.025 * \left( \frac{1}{0.23} - \left( \frac{1}{23} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.105 м.$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 120 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}}};$$

$$k_0^d = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.12}{0.025}} = 0.2 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Всі зовнішні стіни які контактують з навколишнім середовищем приймемо рівними для більш естетичного вигляду холодильника та полегшення з'єднання панелей між собою.

**Зовнішня стіна камер зберігання морожених напівфабрикатів  $t_e = -20^{\circ}C$  зі сторони службових приміщень.**

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Значення коефіцієнта теплопередачі для внутрішньої огорожі ізоляції камери з  $t_e = -20^{\circ}C$  холодильника  $k_0^{mp} =$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

0.28  $\frac{Вт}{м^2 * К}$  відповідно табл. 8.3[1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_3 = 7 \frac{Вт}{м^2 * К}; \quad \alpha_6 = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{із} = \lambda_{із} * \left( \frac{1}{k_0^{mp}} - \left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) \right);$$

$$\delta_{із} = 0.025 * \left( \frac{1}{0.28} - \left( \frac{1}{7} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.82 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 100 мм.  
Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}}};$$

$$k_0^d = \frac{1}{\left( \frac{1}{7} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.10}{0.025}} = 0.24 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

**Стіна між камерою зберігання морожених напівфабрикатів  $t = -20^{\circ}C$  і коридором.**

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Необхідний коефіцієнт теплопередачі  $k_0^{mp} = 0.28 \frac{Вт}{м^2 * К}$  - (табл. 8.3[1]); коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_1 = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}; \quad \alpha_2 = 8 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{із} = \lambda_{із} * \left( \frac{1}{k_0^{mp}} - \left( \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right);$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta_{i3} = 0.025 * \left( \frac{1}{0.28} - \left( \frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{8} \right) \right) = 0.083 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 100 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{8} \right) + \frac{0.10}{0.025}} = 0.24 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

Така сама товщина ізоляції: між універсальними камерами  $t = -20/0^{\circ}\text{C}$  і коридором, між камерою дефектних вантажів  $t = -20^{\circ}\text{C}$  і коридором, камерою експедиції  $t = -20^{\circ}\text{C}$  і коридором.

**Стіна між камерою експедиції  $t = 0^{\circ}\text{C}$  і коридором.**

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Необхідний коефіцієнт теплопередачі  $k_0^{mp} = 0.465 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$  - (табл. 8.3[1]); коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_1 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}; \quad \alpha_2 = 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left( \frac{1}{k_0^{mp}} - \left( \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right);$$

$$\delta_{i3} = 0.025 * \left( \frac{1}{0.465} - \left( \frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{8} \right) \right) = 0.048 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 60 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{8} \right) + \frac{0.06}{0.025}} = 0.38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Така сама товщина ізоляції між камерою дефектних вантажів  $t = 0^{\circ}\text{C}$  і коридором.

**Внутрішні перегородки між камерами.**

**Перегородка між камерами зберігання морозених напівфабрикатів  $t = -20^{\circ}\text{C}$ .**

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Необхідний коефіцієнт теплопередачі  $k_0^{mp} = 0.58 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$  - (табл. 8.4[1]); Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_1 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \quad \alpha_2 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} * \left( \frac{1}{k_0^{mp}} - \left( \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right);$$
$$\delta_{iz} = 0.025 * \left( \frac{1}{0.58} - \left( \frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.037 \text{ м}.$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 60 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}};$$
$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.06}{0.025}} = 0.38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Така сама товщина ізоляції: між універсальними камери  $t = -20/0^{\circ}\text{C}$ , між камерою дефектних вантажів  $t = -20^{\circ}\text{C}$  і експедицією  $t = -20^{\circ}\text{C}$ , між камерою дефектних вантажів  $t = 0^{\circ}\text{C}$  і експедицією  $t = 0^{\circ}\text{C}$ .

**Перегородка між камерою експедиції  $t = -20^{\circ}\text{C}$  і камерою дефектних вантажів  $t = 0^{\circ}\text{C}$ .**

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Необхідний коефіцієнт теплопередачі  $k_0^{mp} = 0.295 \frac{Вт}{м^2 * К}$  - (табл. 8.4[1]); коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_1 = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}; \quad \alpha_2 = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{із} = \lambda_{із} * \left( \frac{1}{k_0^{mp}} - \left( \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right);$$

$$\delta_{із} = 0.025 * \left( \frac{1}{0.295} - \left( \frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.079 м.$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 80 мм.

Так як прийнята товщина теплоізоляції не відрізняється від розрахункової більше ніж на 10%, то значення коефіцієнта теплопередачі не перераховуємо.

### **Підлога охолоджувальних приміщень.**

Теплоізоляцію підлоги приймаємо однаковою для всіх охолоджуваних приміщень. В якості розрахункової конструкції приймаємо конструкцію підлоги в камерах зберігання морожених вантажів (табл. 4.1). В розрахунку враховуємо тільки шари, що лежать вище бетонної підготовки з нагрівальними пристроями.

Необхідний коефіцієнт теплопередачі підлоги для камер зберігання морожених вантажів ( $t_g = -30 \text{ до } -20^\circ\text{C}$ ) згідно (табл. 8.3[1])

$$k_0^{mp} = 0.21 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі поверхні підлоги приймаємо  $\alpha_n = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}$ .

Термічний опір шарів конструкції (крім теплоізоляції) згідно табл. 4.1:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2.43 \frac{м^2 * К}{Вт}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left( \frac{1}{k_0^{mp}} - \left( \frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \right);$$

$$\delta_{i3} = 0.05 * \left( \frac{1}{0.21} - \left( \frac{1}{7} + 2.43 \right) \right) = 0.109 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 150 мм (один шар товщиною 100мм і один шар 50мм).

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left( \frac{1}{7} + 2.43 \right) + \frac{0.15}{0.05}} = 0.18 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

### Покриття охолоджуваних камер.

Теплоізоляцію покриття приймаємо однакову для всіх камер. В якості розрахункової конструкції приймаємо покриття в камерах зберігання морожених вантажів і універсальних камерах ( $t_e = -20^{\circ}\text{C}$ ), котрі займають майже всю площу холодильника.

Необхідний коефіцієнт теплопередачі покриття для камер зберігання морожених вантажів ( $t_e = -20^{\circ}\text{C}$ ) згідно (табл. 8.2[1])  $k_0^{mp} = 0.22 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$ .

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_3 = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}; \quad \alpha_6 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left( \frac{1}{k_0^{mp}} - \left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) \right);$$

$$\delta_{i3} = 0.025 * \left( \frac{1}{0.22} - \left( \frac{1}{23} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.110 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 120 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6}\right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 36.36 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{9}\right) + \frac{0.12}{0.025}} = 0.2 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

### Перевірка на випадіння конденсату.

Перевірка на випадіння конденсату на зовнішній стіні:

$$t_e = -20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$k_0^{mp} = 0.24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_6 = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Щоб не відбувалося вологовиділення, температура поверхні перегородки в камері  $\tau_e$  повинна бути вище температури точки роси внутрішнього повітря  $t_{m.p.}$ . По діаграмі  $I - d$  вологість повітря встановлюємо, що при  $t_e = -20^\circ\text{C}$  та  $\varphi_e = 90 \%$ ,  $t_{m.p.} = -21.5^\circ\text{C}$ .

Температуру внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції визначають по формулі  $\tau_e = t_e - \frac{t_e - t_n}{R_0 \cdot \alpha_6}$

$$\tau_e = -20 - \frac{-20 - 29}{\frac{1}{0.24} \cdot 9} = -18.7^\circ\text{C}$$

Бачимо що  $\tau_e \geq t_{m.p.}$

Випадіння конденсату не відбудеться. Отже товщина теплоізоляційного шару прийнята правильно.

Перевірка на випадіння конденсату на внутрішній перегородці між камерою експедиції  $t = -20^\circ\text{C}$  і камерою дефектних вантажів:

$$t_e = -20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$k_0^{mp} = 0.295 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_6 = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

По діаграмі  $I - d$  вологість повітря встановлюємо, що при  $t_e = -20^\circ\text{C}$  та  $\varphi_e = 90 \%$ ,  $t_{m.p.} = -21.5^\circ\text{C}$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температуру внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції визначають по формулі  $\tau_g = t_g - \frac{t_g - t_n}{R_0 \cdot \alpha_g}$

$$\tau_g = -20 - \frac{-20 - 0}{\frac{1}{0.295} \cdot 9} = -19.3^\circ\text{C} \text{ , як бачимо що } \tau_g \geq t_{m.p.}$$

Випадіння конденсату не відбудеться. Отже товщина теплоізоляційного шару прийнята правильно.

Таблиця 4. 2

Огородження	t <sub>в</sub> , °С	α <sub>з</sub> , Вт/м <sup>2</sup> ·К	α <sub>в</sub> , Вт/м <sup>2</sup> ·К	Товщина теплоізоляційного шару, мм		Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м <sup>2</sup> ·К	
				δ <sub>необх</sub>	δ <sub>дійсн</sub>	К <sub>необх</sub>	К <sub>дійсн</sub>
Зовнішні стіни камер зберігання мrożених напівфабрикатів	-20	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішні стіни універсальних камер	-20/0	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна камери експедиції	-20	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна камери експедиції	0	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна камери дефектних вантажів	0	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна камери дефектних вантажів	-20	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна з боку автомобільної платформи	-	23	8	105	120	0,23	0,20
Зовнішня стіна камер зберігання мrożених напівфабрикатів зі сторони службових приміщень	-20	7	9	82	100	0.28	0.24
Внутрішні стіни камер зберігання мrożених напівфабрикатів	-20	8	9	83	100	0.28	0.24
Внутрішні стіни універсальних камер зберігання	-20/0	8	9	83	100	0.28	0.24
Внутрішня стіна камери експедиції	-20	8	9	83	100	0.28	0.24

Внутрішня стіна камери експедиції	0	8	9	48	60	0.465	0.38
Внутрішня стіна камери дефектних вантажів	0	8	9	48	60	0.465	0.38
Внутрішня стіна камери дефектних вантажів	-20	8	9	83	100	0.28	0.24
Внутрішні перегородки камер зберігання мороженої риби	-20	9	9	36	60	0.58	0.38
Внутрішні перегородки універсальних камер зберігання	-20/0	9	9	36	60	0.58	0.38
Перегородки між експедицією (-20°C) і камерою дефектних вантажів (-20°C)	–	9	9	36	60	0.58	0.38
Перегородки між експедицією (-20°C) і камерою дефектних вантажів (0°C)	–	9	9	79	80	0.295	0.295
Перегородки між експедицією (0°C) і камерою дефектних вантажів (-20°C)	–	9	9	36	60	0.58	0.38
Підлога	–	–	7	109	150	0.21	0.18
Покриття	–	23	9	110	120	0.22	0.20

					<b>КР 000.142.011.001.2022.ПЗ</b>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних камер

Розрахунок проводимо для кожної камери окремо, що дозволяє визначити навантаження окремо по камерам.

Початковими даними для розрахунку є план холодильника з нанесенням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу, значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій, температура та вологість в камерах, зовнішнього повітря, та суміжних приміщень, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

### Види теплонадходжень

Збереження якості продуктів може бути забезпечено тільки при стабільному та оптимальному температурному режимі, що підтримується в холодильних камерах. Також враховуючи специфіку продукту (дихання органічної продукції) необхідно організувати повітрообмін в камерах. Для створення найбільш сприятливих режимів збереження продуктів необхідно правильно вибрати обладнання як основне, так і допоміжне. Холодильне устаткування підбираємо на підставі теплового розрахунку, що враховує усі види тепло надходжень, що можуть вплинути на зміну температурного режиму в камерах.

Оскільки устаткування підбираємо для кожної камери окремо, то і тепловий розрахунок виконуємо для кожного охолоджуваного приміщення.

Враховуємо наступні теплопритоки:

- через огорожуючі конструкції приміщення  $Q_1$ ;
- від продуктів при їхній холодильній обробці  $Q_2$ ;
- із зовнішнім повітрям при вентиляції приміщення  $Q_3$ ;
- від різних джерел при експлуатації  $Q_4$ ;
- від продуктів при "диханні"  $Q_5$ .

					<b>КР 000.142.011.001.2022.ПЗ</b>			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>			Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.						<b>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</b>		
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>						

Холодильне устаткування повинне бути обране так, щоб відвід тепла, що проникає в камеру, був забезпечений при самих несприятливих умовах, тобто для логістичного складу це літній час. Основну частину складають теплонадходження через огорожуючі конструкції  $Q_1$  і від продуктів при холодильній обробці  $Q_2$ .

### 5.1. Теплонадходження через огорожуючі конструкції

Теплонадходження через огорожуючі конструкції:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}, \text{ Вт}$$

де  $Q_{1T}, Q_{1C}$  - надходження теплоти відповідно через стіни, простінки, перекриття, покрівлю, через підлогу, від сонячної радіації, Вт.

Теплопритоки через стіни, перегородки, покриття:

$$Q_{1T} = k_d * F * \theta = k_d * F * (t_3 - t_B);$$

де  $k_d$  – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.2,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;  $F$  – розрахункова площа,  $\text{м}^2$ ;  $\theta$  – розрахункова різниця температур (температурний напір),  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_3$  – розрахункова температура повітря з зовнішньої сторони огородження,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $t_B$  – розрахункова температура повітря з внутрішньої сторони огородження,  $^{\circ}\text{C}$ .

Теплопритоки від сонячної радіації:

$$Q_{1C} = k_d * F * \Delta t_c;$$

де  $k_d$  – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.2,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;  $F$  – розрахункова площа,  $\text{м}^2$ ;  $\Delta t_c$  – надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літній час,  $^{\circ}\text{C}$ .

Теплопритоки через підлогу:

$$Q_{1T} = k_d * F * (t_r - t_B);$$

де  $k_d$  – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.2,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;  $F$  – розрахункова площа,  $\text{м}^2$ ;  $t_r$  – середня температура поверхні пристрою для обігріву ґрунту (при електро обігріву

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

грунту  $t_{\Gamma} = 1^{\circ}\text{C}$  );  $t_{\text{в}}$  – розрахункова температура повітря з внутрішньої сторони огороження,  $^{\circ}\text{C}$ .

### Камера №1.

#### Внутрішня південна стіна що контактує з службовими приміщеннями:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі  $k_{\text{д}} = 0.24 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;
- зовнішня температура навколишнього середовища  $t_{\text{з}} = 29^{\circ}\text{C}$ ;
- внутрішня температура  $t_{\text{в}} = -20^{\circ}\text{C}$ ;
- температурний напір  $\theta = 0.7 * (t_{\text{з}} - t_{\text{в}}) = 0.7 * (29 + 20) = 34.3^{\circ}\text{C}$ ;
- розрахункова площа  $F = h * L = 7.2 * 30.2 = 217.73 \text{ м}^2$ ;

Теплопритоки через стіну:

$$Q_{1\text{T}} = 0.24 * 217.73 * 34.3 = 1792 \text{ Вт}$$

#### Внутрішня західна стіна що контактує з коридором:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі  $k_{\text{д}} = 0.24 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;
- зовнішня температура навколишнього середовища  $t_{\text{з}} = 29^{\circ}\text{C}$ ;
- внутрішня температура  $t_{\text{в}} = -20^{\circ}\text{C}$ ;
- температурний напір  $\theta = 0.7 * (t_{\text{з}} - t_{\text{в}}) = 0.7 * (29 + 20) = 34.3^{\circ}\text{C}$ ;
- розрахункова площа  $F = h * L = 7.2 * 18.6 = 133.92 \text{ м}^2$ ;

Теплопритоки через стіну:

$$Q_{1\text{T}} = 0.24 * 133.92 * 34.3 = 1102 \text{ Вт}$$

#### Двері холодильника:

Для безперешкодного завантаження і вивантаження камер, вільного переміщення транспортних засобів у стінах повинні бути влаштовані прорізи відповідних розмірів, які зачиняються дверима. Двері повинні легко відкриватися і закриватися, забезпечувати щільне прилягання до коробки по всьому периметру для зменшення втрат холоду. Вибираємо двері вантажні відкатні:

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

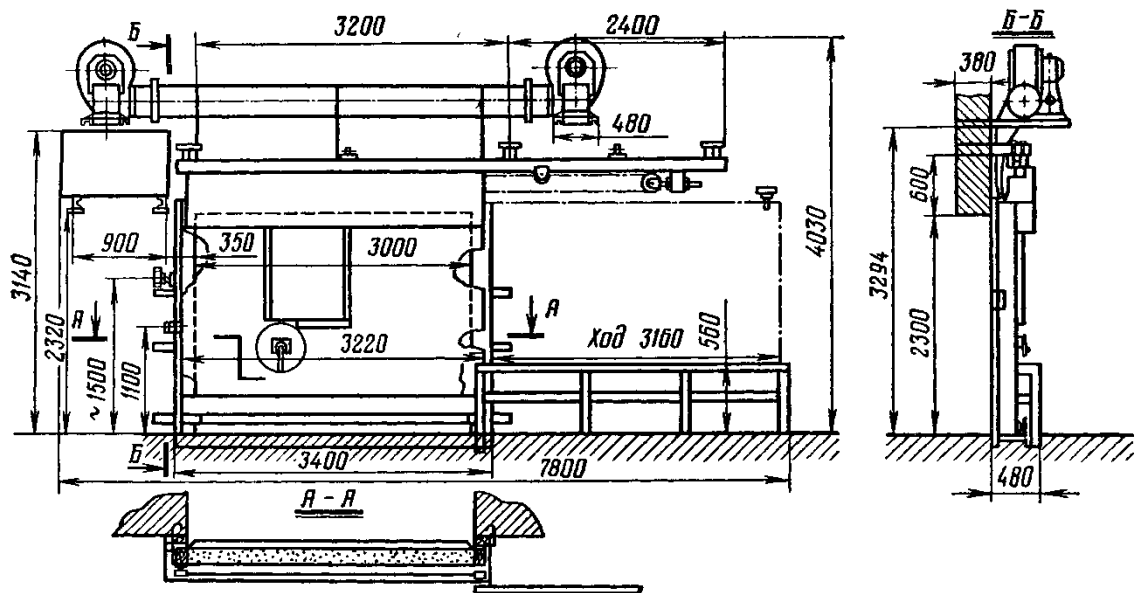


Рисунок 5.1 . Принципове зображення відкатних дверей ( $k_d = 0.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ )

Оскільки внутрішня стіна з коридору до камери зберігання мороженої риби має коефіцієнт теплопередачі  $k_d = 0.24 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , двері враховувати не будемо, а теплонадходження враховуємо по всій площі стіни.

Внутрішня північна стіна що контактує з коридором:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі  $k_d = 0.24 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;
- зовнішня температура навколишнього середовища  $t_3 = 29^\circ\text{C}$ ;
- внутрішня температура  $t_B = -20^\circ\text{C}$ ;
- температурний напір  $\theta = 0.7 * (t_3 - t_B) = 0.7 * (29 + 20) = 34.3^\circ\text{C}$ ;
- розрахункова площа  $F = h * L = 7.2 * 30.2 = 217.73 \text{ м}^2$ ;

Теплопритоки через стіну:

$$Q_{1T} = 0.24 * 217.73 * 34.3 = 1792 \text{ Вт}$$

Внутрішня східна перегородка:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі  $k_d = 0.38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;
- зовнішня температура  $t_3 = -20^\circ\text{C}$ ;
- внутрішня температура  $t_B = -20^\circ\text{C}$ ;
- температурний напір  $\theta = (t_3 - t_B) = (-20 + 20) = 0^\circ\text{C}$ ;
- розрахункова площа  $F = h * L = 7.2 * 18.6 = 133.92 \text{ м}^2$ ;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Арк.

Теплопритоки через стіну не розраховуються так, як температурний напір  $\theta = 0 \text{ }^\circ\text{C}$  відповідно теплопритоки відсутні.

Покриття:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі  $k_d = 0.20 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;
- зовнішня температура навколишнього середовища  $t_3 = 29^\circ\text{C}$ ;
- внутрішня температура  $t_b = -20^\circ\text{C}$ ;
- температурний напір  $\theta = t_3 - t_b = 29 + 20 = 49 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- розрахункова площа  $F = B * L = 18.6 * 30.2 = 562.46 \text{ м}^2$ ;

Теплопритоки через покриття:

$$Q_{1T} = 0.20 * 562.46 * 49 = 5512 \text{ Вт}$$

Підлога:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі  $k_d = 0.18 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;
- середня температура поверхні пристрою для обігріву ґрунту  $t_r = 1^\circ\text{C}$ ;
- внутрішня температура  $t_b = -20^\circ\text{C}$ ;
- температурний напір  $\theta = (t_r - t_b) = (1 + 20) = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- розрахункова площа  $F = B * L = 18.6 * 30.2 = 562.46 \text{ м}^2$ ;

Теплопритоки через підлогу:

$$Q_{1T} = 0.18 * 562.46 * 21 = 2126 \text{ Вт}$$

Далі розрахунки ведемо аналогічно, результати розрахунків теплонадходжень до охолоджуваних приміщень заносимо до таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Назва камери	Назва огороження	$K_d$ Вт/м <sup>2</sup>	Розміри, м			F м <sup>2</sup>	$t_3$ °C	$t_b$ °C	$\theta$ °C	$t_c$ °C	$Q_{1T}$ Вт	$Q_{1c}$ Вт	$Q_1$ Вт	
	L	B	H											
№1 Зберігання мrożених напівфабрикатів	Вн.Ст.-Пд.	0,24	30,2	-	7,2	217,728	-	-20	34,3	0	1792	0	1792	
	Вн.Ст.-Зх.	0,24	-	18,6	7,2	133,92	-	-20	34,3	0	1102	0	1102	
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	30,2	-	7,2	217,728	-	-20	34,3	0	1792	0	1792	
	Підлога	0,18	30,2	18,6	-	562,464	1	-20	21	0	2126	0	2126	
	Покриття	0,20	30,2	18,6	-	562,464	29	-20	49	0	5512	0	5512	
<b>Всього</b>												<b>12325</b>		
№2 Зберігання мrożених напівфабрикатів	Вн.Ст.-Пд.	0,24	24,2	-	7,2	174,24	-	-20	34,3	0	1434	0	1434	
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	24,2	-	7,2	174,24	-	-20	34,3	0	1434	0	1434	
	Підлога	0,18	24,2	18,6	-	450,12	1	-20	21	0	1701	0	1701	
	Покриття	0,20	24,2	18,6	-	450,12	29	-20	49	0	4411	0	4411	
	<b>Всього</b>												<b>8981</b>	

## Продовження

№3 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Пд.	0,24	24,2	-	7,2	174,24	-	-20	34,3	0	1434	0	1434
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	24,2	-	7,2	174,24	-	-20	34,3	0	1434	0	1434
	Підлога	0,18	24,2	18,6	-	450,12	1	-20	21	0	1701	0	1701
	Покриття	0,20	24,2	18,6	-	450,12	29	-20	49	0	4411	0	4411
<b>Всього</b>													<b>8981</b>
№4 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Пд.	0,24	24,6	-	7,2	176,76	-	-20	34,3	0	1455	0	1455
	Вн.Ст.-Сх.	0,20	-	18,55	7,2	133,56	29	-20	49	8,5	1309	227	1536
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	6,0	-	7,2	43,416	-	-20	34,3	0	357	0	357
	Підлога	0,18	24,6	18,55	-	456,33	1	-20	21	0	1725	0	1725
Покриття	0,20	24,6	18,55	-	456,33	29	-20	49	0	4472	0	4472	
<b>Всього</b>													<b>9545</b>
№5 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Зх.	0,24	-	18	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Вн.Ст.-Сх.	0,20	-	18	7,2	129,6	29	-20	49	8,5	1270	220	1490
	Підлога	0,18	18,6	18	-	334,26	1	-20	21	0	1264	0	1264
	Покриття	0,20	18,6	18	-	334,26	29	-20	49	0	3276	0	3276
<b>Всього</b>													<b>7097</b>
№6 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Зх.	0,24	-	6,0	7,2	43,416	-	-20	34,3	0	357	0	357
	Вн.Ст.-Сх.	0,20	-	18,1	7,2	130,248	29	-20	49	8,5	1276	221	1498
	Вн.Ст.-Пн.	0,20	18,6	-	7,2	133,56	29	-20	49	0	1309	0	1309
	Підлога	0,18	18,6	18,1	-	335,9313	1	-20	21	0	1270	0	1270
Покриття	0,20	18,6	18,1	-	335,9313	29	-20	49	0	3292	0	3292	
<b>Всього</b>													<b>7726</b>
№7 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Зх.	0,24	-	12,0	7,2	86,4	-	-20	34,3	0	711	0	711
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	17,8	-	7,2	128,304	-	-20	34,3	0	1056	0	1056
	Вн.Ст.-Пн.	0,20	17,8	-	7,2	128,304	29	-20	49	0	1257	0	1257
	Підлога	0,18	17,8	12,0	-	213,84	1	-20	21	0	808	0	808
Покриття	0,20	17,8	12,0	-	213,84	29	-20	49	0	2096	0	2096	
<b>Всього</b>													<b>5929</b>
№8 Універсальна камера (t=- 20°C)	Вн.Ст.-Сх.	0,24	-	12,0	7,2	86,4	-	-20	34,3	0	711	0	711
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,5	-	7,2	133,416	-	-20	34,3	0	1098	0	1098
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,5	-	7,2	133,416	-	-20	34,3	0	1098	0	1098
	Підлога	0,18	18,5	12,0	-	222,36	1	-20	21	0	841	0	841
Покриття	0,20	18,5	12,0	-	222,36	29	-20	49	0	2179	0	2179	
<b>Всього</b>													<b>5927</b>
№8 Універсальна камера (t=0°C)	Вн.Ст.-Сх.	0,24	-	12,0	7,2	86,4	-	0	20,3	0	421	0	421
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,5	-	7,2	133,416	-	0	20,3	0	650	0	650
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,5	-	7,2	133,416	-	0	20,3	0	650	0	650
	Підлога	0,18	18,5	12,0	-	222,36	1	0	1	0	40	0	40
Покриття	0,20	18,5	12,0	-	222,36	29	0	29	0	1290	0	1290	
<b>Всього</b>													<b>3051</b>
№9 Універсальна камера (t=- 20°C)	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Підлога	0,18	18,0	12,0	-	216	1	-20	21	0	816	0	816
	Покриття	0,20	18,0	12,0	-	216	29	-20	49	0	2117	0	2117
<b>Всього</b>													<b>5067</b>
№9 Універсальна камера (t=0°C)	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	0	20,3	0	631	0	631
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	0	20,3	0	631	0	631
	Підлога	0,18	18,0	12,0	-	216	1	0	1	0	39	0	39
	Покриття	0,20	18,0	12,0	-	216	29	0	29	0	1253	0	1253
<b>Всього</b>													<b>2555</b>
№10 Універсальна камера (t=- 20°C)	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Підлога	0,18	18,0	12,0	-	216	1	-20	21	0	816	0	816
	Покриття	0,20	18,0	12,0	-	216	29	-20	49	0	2117	0	2117
<b>Всього</b>													<b>5067</b>

Арк.

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата



$$Q_{2\text{пр}} = M_{\text{пр.}} * \Delta i * \frac{10^3}{24 * 3600};$$

де  $M_{\text{пр.}}$  – добове надходження продуктів, т;  $\Delta i$  – різниця ентальпій продуктів, відповідно початковій і кінцевій температурі продукта, кДж/кг.

Добове надходження продуктів:

$$M_{\text{пр.}} = 0.06 * V_{\text{гр.}} * q_v;$$

де  $V_{\text{гр.}}$  – гровий об'єм камери м<sup>3</sup>;  $q_v$  – норма навантаження на 1 м<sup>3</sup> вантажного об'єму камери, т/м<sup>3</sup>.

Теплонадходження від тари  $Q_{2\text{т}}$  (в кВт):

$$Q_{2\text{т}} = M_{\text{т.}} * c_{\text{т}} * (t_1 - t_2) * \frac{10^3}{24 * 3600};$$

де  $M_{\text{т.}}$  – добове надходження тари (20% від маси вантажу), т/добу;  $c_{\text{т}}$  – питома теплоємність тари, кДж/кг×К;  $t_1$  і  $t_2$  – початкова і кінцева температура тари (приймаються рівними початковій і кінцевій температурі продукту), °С.

Камера №1 зберігання морожених напівфабрикатів:

$$M_{\text{пр.}} = 0.06 * 562.46 * 6 * 0.8 * 0.47 = 76.14 \text{ т};$$

$$Q_{2\text{пр}} = 76.14 * (14.3 - 0) * \frac{10^3}{24 * 3600} = 12.60 \text{ кВт};$$

$$Q_{2\text{т}} = 0.1 * 76.14 * 2.3 * (-15 + 20) * \frac{10^3}{24 * 3600} = 1.01 \text{ кВт};$$

$$Q_2 = Q_{2\text{пр}} + Q_{2\text{т}} = 12.60 + 1.01 = 13.61 \text{ кВт.}$$

Далі розрахунки ведемо аналогічно, результати розрахунків теплонадходжень до охолоджуваних приміщень заносимо до таблиці 5.2.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2

№ камери	Температура продукту, °С		Час охол., год	Питома теплоємність, кДж/кг×К	Питома ентальпія продукту, кДж/кг		Мпр., т	Q2пр, кВт	Q2т, кВт	Q2, кВт
	t1	t2			Ст	i1				
1	-15	-20	24	2,3	14,3	0	76,14	12,60	1,01	13,61
2	-15	-20	24	2,3	14,3	0	60,93	10,08	0,81	10,90
3	-15	-20	24	2,3	14,3	0	60,93	10,08	0,81	10,90
4	-15	-20	24	2,3	14,3	0	61,77	10,22	0,82	11,05
5	-15	-20	24	2,3	14,3	0	45,25	7,49	0,60	8,09
6	-15	-20	24	2,3	14,3	0	45,47	7,53	0,61	8,13
7	-15	-20	24	2,3	14,3	0	30,10	4,98	0,40	5,38
8	-15	-20	24	2,3	14,3	0	22,41	3,71	0,30	4,01
	8	0	24	2,3	293	266	22,41	7,00	0,48	7,48
9	-15	-20	24	2,3	14,3	0	21,77	3,60	0,29	3,89
	8	0	24	2,3	293	266	21,77	6,80	0,46	7,27
10	-15	-20	24	2,3	14,3	0	21,77	3,60	0,29	3,89
	8	0	24	2,3	293	266	21,77	6,80	0,46	7,27
11	-15	-20	24	2,3	14,3	0	29,12	4,82	0,39	5,21
	8	0	24	2,3	293	266	29,12	9,10	0,62	9,72
12	-15	-20	24	2,3	14,3	0	10,61	1,76	0,14	1,90
14	8	0	24	2,3	293	266	7,86	2,46	0,17	2,62

### 5.3. Експлуатаційні теплонадходження

Експлуатаційні теплонадходження (в кВт):

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

Теплонадходження від освітлення  $q_1$  (в кВт):

$$q_1 = A * F * 10^{-3};$$

де  $A$  – теплота, яка виділяється джерелами освітлення за одиницю часу на  $1 \text{ м}^2$  площі пола,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  $F$  – площа камери,  $\text{м}^2$ .

Теплонадходження від перебування людей  $q_2$  (в кВт):

$$q_2 = 0.35 * n;$$

де  $n$  – число людей, які працюють в даному приміщенні;  $0.35$  – тепловиділення однієї людини, кВт.

Теплонадходження від працюючих електродвигунів  $q_3$  (в кВт):

$$q_3 = N_e * \eta_e;$$

де  $N_e$  – сумарна потужність електродвигунів, кВт;  $\eta_e$  – ККД електродвигуна (0.8..0.9).

Теплонадходження від відкриття дверей  $q_4$  (в кВт):

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q_4 = K * F * 10^{-3};$$

де  $K$  – питоме надходження теплоти від відкриття дверей, Вт/м<sup>2</sup>;  $F$  – площа камери, м<sup>2</sup>.

Камера №1 зберігання морожених напівфабрикатів:

$$q_1 = A * F * 10^{-3} = 2.3 * 562.46 * 10^{-3} = 1.29 \text{ кВт};$$

$$q_2 = 0.35 * n = 0.35 * 4 = 1.4 \text{ кВт};$$

$$q_3 = N_e * \eta_e = 4 * 0.85 = 3.4 \text{ кВт};$$

$$q_4 = K * F * 10^{-3} = 8 * 562.46 * 10^{-3} = 4.50 \text{ кВт};$$

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 1.29 + 1.4 + 3.4 + 4.50 = 10.59 \text{ кВт}.$$

Далі розрахунки ведемо аналогічно, результати розрахунків теплонадходжень до охолоджуваних приміщень заносимо до таблиці 5.3.

Таблиця 5.3

№ камери	Fk, м2	A, Вт/м2	n, чол.	K, Вт/м2	q1, кВт	q2, кВт	q3, кВт	q4, кВт	Q4, кВт
1	562,46	2,3	3	8	1,29	1,05	3,40	4,50	10,24
2	450,12	2,3	3	8	1,04	1,05	3,40	3,60	9,09
3	450,12	2,3	3	8	1,04	1,05	3,40	3,60	9,09
4	456,33	2,3	3	8	1,05	1,05	3,40	3,65	9,15
5	334,26	2,3	3	8	0,77	1,05	3,40	2,67	7,89
6	335,93	2,3	3	8	0,77	1,05	3,40	2,69	7,91
7	213,84	2,3	3	8	0,49	1,05	3,40	1,71	6,65
8	222,36	2,3	3	8	0,51	1,05	5,10	1,78	8,44
	222,36	2,3	3	12	0,51	1,05	5,10	2,67	9,33
9	216	2,3	3	8	0,50	1,05	5,10	1,73	8,37
	216	2,3	3	12	0,50	1,05	5,10	2,59	9,24
10	216	2,3	3	8	0,50	1,05	5,10	1,73	8,37
	216	2,3	3	12	0,50	1,05	5,10	2,59	9,24
11	288,84	2,3	3	8	0,66	1,05	5,10	2,31	9,13
	288,84	2,3	3	12	0,66	1,05	5,10	3,47	10,28
12	78,36	2,3	2	8	0,18	0,70	3,40	0,63	4,91
13	282,36	4,7	3	20	1,33	1,05	5,10	5,65	13,12
14	76	2,3	2	12	0,17	0,70	5,10	0,91	6,89
15	288,36	4,7	3	20	1,36	1,05	5,10	5,77	13,27

Отримані значення  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_4$  заносимо в зведену таблицю 5.4.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5. 4

№ камери	Температура, °C		Q1, кВт	Q2, кВт	Q4, кВт	ΣQ, кВт
	tв	tо				
1	-20	-30	12,33	13,61	10,24	36,18
2	-20	-30	8,98	10,90	9,09	28,96
3	-20	-30	8,98	10,90	9,09	28,96
4	-20	-30	9,55	11,05	9,15	29,74
5	-20	-30	7,10	8,09	7,89	23,08
6	-20	-30	7,73	8,13	7,91	23,77
7	-20	-30	5,93	5,38	6,65	17,96
8	-20	-30	5,93	4,01	8,44	18,38
	0	-10	3,05	7,48	9,33	19,86
9	-20	-30	5,07	3,89	8,37	17,34
	0	-10	2,56	7,27	9,24	19,06
10	-20	-30	5,07	3,89	8,37	17,34
	0	-10	2,56	7,27	9,24	19,06
11	-20	-30	7,49	5,21	9,13	21,82
	0	-10	3,84	9,72	10,28	23,84
12	-20	-30	2,62	1,90	4,91	9,43
13	-20	-30	7,41	-	13,12	20,53
14	0	-10	1,10	2,62	6,89	10,61
15	0	-10	4,43	-	13,27	17,70
Всього при температурі в камері 20°C			94,16	86,95	112,37	293,48
Всього при температурі в камері 0°C			17,52	34,36	58,25	110,13

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розділ 6: Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресори

Правильно вибраний температурний режим роботи холодильної установки визначає її ефективність та економічність.

Розраховувати навантаження на компресор будемо по спрощеній схемі.

Навантаження на компресори від теплонадходжень через огорожуючі конструкції враховуються в повній мірі  $Q_{KM_1} = \sum Q_1$ .

Навантаження на компресори від теплонадходжень при холодильній обробці враховують у розмірі 50-60% максимальних значень  $Q_{KM_2} = 0.6 * \sum Q_2$ .

Навантаження на компресори від експлуатаційних теплопритоків враховують у розмірі 50-75% максимальних значень  $Q_{KM_4} = 0.7 * \sum Q_4$

Навантаження на компресори:

а) при підтриманні в універсальних камерах  $t=-20^{\circ}\text{C}$ :

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння  $t_0=-30^{\circ}\text{C}$ :

$$\begin{aligned} \sum Q_{(-30)} &= \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 = \\ &= 94.16 + 0.6 * 86.95 + 0.7 * 112.37 = 225 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння  $t_0=-10^{\circ}\text{C}$ :

$$\begin{aligned} \sum Q_{(-10)} &= \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 = \\ &= 5.53 + 0.6 * 2.62 + 0.7 * 20.16 = 21.21 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

б) при підтриманні в універсальних камерах  $t=0^{\circ}\text{C}$ :

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння  $t_0=-30^{\circ}\text{C}$ :

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>			Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.						ТЕХТ ННІТІ НУХТ		
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>						

$$\sum Q_{(-30)} = \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 =$$

$$= 70.6 + 0.6 * 69.95 + 0.7 * 78.06 = 167.21 \text{ кВт};$$

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ :

$$\sum Q_{(-10)} = \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 =$$

$$= 17.52 + 0.6 * 34.36 + 0.7 * 58.25 = 78.91 \text{ кВт}.$$

Навантаження на компресор з  $t_0 = -30^\circ\text{C}$  приймаємо по варіанту «а», при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  по варіанту «б», коефіцієнт робочого часу приймемо  $b = 0.9$ , відповідно розрахункова холодопродуктивність для підбора компресора:

$$Q_{0(-30)} = \frac{k * \sum Q_{(-30)}}{b} = \frac{1.07 * 225}{0.9} = 267.5 \text{ кВт};$$

$$Q_{0(-10)} = \frac{k * \sum Q_{(-10)}}{b} = \frac{1.05 * 78.91}{0.9} = 92.06 \text{ кВт}.$$

Для повітроохолодників – враховуємо максимальне навантаження без врахування коефіцієнтів. Значення навантаження заносимо до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1

№ камери	1	2	3	4	5	6	7	8	
Температура в камері, °C	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	-20	0
Навантаження на камери Q, кВт	36,18	28,96	28,96	29,74	23,08	23,77	17,96	18,38	19,86

9		10		11		12	13	14	15
-20	0	-20	0	-20	0	-20	-20	0	0
17,34	19,06	17,34	19,06	21,82	23,84	9,43	20,53	10,61	17,70

## Розділ 7. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки

В проекті порівняємо аміачну парокомпресійну двухступеневу холодильну машину з двома циркуляційними ресиверами (рис. 7.1) та аміачну парокомпресійну двухступеневу холодильну машину з одним циркуляційним ресивером (рис. 7.2). Кожна з установка буде централізованою, без проміжного холодоносія і буде розрахована на дві температури кипіння.

Вибір централізованої системи безпосереднього охолодження обґрунтований тим, що він більш економічний завдяки невеликому перепаду температур між повітрям в камері і температурою кипіння, а зниження перепаду температур на 5°C зменшує розхід електроенергії приблизно на 15%.

Приймаємо до встановлення поршневий компресор. Основна перевага поршневих холодильних компресорів перед гвинтовими полягає в більш високій енергетичній ефективності. В умовах високої вартості електричної енергії ця перевага надає в ряді випадків вирішальний вплив на вибір саме поршневого компресора, незважаючи на те що по надійності і терміну служби він поступається гвинтовому.

Приймаю до встановлення випарні конденсатори, що застосовуються при високих температурах навколишнього повітря, випарні конденсатори дозволяють отримувати досить низькі температури конденсації, при цьому використовуючи мінімальну витрату води. Широке застосування випарні конденсатори знаходять внаслідок можливості їх використання як з подачею, так і без подачі води при включених і виключених вентиляторах, що дозволяє регулювати температуру конденсації в широких межах, економити воду та електроенергію.

					<b>КР 000.142.011.001.2022.ПЗ</b>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.		
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>					
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>					
Реценз.							
Н. контр.							
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>					
					Літ.	Арк.	Аркушів
					<b>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</b>		

Приймаємо систему охолодження повітроохолодниками при якому в камері створюється примусова циркуляція повітря під впливом вентиляторів повітроохолодника.

Перевагами цієї системи є:

- мала теплоємність в порівнянні з батарейним охолодженням
- рівномірність розподілення температури по всьому об'єму камери
- легкість відтайки інея.

Основним недоліком такої системи є усушка продукту, який долають шляхом застосування пакувальних матеріалів, дозволенням камер.

### Вибір розрахункового робочого режиму.

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

Температура конденсації залежить від температури навколишнього середовища (розрахункова температура м. Львів 29°C). Температуру конденсації для випарних конденсаторів приймають за мокрим термометром та густиною теплового потоку (рис.11.1 [1])  $t_k = 38^{\circ}\text{C}$ .

Температуру кипіння в установках з безпосереднім охолодженням приймаємо в залежності від розрахункової температури повітря в камері.

При проектуванні аміачних холодильних установок температуру кипіння приймають на 5..10°C нижче температури кипіння в камері:

$$t_{01} = t_B - 5 \dots 10^{\circ}\text{C} = -20 - 10 = -30^{\circ}\text{C}$$

$$t_{02} = t_B - 5 \dots 10^{\circ}\text{C} = 0 - 10 = -10^{\circ}\text{C}$$

$t_B$  –температура в камері.

Температуру всмоктуваних парів  $t_{\text{вс}}$  приймають:

в аміачних машинах для першого ступеню  $t_{\text{вс}} = t_{01} + 10 \dots 20^{\circ}\text{C}$ , для другого ступеню  $t_{\text{вс}} = t_{02} + 5 \dots 10^{\circ}\text{C}$ .

$$t_{\text{вс1}} = t_{01} + 10 \dots 20^{\circ}\text{C} = -30 + 10 = -20^{\circ}\text{C};$$

$$t_{\text{вс2}} = t_{02} + 5 \dots 10^{\circ}\text{C} = -10 + 5 = -5^{\circ}\text{C}.$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Температуру рідкого холодоагенту що виходить із змійовика проміжної посудини, приймають на 4..6°C вище температури кипіння холодоагенту в апараті.

Тепловий розрахунок холодильної машини з двома циркуляційними ресиверами.

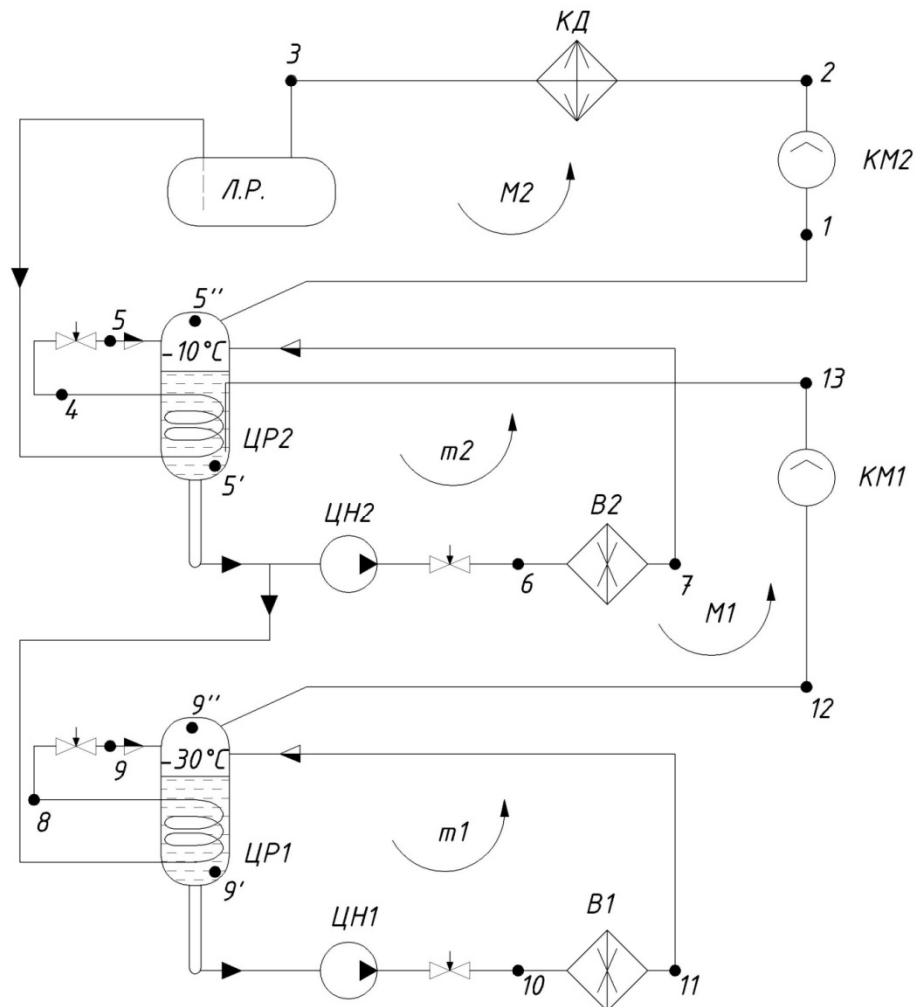
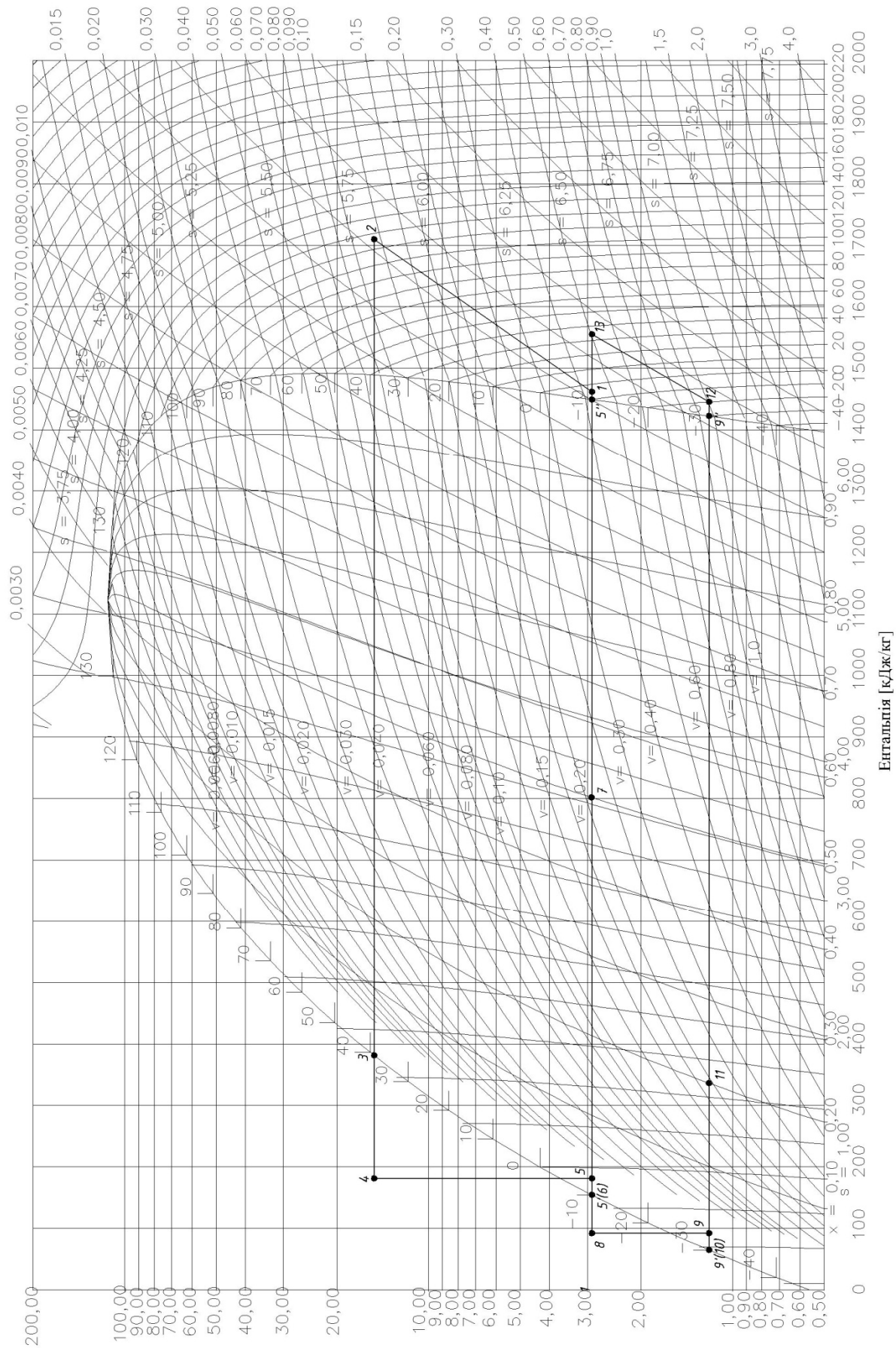


Рисунок 7. 1. Принципова схема двоступеневої аміачної холодильної машини з двома циркуляційними ресиверами

Будуємо цикл в lgP-h діаграмі для R717. Значення параметрів холодильного агента у вузлових точках циклу заносимо у таблицю 7.1.



Ентальпія [кДж/кг]

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Таблиця 7.1

№ Точки	Температура °С	Тиск, Мпа	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м³/кг	Паровміст, кг/кг
	t	P	h	v	x
1	-5	0.29	1462	0.428	–
2	116	1.51	1710	0.119	–
3	39	1.51	383	–	0
4	-4	1.51	182	–	–
5	-10	0.29	182	–	0.02
5'	-10	0.29	154	–	0
5''	-10	0.29	1449	0.421	1
6	-10	0.29	154	–	0
7	-10	0.29	792	0.211	0.5
8	-24	0.29	91	–	–
9	-30	0.12	91	–	0.02
9'	-30	0.12	66	–	0
9''	-30	0.12	1421	0.957	1
10	-30	0.12	66	–	0
11	-30	0.12	336	0.192	0.2
12	-20	0.12	1445	1.008	–
13	38	0.29	1564	0.509	–

Визначаємо масову витрату холодоагенту який циркулює через ЦР1:

$$m_1 = \frac{Q_{01}}{h_{9''} - h_{10}} = \frac{267.5}{1421 - 66} = 0.197 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масова витрата холодоагенту через ЦН1:

$$m_{\text{ЦН1}} = m_1 * x_{11} = 0.197 * 0.2 = 0.039 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Загальна кількість пари  $M_1$ (кг/с) яка всмоктується через КМ1:

$$M_1 = \frac{m_1 + m_{\text{по}}}{1 - x_9};$$

де  $m_{\text{по}}$  – маса пара утворена у ЦР1 при охолодженні холодоагенту у змійовику, знаходимо з теплового балансу:

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$M_1 * (h_{5'} - h_8) = m_{\text{по}} * (h_{9''} - h_{9'});$$

де  $M_1 = \frac{m_1 + m_{\text{по}}}{1 - x_9}$

$$\frac{m_1 + m_{\text{по}}}{1 - x_9} * (h_{5'} - h_8) = m_{\text{по}} * (h_{9''} - h_{9'});$$

$$(m_1 + m_{\text{по}}) * (h_{5'} - h_8) = m_{\text{по}} * (h_{9''} - h_{9'}) * (1 - x_9);$$

$$m_1 * (h_{5'} - h_8) = m_{\text{по}} * (h_{9''} - h_{9'}) * (1 - x_9) - m_{\text{по}} * (h_{5'} - h_8);$$

$$m_{\text{по}} = \frac{m_1 * (h_{5'} - h_8)}{(h_{9''} - h_{9'}) * (1 - x_9) - h_{5'} + h_8};$$

$$m_{\text{по}} = \frac{0.197 * (154 - 91)}{(1421 - 66) * (1 - 0.02) - 154 + 91} = 0.0098 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$M_1 = \frac{0.197 + 0.0098}{1 - 0.02} = 0.211 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Визначаємо масову витрату холодоагенту який циркулює через ЦР2:

$$m_2 = \frac{Q_{02}}{h_{5''} - h_6} = \frac{92.06}{1449 - 154} = 0.071 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Масова витрата холодоагенту через ЦН2:

$$m_{\text{цн2}} = m_2 * x_7 = 0.071 * 0.5 = 0.036 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Загальна кількість пари  $M_2$ (кг/с) яка всмоктується через КМ2:

$$M_2 = \frac{m_2 + M_1 + m_{\text{по}} + m_{\delta}}{1 - x_5};$$

де  $m_{\text{по}}$  – маса пара утворена у ЦР2 при охолодженні холодоагенту у змійовику;  $m_{\delta}$  – маса пари яка утворюється при барботуванні.

Масу пари яка утворюється при барботуванні  $m_{\delta}$ , знайдемо з теплового балансу ЦР:

$$m_{\delta} * (h_{5''} - h_{5'}) = M_1 * (h_{13} - h_{5''});$$

$$m_{\delta} = \frac{M_1 * (h_{13} - h_{5''})}{(h_{5''} - h_{5'})} = \frac{0.211 * (1564 - 1449)}{1449 - 154} = 0.019 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Масу пара утворену у ЦР2 при охолодженні холодоагенту у змійовику  $m_{\text{по}}$ , знайдемо з теплового балансу ЦР:

$$M_2 * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'});$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{де } M_2 = \frac{m_2 + M_1 + m_{\text{по}} + m_6}{1 - x_5};$$

$$\frac{m_2 + M_1 + m_{\text{по}} + m_6}{1 - x_5} * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'});$$

$$(m_2 + M_1 + m_{\text{по}} + m_6) * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'}) * (1 - x_5);$$

$$(m_2 + M_1 + m_6) * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'}) * (1 - x_5) - m_{\text{по}} * (h_3 - h_4);$$

$$m_{\text{по}} = \frac{(m_2 + M_1 + m_6) * (h_3 - h_4)}{(h_{5''} - h_{5'}) * (1 - x_5) - (h_3 - h_4)};$$

$$m_{\text{по}} = \frac{(0.071 + 0.211 + 0.019) * (383 - 182)}{(1449 - 154) * (1 - 0.02) - (383 - 182)} = 0.086 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Тоді загальна кількість пари  $M_2$ , що всмоктується компресором КМ2:

$$M_2 = \frac{m_2 + M_1 + m_{\text{по}} + m_6}{1 - x_5} = \frac{0.071 + 0.211 + 0.086 + 0.019}{1 - 0.02} = 0.395 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Проводимо розрахунки питомих характеристик:

Питома масова холодопродуктивність продуктивність,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ :

$$q_{01} = h_{9''} - h_9 = 1421 - 91 = 1330 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{02} = h_{5''} - h_5 = 1449 - 182 = 1267 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ :

$$q_{v1} = \frac{q_{01}}{v_{12}} = \frac{1330}{1.008} = 1319.4 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3};$$

$$q_{v2} = \frac{q_{02}}{v_1} = \frac{1267}{0.428} = 2960.3 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Питома теоретична (адіабатна) робота компресора,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ :

$$L_1 = h_{13} - h_{12} = 1564 - 1445 = 119 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$L_2 = h_2 - h_1 = 1710 - 1462 = 248 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ :

$$q_k = h_2 - h_3 = 1710 - 383 = 1327 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Об'ємна продуктивність компресора,  $\frac{м^3}{с}$ :

$$V_{h1} = M_1 \cdot v_{12} = 0.211 \cdot 1.008 = 0.213 \frac{м^3}{с};$$

$$V_{h2} = M_2 \cdot v_1 = 0.369 \cdot 0.428 = 0.169 \frac{м^3}{с}.$$

Холодильний коефіцієнт циклу:

$$\varepsilon_1 = \frac{Q_0}{M_1 L_1 + M_2 L_2} = \frac{359.56}{0.211 \cdot 119 + 0.369 \cdot 248} = 3.07$$

Тепловий розрахунок холодильної машини з одним циркуляційним ресивером.

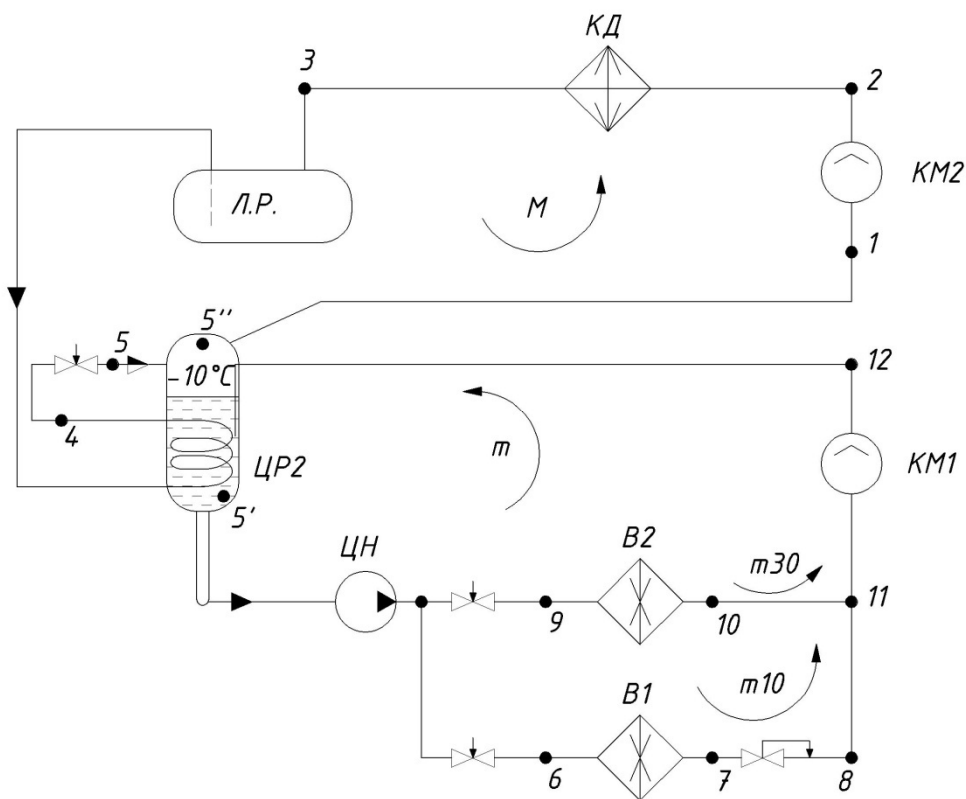
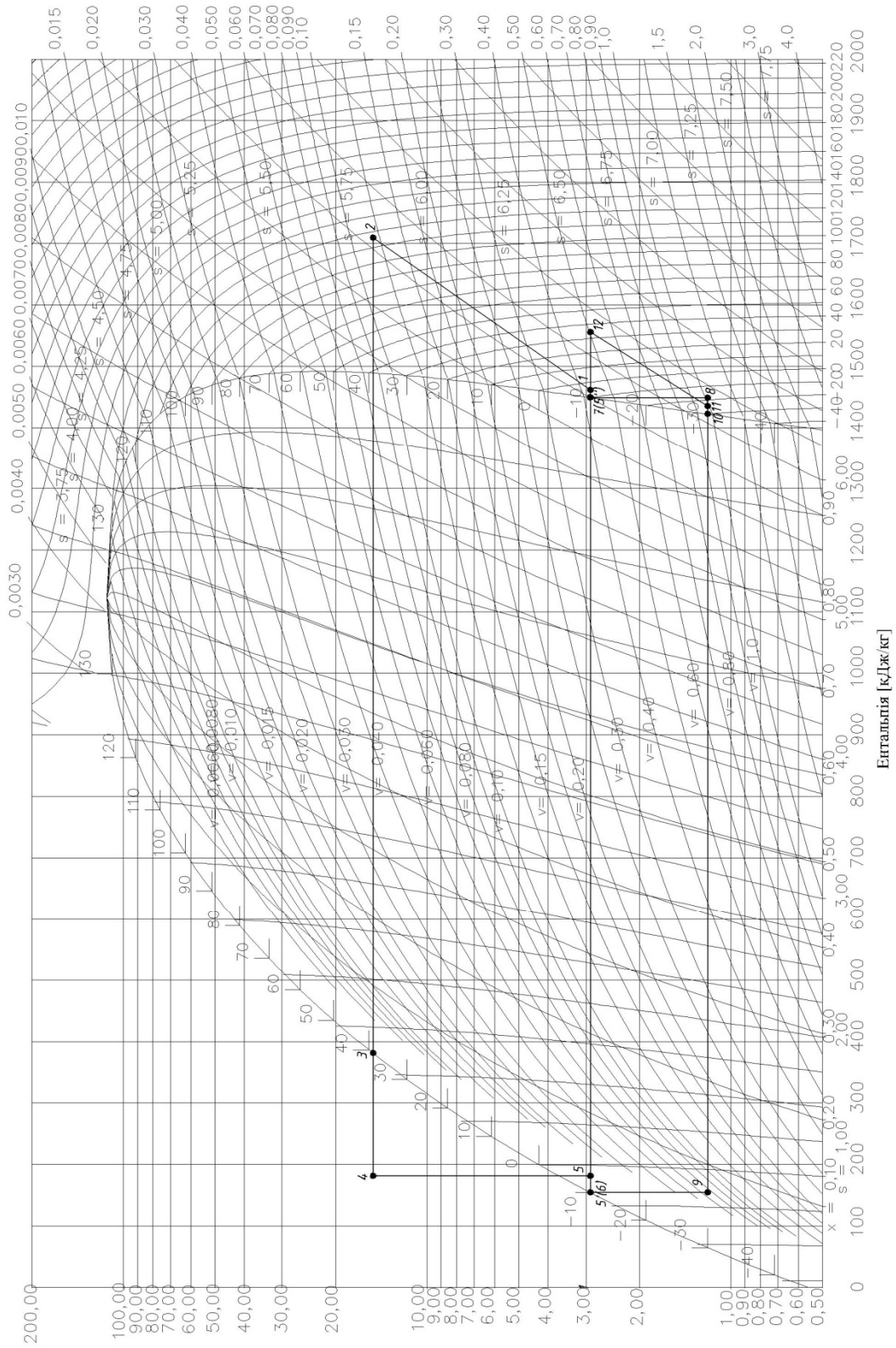


Рисунок 7. 2. Принципова схема двоступеневої аміачної холодильної машини з двома циркуляційними ресиверами

Будуємо цикл в lgP-h діаграмі для R717. Значення параметрів холодильного агента у вузлових точках циклу заносимо у таблицю 7.2.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Таблиця 7.2

№ Точки	Температура °С	Тиск, Мпа	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м³/кг	Паровміст, кг/кг
	t	P	h	v	x
1	-5	0.29	1462	0.428	–
2	116	1.51	1710	0.119	–
3	39	1.51	383	–	0
4	-4	1.51	182	–	–
5	-10	0.29	182	–	0.02
5'	-10	0.29	154	–	0
5''	-10	0.29	1449	0.421	1
6	-10	0.29	154	–	0
7	-10	0.29	1449	0.421	1
8	-18	0.12	1449	0.98	–
9	-30	0.12	154	–	0.08
10	-30	0.12	1421	0.957	1
11	-25	0.12	1430	0.97	–
12	35	0.29	1564	0.509	–

Визначаємо масову витрату холодоагенту через випарник В1:

$$m_{10} = \frac{Q_{02}}{h_7 - h_6} = \frac{92.06}{1449 - 154} = 0.071 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо масову витрату холодоагенту через випарник В2:

$$m_{30} = \frac{Q_{01}}{h_{10} - h_9} = \frac{267.5}{1421 - 154} = 0.216 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Загальна кількість пари m (кг/с) яка всмоктується через КМ1:

$$m = m_{10} + m_{30} = 0.071 + 0.216 = 0.278 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Загальна кількість пари M(кг/с) яка всмоктується через КМ2:

$$M = \frac{m + m_{no} + m_6}{1 - x_5};$$

де  $m_{no}$  – маса пара утворена у ЦР при охолодженні холодоагенту у змійовику;  $m_6$  – маса пари яка утворюється при барботуванні.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Масу пари яка утворюється при барботуванні  $m_6$ , знайдемо з теплового балансу ЦР:

$$m_6 * (h_{5''} - h_{5'}) = m * (h_{12} - h_{5''});$$

$$m_6 = \frac{m * (h_{11} - h_{5''})}{(h_{5''} - h_{5'})} = \frac{0.278 * (1564 - 1449)}{1449 - 154} = 0.025 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Масу пара утворену у ЦР при охолодженні холодоагенту у змішувачу  $m_{\text{по}}$ , знайдемо з теплового балансу ЦР:

$$M * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'});$$

де  $M = \frac{m + m_{\text{по}} + m_6}{1 - x_5};$

$$\frac{m + m_{\text{по}} + m_6}{1 - x_5} * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'});$$

$$(m + m_{\text{по}} + m_6) * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'}) * (1 - x_5);$$

$$(m + m_6) * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'}) * (1 - x_5) - m_{\text{по}} * (h_3 - h_4);$$

$$m_{\text{по}} = \frac{(m + m_6) * (h_3 - h_4)}{(h_{5''} - h_{5'}) * (1 - x_5) - (h_3 - h_4)};$$

$$m_{\text{по}} = \frac{(0.278 + 0.025) * (383 - 182)}{(1449 - 154) * (1 - 0.02) - (383 - 182)} = 0.059 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Тоді загальна кількість пари  $M$ , що всмоктується компресором КМ2:

$$M = \frac{m + m_{\text{по}} + m_6}{1 - x_5} = \frac{0.278 + 0.059 + 0.025}{1 - 0.02} = 0.3785 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Проводимо розрахунки питомих характеристик:

Питома масова холодопродуктивність продуктивність,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ :

$$q_{01} = h_7 - h_6 = 1449 - 154 = 1295 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{02} = h_{10} - h_9 = 1421 - 154 = 1239 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність,  $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$ :

$$q_{v1} = \frac{q_{01}}{v_{11}} = \frac{1295}{0.97} = 1335.1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3};$$

$$q_{v2} = \frac{q_{02}}{v_1} = \frac{1239}{0.428} = 2894.8 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Питома теоретична (адіабатна) робота компресора,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ :

$$L_1 = h_{12} - h_{11} = 1564 - 1430 = 134 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$L_2 = h_2 - h_1 = 1710 - 1462 = 248 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ :

$$q_k = h_2 - h_3 = 1710 - 383 = 1327 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Об'ємна продуктивність компресора,  $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ :

$$V_{h1} = m \cdot v_{11} = 0.278 \cdot 0.97 = 0.269 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$V_{h2} = M \cdot v_1 = 0.3785 \cdot 0.428 = 0.162 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Холодильний коефіцієнт циклу:

$$\varepsilon_2 = \frac{Q_0}{M_1 L_1 + M_2 L_2} = \frac{359.56}{0.278 * 134 + 0.3785 * 248} = 2.74$$

Порівнюючи два холодильних коефіцієнта  $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$ , бачимо, що більш енергоефективна схема з двома циркуляційними ресиверами, так як холодильний коефіцієнт циклу характеризує енергетичну ефективність холодильної машини і чим він більший тим менше енергії витрачається на 1 кВт холоду.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розділ 8: Підбір компресорів

Підбір компресора першого ступеню КМ1.

Розрахунок коефіцієнта подавання проводимо за наступною формулою:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_{\omega}$$

Визначаємо коефіцієнт, що враховує вплив мертвого простору:

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{ec}}{p_0} - c_k \cdot \left[ \left( \frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{p_0 - \Delta p_{ec}}{p_0} \right];$$

де  $c_k$  – відносна величина мертвого простору, що приймається в залежності від типу і розмірів компресора, конструкції клапанів і режиму роботи. Він приймається рівним 0.03 ... 0.05;  $n = 1.1$  – показник політропи розширення;  $\Delta p_{ec}$  – депресія на всмоктуванні 3..5% від  $p_0$ ;  $\Delta p_n$  – депресія на нагнітанні 3..5% від  $p_k$ .

Отже:  $p_0 = 0.12$  МПа – тиск всмоктування;

$p_k = 0.29$  МПа – тиск нагнітання;

$c_k = 0.03$  – мертвий простір;

$\Delta p_{ec} = p_0 \cdot 0.03 = 0.12 \cdot 0.03 = 0.0036$  МПа – депресія на всмоктуванні;

$\Delta p_n = p_k \cdot 0.03 = 0.29 \cdot 0.03 = 0.0087$  МПа – депресія на нагнітанні;

$$\lambda_i = \frac{0.12 - 0.0036}{0.12} - 0.03 \cdot \left[ \left( \frac{0.29 + 0.0087}{0.12} \right)^{\frac{1}{1.1}} - \frac{0.12 - 0.0036}{0.12} \right] = 0.93$$

Коефіцієнт, що враховує втрати пов'язані з нагріванням та нещільністю:

$$\lambda'_{\omega} = \frac{t_0 + 273}{t_k + 273} = \frac{-30 + 273}{-10 + 273} = 0.92$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>			Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.						ТЕХТ ННІТІ НУХТ		
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>						

Коефіцієнт подавання:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_\omega = 0.93 \cdot 0.92 = 0.856.$$

Теоретична об'ємна витрата,  $\frac{м^3}{с}$ :

$$V_m = \frac{V_{h1}}{\lambda} = \frac{0.213}{0.856} = 0.249 \frac{м^3}{с}.$$

Для заданого холодильного агента за отриманими значеннями теоретичної подачі  $V_m$ , вибираємо компресор, об'ємна подача яких  $V_{км}$  на 20 ÷ 40 % більша за необхідну.

Підбираємо два компресори GEA Grasso V 600 (додаток 1) – сумарною об'ємною подачею:

$$V_m = 2 * 0.161 = 0.322 \frac{м^3}{с}.$$

Дійсна масова витрата,  $\frac{кг}{с}$ :

$$m_{км} = \frac{V_m \cdot \lambda}{v_{12}} = \frac{0.322 \cdot 0.856}{1.008} = 0.262 \frac{кг}{с}$$

Теоретична (адіабатна) потужність компресора,  $кВт$ :

$$N_m = m_{км} \cdot L_1 = 0.262 \cdot 119 = 31.89 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора,  $кВт$ :

$b_0 = 0.001$  — для аміачних машин

$$\eta_i = \lambda'_\omega + b_0 \cdot t_0 = 0.92 + 0.001 \cdot (-30) = 0.89$$

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i} = \frac{31.89}{0.89} = 35.83 \text{ кВт}$$

Потужність, що затрачається на тертя,  $кВт$ :

Середній індикаторний тиск , рівний  $(0,5 \dots 0,7)10^2 \text{ кПа}$  для аміака, приймаємо:  $P_{mp} = 60 \text{ кПа}$

$$N_{mp} = V_m \cdot P_{mp} = 0.308 \cdot 60 = 18.48 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність ( потужність на валу компресора),  $кВт$ :

$$N_e = N_i + N_{mp} = 35.83 + 18.48 = 54.31 \text{ кВт}$$

Електрична потужність,  $кВт$ :

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт корисної дії електродвигуна, вибирається по каталогу в залежності від його типу і потужності  $\eta_{ел} = 0.75 \dots 0.9$ ;

Прийmemo  $\eta_{ел} = 0.9$

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} = \frac{54.31}{0.9} = 60.3 \text{ кВт}$$

Підбір компресору другого ступеню КМ2.

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c_k \cdot \left[ \left( \frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right];$$

Отже:  $p_0 = 0.29 \text{ МПа}$  – тиск всмоктування;

$p_k = 1.51 \text{ МПа}$  – тиск нагнітання;

$c_k = 0.03$  – мертвий простір;

$\Delta p_{вс} = p_0 \cdot 0.03 = 0.29 \cdot 0.03 = 0.0087 \text{ МПа}$  – депресія на всмоктуванні;

$\Delta p_n = p_k \cdot 0.03 = 1.51 \cdot 0.03 = 0.045 \text{ МПа}$  – депресія на нагнітання;

$$\lambda_i = \frac{0.29 - 0.0087}{0.29} - 0.03 \cdot \left[ \left( \frac{1.51 + 0.045}{0.29} \right)^{\frac{1}{1.1}} - \frac{0.29 - 0.0087}{0.29} \right] = 0.86$$

Коефіцієнт, що враховує втрати пов'язані з нагріванням та нещільністю:

$$\lambda'_{\omega} = \frac{t_0 + 273}{t_k + 273} = \frac{-10 + 273}{39 + 273} = 0.84$$

Коефіцієнт подавання:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_{\omega} = 0.86 \cdot 0.84 = 0.73.$$

Теоретична об'ємна витрата,  $\frac{м^3}{с}$ :

$$V_m = \frac{V_{h2}}{\lambda} = \frac{0.169}{0.73} = 0.231 \frac{м^3}{с}.$$

Для заданого холодильного агента за отриманими значеннями теоретичної подачі  $V_m$ , вибираємо компресор, об'ємна подача яких  $V_{км}$  на 20 ÷ 40 % більша за необхідну.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбираємо два компресори GEA Grasso V 450 (додаток 1) – сумарною об'ємною подачею:

$$V_m = 2 * 0.12 = 0.24 \frac{m^3}{c}$$

Дійсна масова витрата,  $\frac{кг}{c}$ :

$$m_{км} = \frac{V_m \cdot \lambda}{v_1} = \frac{0.24 \cdot 0.73}{0.428} = 0.409 \frac{кг}{c}$$

Теоретична (адіабатна) потужність компресора,  $кВт$ :

$$N_m = m_{км} \cdot L_2 = 0.409 \cdot 248 = 101.5 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора,  $кВт$ :

$b_0 = 0.001$  — для аміачних машин

$$\eta_i = \lambda'_{\omega} + b_0 \cdot t_0 = 0.84 + 0.001 \cdot (-10) = 0.83$$

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i} = \frac{101.5}{0.83} = 122.3 \text{ кВт}$$

Потужність, що затрачається на тертя,  $кВт$ :

Середній індикаторний тиск, рівний  $(0,5 \dots 0,7)10^2 \text{ кПа}$  для аміака, приймаємо:  $P_{mp} = 60 \text{ кПа}$

$$N_{mp} = V_m \cdot P_{mp} = 0.24 \cdot 60 = 14.4 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність (потужність на валу компресора),  $кВт$ :

$$N_e = N_i + N_{mp} = 122.3 + 14.4 = 136.7 \text{ кВт}$$

Електрична потужність,  $кВт$ :

Коефіцієнт корисної дії електродвигуна, вибирається по каталогу в залежності від його типу і потужності  $\eta_{ел} = 0.75 \dots 0.9$ ;

Прийmemo  $\eta_{ел} = 0.9$

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} = \frac{136.7}{0.9} = 152 \text{ кВт}$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розділ 9: Вибір теплообмінних апаратів (конденсатор)

### Розрахунок і вибір конденсатора

Дійсне теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_{\text{кд.}} = Q_{01} + Q_{02} + N_{i1} + N_{i2} = 267.5 + 92.06 + 35.83 + 121.4 = 517.5 \text{ кВт.}$$

Знаходимо розрахункову площу теплопередаючої поверхні конденсатора за формулою 11.26 [1]:

$$F = \frac{Q_{\text{кд.}}}{k_{\text{к}} \cdot \theta_{\text{ср}}};$$

де  $Q_{\text{кд.}}$  – теплове навантаження на конденсатор;  $k_{\text{к}}$  – коефіцієнт теплопередачі для випарного конденсатора, значення якого вибираємо з таблиці 11.5 [1], приймаємо  $k_{\text{к}} = 250 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;  $\theta_{\text{ср}}$  – середня логарифмічну різницю температур.

Середню логарифмічну різницю температур між холодильним агентом (R717), що конденсується і охолоджуючим середовищем(повітрям) приймаємо по літературі[1]:

$$\theta_{\text{ср}} = 8 \dots \dots 12^{\circ}\text{C} \quad \theta_{\text{ср}} = 9^{\circ}\text{C}$$

$$F = \frac{Q_{\text{кд.}}}{k_{\text{к}} \cdot \theta_{\text{ср}}} = \frac{517500}{9 \cdot 250} = 230 \text{ м}^2$$

Приймаю 2 випарних конденсатора моделі ЭКА250, технічні характеристики якого зображені на рис. 9.1, і в табл. 9.1.

### Конструкція

Основна секція батареї конденсації виконана короткошланговою з прямих горизонтальних труб, що з'єднують вертикальні колектори і утворюють шаховий пучок по ходу повітря. Використання такої конструкції забезпечує зменшення швидкості холодоагенту в трубах, а також менший гідравлічний опір на стороні аміаку.

					<b>КР 000.142.011.001.2022.ПЗ</b>			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>			Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>						
						<b>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</b>		

Виключення підтоплення труб рідкою фазою аміаку сприяє збільшенню активної теплопередаючої поверхні і як наслідок підвищення продуктивності апарату в порівнянні з конструкцією змієвидного типу.

Форконденсатор в апараті виконаний з труб, з насадженими пластинчастими ребрами, які вигнуті по ходу повітря і служать одночасно еллімінатором забезпечує мінімальний винесення води при роботі апарату.

Зрошувальна система являє собою гребінку колекторів з встановленими в них форсунками.

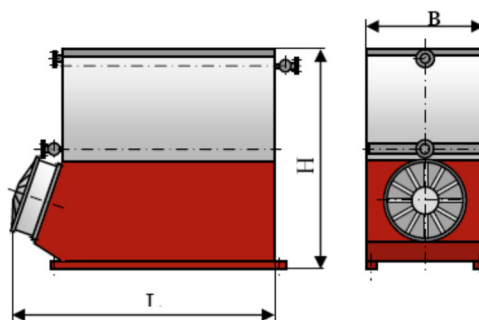


Рис.9. 1. Випарний конденсатор ЭКА250

Таблиця 9. 1. Технічні характеристики випарного конденсатора

Модель	Розхід повітря м <sup>3</sup> /год	Вентилятор n*мм	Розміри,мм			Вага, кг	Площа, м <sup>2</sup>	Об'єм труб, м <sup>3</sup>	Розхід води	
			L	B	H				що циркулює, м <sup>3</sup> /год	на підживлення, м <sup>3</sup> /год
ЭКА250	16000	1*800	3000	1500	2700	2550	134	0.51	15.4	0.3

Загальна площа теплообміну:

$$\Sigma F_k = n \cdot F = 2 * 134 = 268 \text{ м}^2$$

## Розділ 10: Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання холодильних камер

В камерах холодильника встановлюємо підвісні повітроохолодники.

Площу поверхні повітроохолодника розраховуємо за формулою (11.26 [1]):

$$F = \frac{Q_{об}}{k_{п} \cdot \theta_{ср}};$$

де  $Q_{об}$  – сумарне теплове навантаження на обладнання, Вт;  $k_{п}$  – коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника, приймають для повітроохолодників з оребреною зовнішньою поверхнею труб в залежності від температури кипіння холодоагента,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$ ;  $\theta_{ср}$  – середня логарифмічна різниця температур, °С .

Об'ємну подачу повітроохолодника перевіряють за формулою (11.39[1]):

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)};$$

де  $Q_{об}$  – сумарне теплове навантаження на обладнання, кВт;  $\rho_{нов}$  – густина повітря, що виходить з повітроохолодника;  $кг/м^3$ ;  $h_1, h_2$  - різниця ентальпій повітря, що входить та виходить з повітроохолодника;  $кДж/кг$ .

**Підбираю повітроохолодник для камери №1 (зберігання морожених напівфабрикатів):**

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 36.18$  кВт;

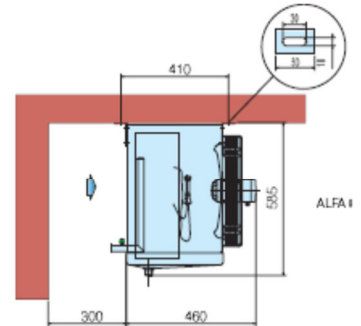
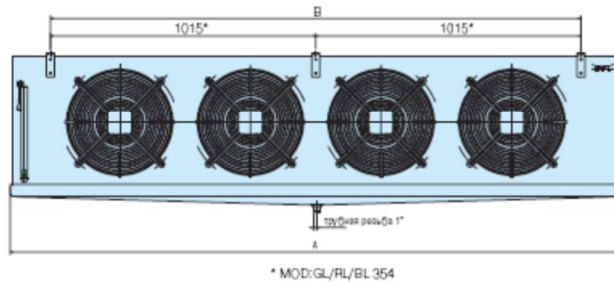
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_{п} = 12.5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$ , при  $t_0 = -30^\circ C$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{ср} = 7^\circ C$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.		
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>					
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>					
Реценз.							
Н. контр.							
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>			Літ.	Арк.	Аркушів
					ТЕХТ ННІТІ НУХТ		

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{36180}{12.5 \cdot 7} = 413 \text{ м}^2.$$

Приймаю чотири повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE403C7 загальною поверхнею охолодження 426.4 м<sup>2</sup>.



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Обєм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /Год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE403C7	9641	20	106.6	18.9	3*400	570	2110	685	630	22	42	118

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{36.18}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 6.55 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 23595 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Як бачимо існує запас 38564 > 23595. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №2 (зберігання морожених напівфабрикатів):**

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 28.96$  кВт;

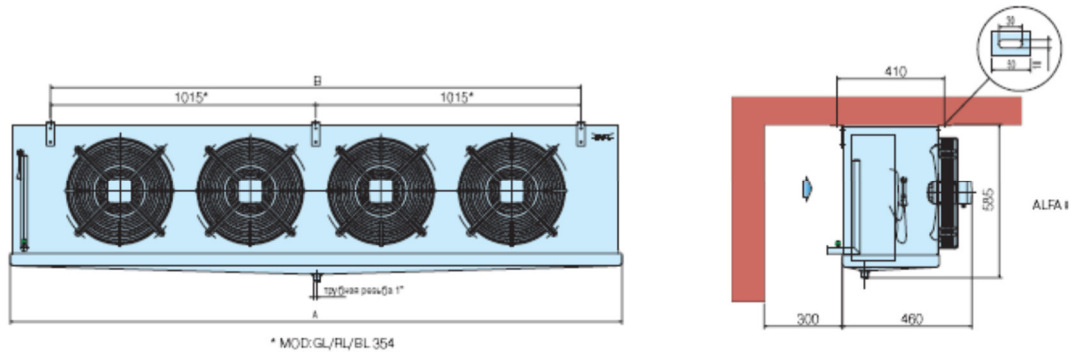
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , при  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{ср}} = \frac{28960}{12.5 \cdot 7} = 331 \text{ м}^2.$$

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402C7 загальною поверхнею охолодження 352 м<sup>2</sup>.



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE402C7	6413	19	70.5	12.49	2*400	380	1510	685	630	5/8"	35	85

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{28.96}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 5.24 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 18885 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Як бачимо існує запас 32065 > 18885. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №3 (зберігання морожених напівфабрикатів):**

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 28.96$  кВт;

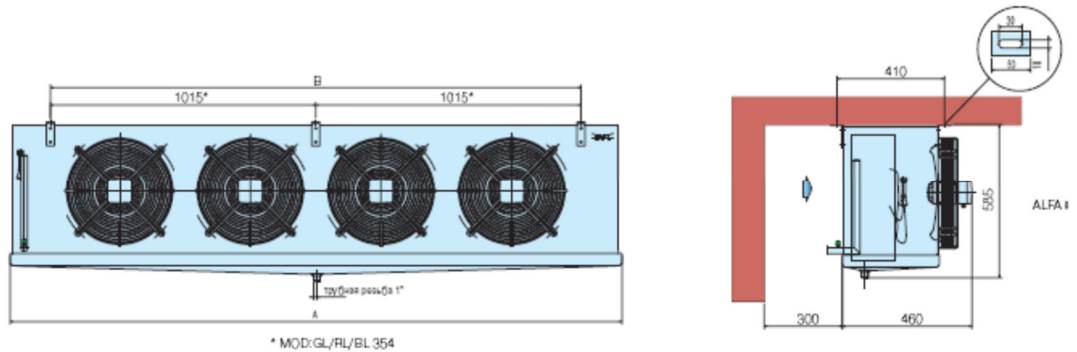
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$ , при  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{ср} = 7^\circ\text{C}$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{28960}{12.5 \cdot 7} = 331 \text{ м}^2.$$

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402C7 загальною поверхнею охолодження 352 м<sup>2</sup>.



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE402C7	6413	19	70.5	12.49	2*400	380	1510	685	630	5/8''	35	85

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{28.96}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 5.24 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 18885 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Як бачимо існує запас 32065 > 18885. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №4 (зберігання морожених напівфабрикатів):**

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 29.74$  кВт;

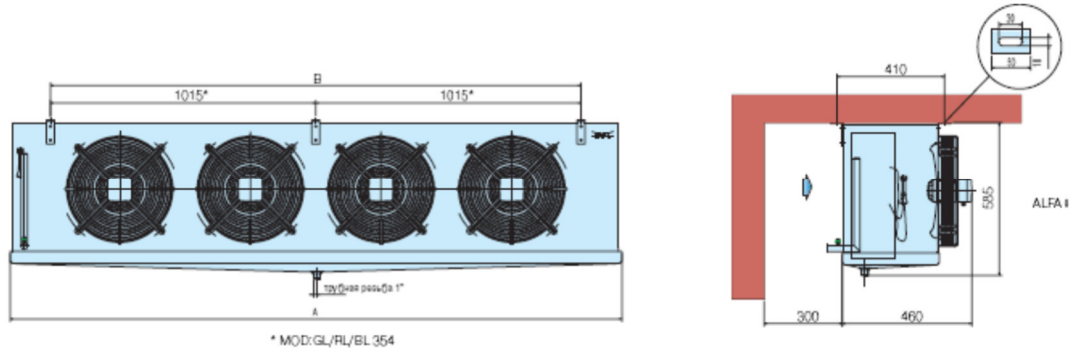
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , при  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{29740}{12.5 \cdot 7} = 340 \text{ м}^2.$$

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402C7 загальною поверхнею охолодження 352 м<sup>2</sup>.



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE402C7	6413	19	70.5	12.49	2*400	380	1510	685	630	5/8"	35	85

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{29.74}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 5.38 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 19395 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Як бачимо існує запас 32065 > 19395. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №5 (зберігання морожених напівфабрикатів):**

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 23.08$  кВт;

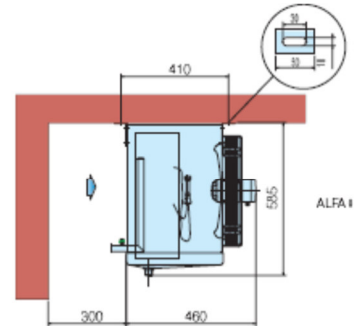
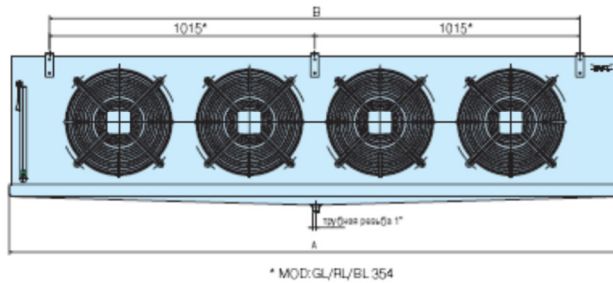
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , при  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{23080}{12.5 \cdot 7} = 264 \text{ м}^2.$$

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402B7 загальною поверхнею охолодження 264.5 м<sup>2</sup>.



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /Год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE402B7	6680	20	52.9	9.37	2*400	380	1510	685	630	5/8''	35	76

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{23.08}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 4.18 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 15052 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Як бачимо існує запас 33400 > 15052. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №6 (зберігання морожених напівфабрикатів):**

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 23.77$  кВт;

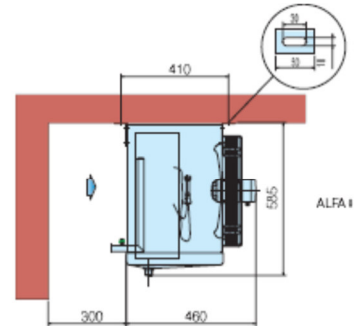
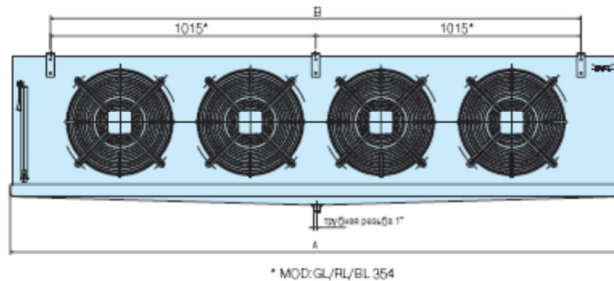
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , при  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{ср}} = \frac{23770}{12.5 \cdot 7} = 272 \text{ м}^2.$$

Приймаю чотири повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402C7 загальною поверхнею охолодження 282 м<sup>2</sup>.



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE402C7	6413	19	70.5	12.49	2*400	380	1510	685	630	5/8"	35	85

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{23.77}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 4.31 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 15502 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Як бачимо існує запас 25652 > 15502. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №7 (зберігання морожених напівфабрикатів):**

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 17.98$  кВт;

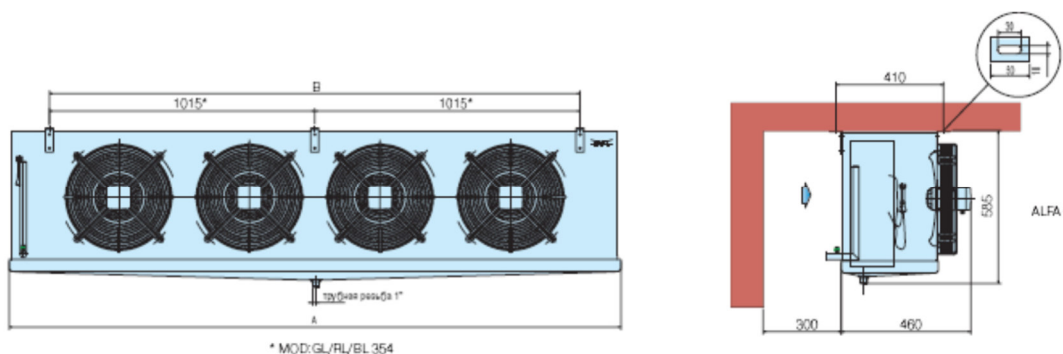
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , при  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{ср} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{ср}} = \frac{17980}{12.5 \cdot 7} = 205 \text{ м}^2.$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаю чотири повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402B7 загальною поверхнею охолодження 211 м<sup>2</sup>.



Модель	Розхід повітря	Довжина струменя повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE402B7	6680	20	52.9	9.37	2*400	380	1510	685	630	5/8''	35	76

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{17.98}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 3.26 \frac{м^3}{с} = 11736 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас 26720 > 11736. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №8 (універсальна камера):**

При температурі в камері  $t = -20^{\circ}\text{C}$ :

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 18.36$  кВт;

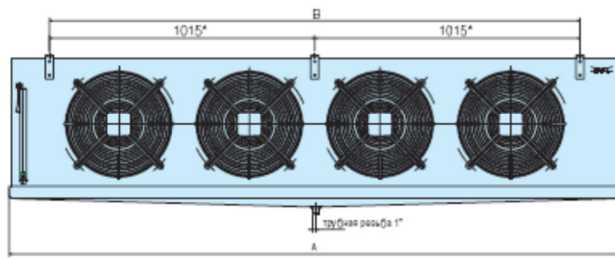
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$  при  $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^{\circ}\text{C}$

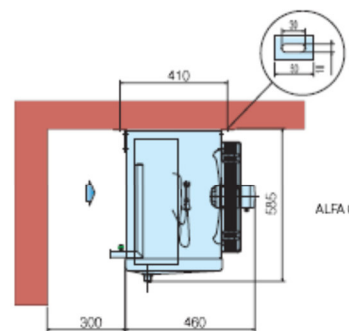
$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{18360}{12.5 \cdot 7} = 210 м^2.$$

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE253B7 загальною поверхнею охолодження 210 м<sup>2</sup>.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



\* MOD:GL/PL/BL 354



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	н*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE253B7	4587	16	35	6.01	3*250	360	1840	395	460	1/2''	22	38

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{18.36}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 3.32 \frac{м^3}{с} = 11974 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас  $27522 > 11974$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

При температурі в камері  $t = 0^\circ\text{C}$ :

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 19.86$  кВт;

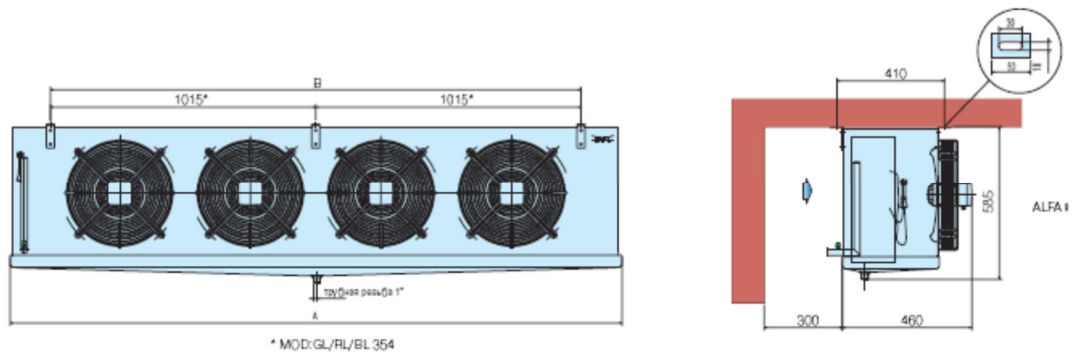
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 15.2 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$  при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{19860}{15.2 \cdot 7} = 186.65 м^2.$$

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic RLE352A55 загальною поверхнею охолодження  $189 м^2$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 5.5мм	м³/год	м	м²	дм³	н*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE253B7	4853	17	31.5	4.45	2*350	320	1340	585	460	1/2''	24	40

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{19.86}{1.3 \cdot (15 - 11)} = 3.60 \frac{м^3}{с} = 12952 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас  $29118 > 12952$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №9 (універсальна камера):**

При температурі в камері  $t = -20^{\circ}\text{C}$ :

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 17.34$  кВт;

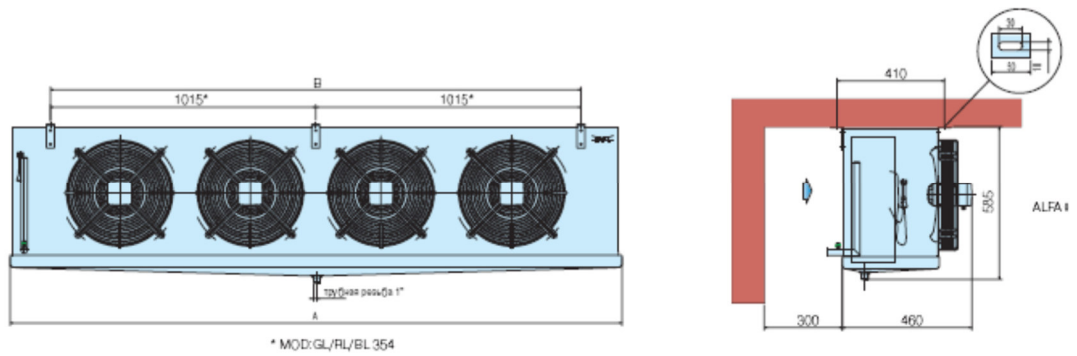
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$  при  $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^{\circ}\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{17340}{12.5 \cdot 7} = 198 м^2.$$

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic **BLE253B7** загальною поверхнею охолодження  $210 м^2$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменя повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	н*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE253B7	4587	16	35	6.01	3*250	360	1840	395	460	1/2''	22	38

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{17.34}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 3.14 \frac{м^3}{с} = 11308 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас  $27522 > 11308$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

При температурі в камері  $t = 0^\circ\text{C}$ :

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 19.06$  кВт;

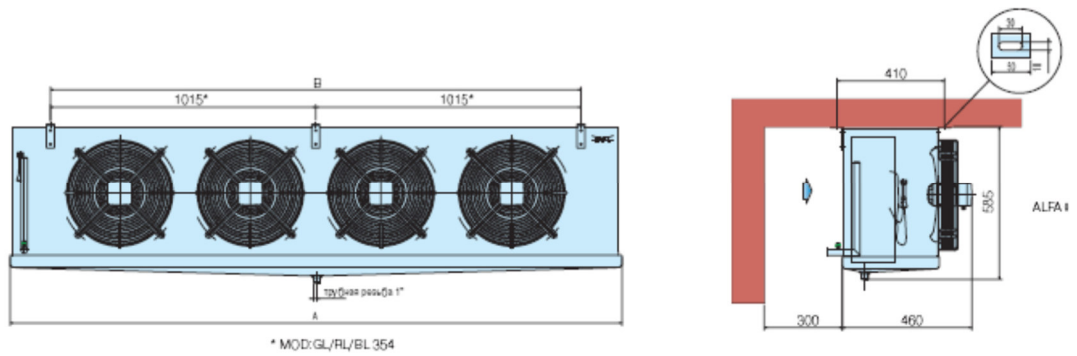
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 15.2 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$  при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{19060}{15.2 \cdot 7} = 180 м^2.$$

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic RLE352A55 загальною поверхнею охолодження  $189 м^2$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 5.5мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	н*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE253B7	4853	17	31.5	4.45	2*350	320	1340	585	460	1/2''	24	40

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{19.06}{1.3 \cdot (15 - 11)} = 3.45 \frac{м^3}{с} = 12430 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас  $29118 > 12430$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №10 (універсальна камера):**

При температурі в камері  $t = -20^{\circ}\text{C}$ :

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 17.34$  кВт;

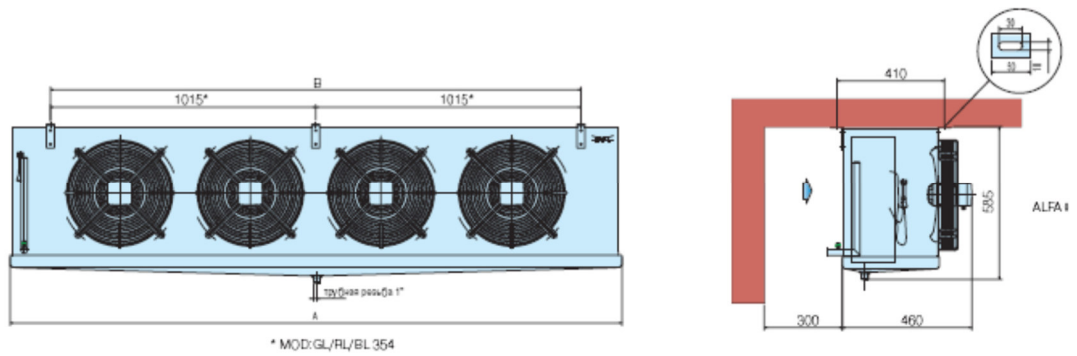
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$ , при  $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^{\circ}\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{17340}{12.5 \cdot 7} = 198 м^2.$$

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic **BLE253B7** загальною поверхнею охолодження  $210 м^2$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменя повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м³/год	м	м²	дм³	n*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE253B7	4587	16	35	6.01	3*250	360	1840	395	460	1/2''	22	38

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{17.34}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 3.14 \frac{м^3}{с} = 11308 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас  $27522 > 11308$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

При температурі в камері  $t = 0^\circ\text{C}$ :

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 19.06$  кВт;

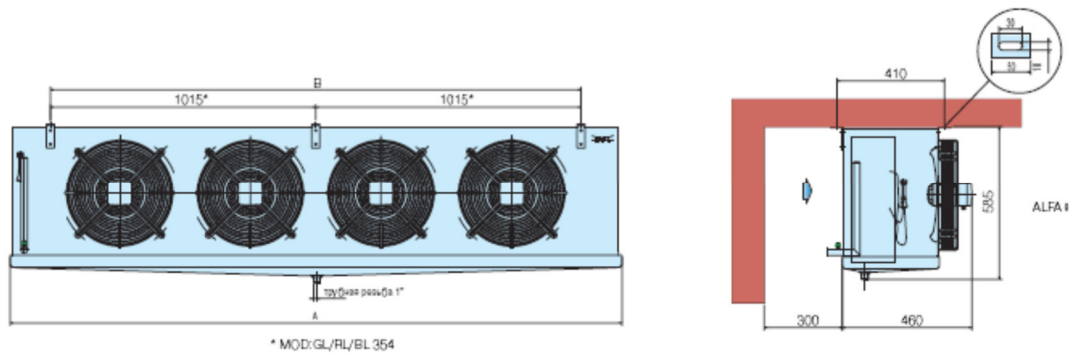
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 15.2 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$  при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{19060}{15.2 \cdot 7} = 180 м^2.$$

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic RLE352A55 загальною поверхнею охолодження  $189 м^2$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 5.5мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	н*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE253B7	4853	17	31.5	4.45	2*350	320	1340	585	460	1/2''	24	40

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{19.06}{1.38 \cdot (15 - 11)} = 3.45 \frac{м^3}{с} = 12430 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас  $29118 > 12430$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №11 (універсальна камера):**

При температурі в камері  $t = -20^{\circ}\text{C}$ :

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 21.82$  кВт;

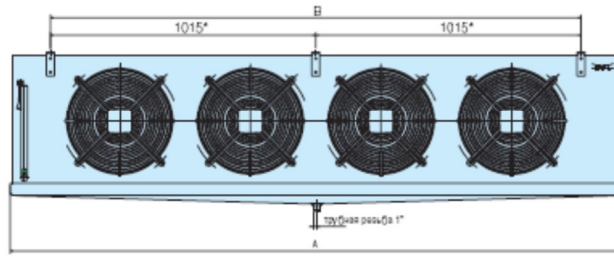
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$ , при  $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^{\circ}\text{C}$

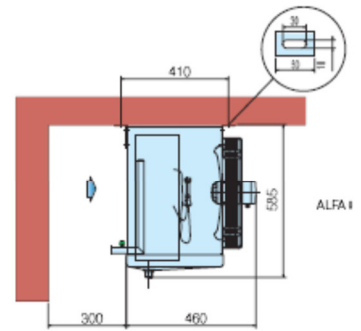
$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{21820}{12.5 \cdot 7} = 249 м^2.$$

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic **BLE402B7** загальною поверхнею охолодження  $264.5 м^2$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



\* MOD:GL/AL/BL 354



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	н*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE402B7	6680	20	52.9	9.37	2*400	380	1510	685	630	5/8''	35	76

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{21.82}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 3.95 \frac{м^3}{с} = 14230 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас  $33400 > 14230$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

При температурі в камері  $t = 0^\circ\text{C}$ :

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 23.84$  кВт;

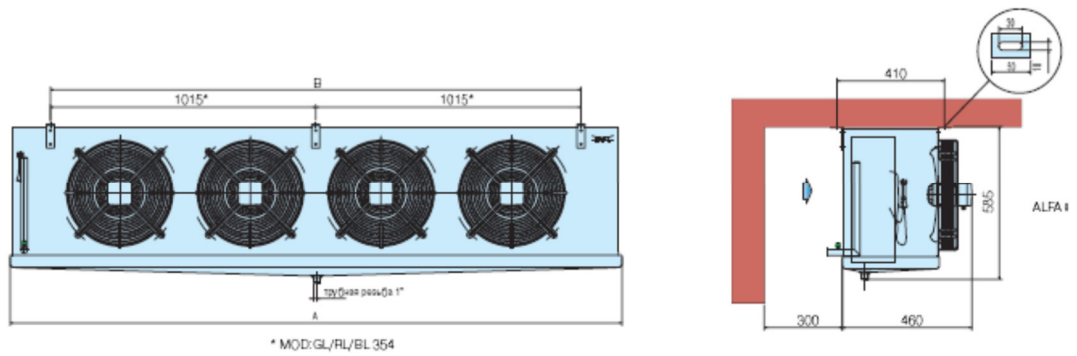
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 15.2 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$  при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{23840}{15.2 \cdot 7} = 224 м^2.$$

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic RLE253B55 загальною поверхнею охолодження  $226 м^2$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 5.5мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE253B7	4496	16	37.7	6.01	3*250	360	1840	395	460	1/2''	24	40

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{23.84}{1.3 \cdot (15 - 11)} = 4.585 \frac{м^3}{с} = 16504 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас  $26976 > 16504$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №12 (камера дефектних вантажів):**

Для камер дефектних вантажів:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 9.43$  кВт;

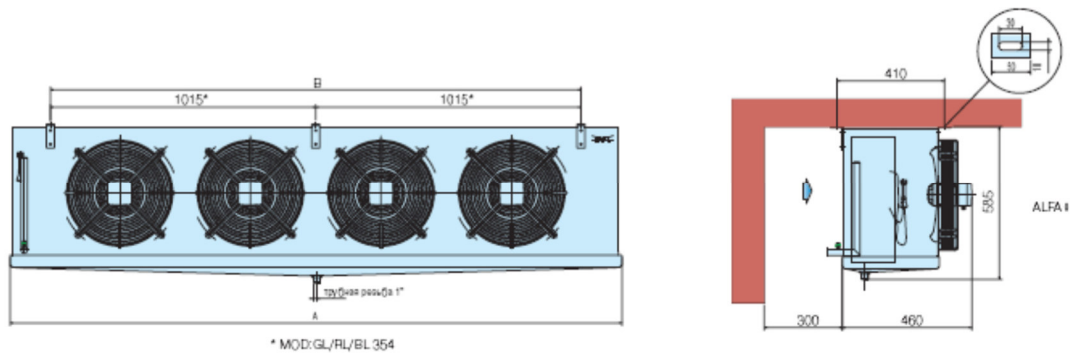
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$ , при  $t_0 = -30^\circ C$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ C$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{9430}{12.5 \cdot 7} = 107 м^2.$$

Приймаю один повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE403C7 загальною поверхнею охолодження  $106.6 м^2$ .

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм груб	Вентиляторгор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м³/год	м	м²	дм³	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE403C7	9641	20	106.6	18.9	3*400	5700	2110	685	630	22	42	118

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{9.43}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 1.708 \frac{м^3}{с} = 6150 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас 9641 > 6150. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №13 (експедиція):**

Для камери експедиції:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{об} = 20.53$  кВт;

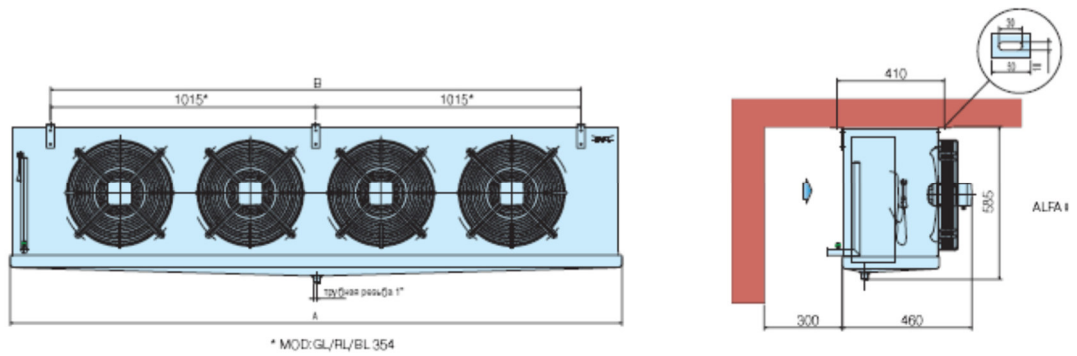
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_n = 12.5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$  при  $t_0 = -30^\circ C$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{cp} = 7^\circ C$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{20530}{12.5 \cdot 7} = 235 м^2.$$

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic **BLE402B7** загальною поверхнею охолодження 264.5 м².

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	н*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE402B7	6680	20	52.9	9.37	2*400	380	1510	685	630	5/8''	35	76

Об'єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{\rho_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{20.53}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 3.72 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 13389 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Як бачимо існує запас  $33400 > 13389$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №14 (камера дефектних вантажів):**

Для камер дефектних вантажів:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{\text{об}} = 10.61$  кВт;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_{\text{п}} = 15.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , при  $t_0 = -$

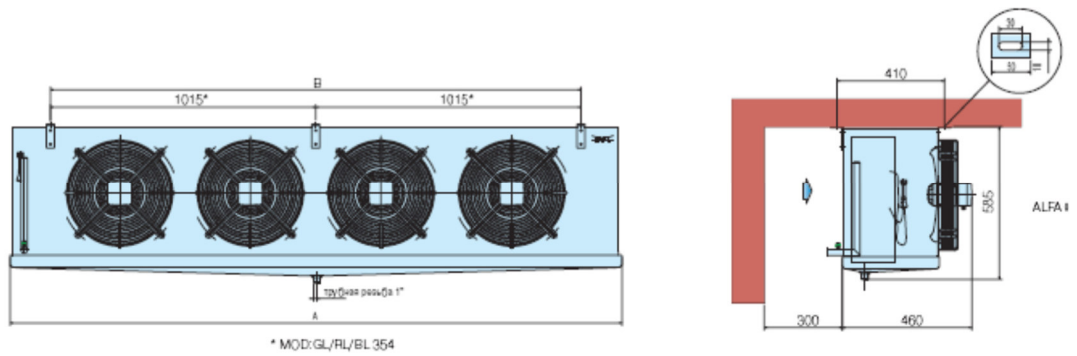
10°C;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{\text{ср}} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{\text{об}}}{k_{\text{п}} \cdot \theta_{\text{ср}}} = \frac{10610}{15.2 \cdot 7} = 100 \text{ м}^2.$$

Приймаю один повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic **RLe403B55** загальною поверхнею охолодження 100.4 м<sup>2</sup>.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Обєм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	n*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
RLE403B55	9888	21	100.4	14.17	3*400	570	2110	685	630	22	42	114

Об'єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{\rho_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{9.43}{1.3 \cdot (15 - 11)} = 2.04 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 7345 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Як бачимо існує запас 9888 > 7345. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

**Підбираю повітроохолодник для камери №15 (експедиція):**

Для камери експедиції:

сумарне теплове навантаження на обладнання  $Q_{\text{об}} = 17.70$  кВт;

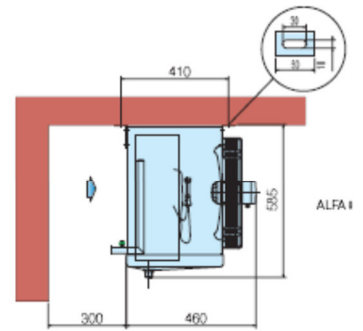
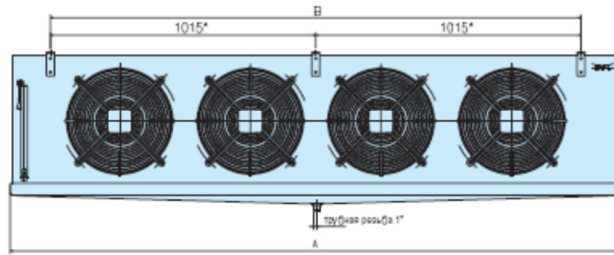
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника  $k_{\text{п}} = 15.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ ;

середня логарифмічна різниця температур  $\theta_{\text{ср}} = 7^\circ\text{C}$

$$F = \frac{Q_{\text{об}}}{k_{\text{п}} \cdot \theta_{\text{ср}}} = \frac{17700}{15.2 \cdot 7} = 166.4 \text{ м}^2.$$

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic RLE252B55 загальною поверхнею охолодження 170.4 м<sup>2</sup>.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Обєм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м <sup>3</sup> /год	м	м <sup>2</sup>	дм <sup>3</sup>	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
RLE252B55	2997	15	28.4	4	2*250	240	1340	395	460	½''	22	29

Об'єм подачі повітря:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{об}}}{\rho_{\text{пов}} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{17.70}{1.3 \cdot (15 - 11)} = 3.4 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 12253 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Як бачимо існує запас  $17982 > 12253$ . Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Арк.

## Розділ 11: Розрахунок та вибір допоміжного обладнання холодильної установки

### 11.1 Лінійний ресивер.

Ємність лінійного ресивера в насосно-циркуляційних схемах з нижньою подачею аміаку в прилади охолодження при умові заповнення її не більше ніж 80%:

$$V_{л.р.} = 0.6 \cdot V_{вп};$$

де  $V_{вп}$  - внутрішній об'єм повітроохолодників, м<sup>3</sup>;

Ємність повітроохолодників типу ВОП по аміаку:

$$V_{вп} = \sum_{i=1}^m V_{вп_i} \cdot n;$$

де  $n$  – кількість випарників в камері;  $m$  – кількість камер;  $i$  – номер камери;  $V_{вп_i}$  – внутрішній об'єм випарника, м<sup>3</sup>.

Внутрішній об'єм повітроохолодників в універсальних камер будемо приймати за  $t_b = -20^\circ\text{C}$ .

$$\begin{aligned} V_{вп} = & 18.9 \cdot 4 \cdot 10^{-3} + 12.49 \cdot 5 \cdot 10^{-3} + 12.49 \cdot 5 \cdot 10^{-3} + 12.49 \cdot 5 \\ & \cdot 10^{-3} + 9.37 \cdot 5 \cdot 10^{-3} + 12.49 \cdot 4 \cdot 10^{-3} + 9.37 \cdot 4 \cdot 10^{-3} \\ & + 6.01 \cdot 6 \cdot 10^{-3} + 6.01 \cdot 6 \cdot 10^{-3} + 6.01 \cdot 6 \cdot 10^{-3} + 9.37 \cdot 5 \\ & \cdot 10^{-3} + 18.9 \cdot 1 \cdot 10^{-3} + 9.37 \cdot 5 \cdot 10^{-3} + 14.17 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \\ & + 4 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 0.656 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Ємність лінійного ресивера:

$$V_{л.р.} = 0.6 \cdot V_{вп} = 0.6 \cdot 0.656 = 0.394 \text{ м}^3.$$

До установки приймаємо лінійний горизонтальний ресивер 0.4РД об'ємом 0.450 м<sup>3</sup>. Технічні характеристики якого наведені в таблиці 11.1.

					<b>КР 000.142.011.001.2022.ПЗ</b>			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>			Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>				<i>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</i>		

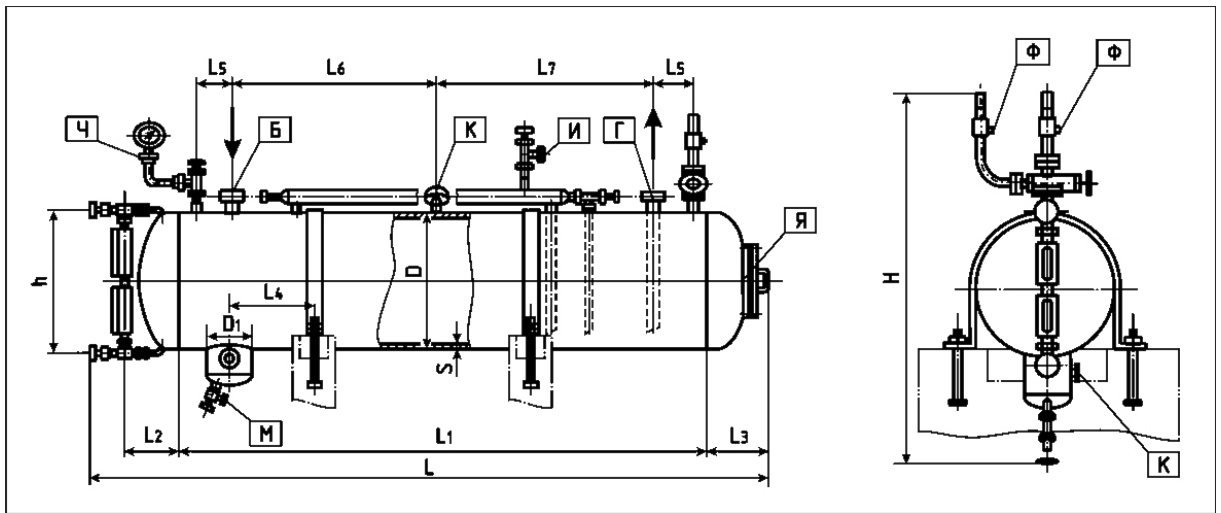


Рисунок 11.1 Габаритні розміри лінійного ресивера

Таблиця 11.1

Модель	Внутрішній об'єм	Розміри												Маса	Умовні проходи штуцерів і патрубків								
		D	S	D1	L	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	H		h	Вхід рідкого аміака	Вихід рідкого аміака	До вирівнювальної лінії	Оглядний люк	Злив мастила	До запобіжного клапана	З'єднання з атмосферою	До Манометра
		ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ		ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0.4PB	0.450	530	10	219	2520	1910	276	216	200	250	655	655	1640	488	390	20	20	25	80	10	15	10	6

## 11.2 Компаудний циркуляційний ресивер.

Циркуляційний ресивер  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ :

Ємність циркуляційного ресивера РД в системах з нижньою подачею холодительного агента в прилади охолодження:

$$V_{ц.р.} = K * [V_{н.т.} + 0.2V_{вп} + 0.3V_{в.т.}] = 1.7 * 0.2 * 0.656 = 0.223 \text{ м}^3$$

До установки приймаємо вертикальний циркуляційний ресивер РВ 270.10/16.00, об'ємом  $0.270 \text{ м}^3$ .

Циркуляційний ресивер  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ :

Ємність циркуляційного ресивера РД в системах з нижньою подачею холодительного агента в прилади охолодження:

$$V_{ц.р.} = K * [V_{н.т.} + 0.2V_{вп} + 0.3V_{в.т.}] = 1.7 * 0.2 * 0.617 = 0.209 \text{ м}^3$$

До установки приймаємо вертикальний циркуляційний ресивер РВ 270.10/16.00, об'ємом  $0.270 \text{ м}^3$ .

### 11.3 Мастиловіддільники.

Мастиловіддільники підбирають по діаметру нагнітального трубопроводу КМ та встановлюють за компресором на лінії нагнітання.

Для поршневих компресорів Bitzer 8FC-70.2Y, у яких  $d_{\text{наг}}=54$  мм, біля кожного компресора встановлюємо по одному мастиловіддільнику циклонного типу фірми HENRY характеристики якого наведені в таблиці 11.2.

Таблиця 11.2. Технічні характеристики мастиловіддільника HENRY S-1901-CE

Фірма	Марка	Розмір з'єднання	Вага (кг)	Розміри (мм)			
				ØA	B	C	D
HENRY	SH-5194-CE	2 1/8'	14,1	152	433	108	107

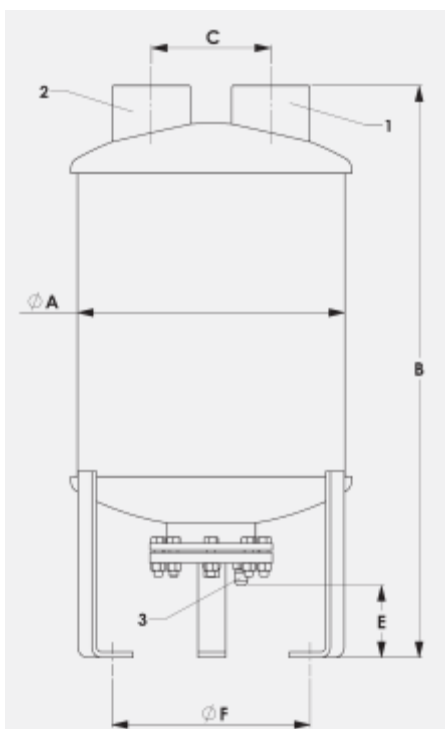


Рисунок 11.2 Габаритні розміри мастиловіддільника.

### 11.4 Мастилозбірник.

В якості мастилозбірника приймаю мастилозаправочну ємкість 10МЗС.

Технічні характеристики якої наведені в таблиці 11.3.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 11.3

мастилозаправочна ємкість	D	S	B	H	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	Місткість, л	Маса, кг
10МЗС	159	5	485	780	430	180	465	140	150	14	8	18

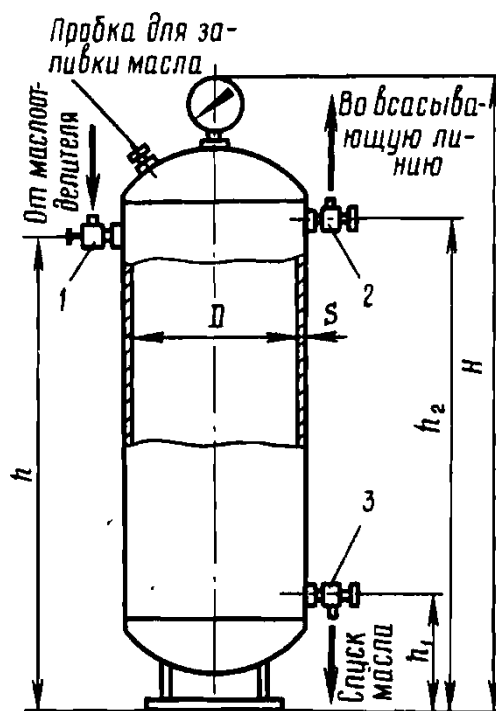


Рисунок 11.3 Габаритні розміри мастило збірника.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Арк.

## Розділ 12. Визначення діаметрів трубопроводів, гідравлічних втрат у мережах

### 12.1 Розрахунок діаметрів трубопроводів.

Внутрішній діаметр круглої труби визначаємо за формулою 16.3[1]:

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

де  $M$  – масова витрата холодоагенту кг/с;  $\rho$  – густина холодоагенту, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – середня швидкість холодоагенту в перерізі (вибирається з таблиці 16.3 [1]), м/с.

1. Визначаємо діаметр загального всмоктувального трубопроводу компресорів, що працюють при температурі кипіння  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ :

$$M = 0.262 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{12}} = \frac{1}{1.008} = 0.992 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.262}{3.14 * 0.992 * 15}} = 0.149 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 150 \text{ мм}$ .

2. Визначаємо діаметр загального нагнітального трубопроводу компресорів, що працюють при температурі кипіння  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ :

$$M = 0.262 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{13}} = \frac{1}{0.509} = 1.965 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.262}{3.14 * 1.965 * 20}} = 0.092 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 100 \text{ мм}$ .

3. Визначаємо всмоктувальний трубопровід для кожного компресора, що працює при температурі кипіння  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ :

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.		
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>					
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>					
Реценз.							
Н. контр.							
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>					
					Літ.	Арк.	Аркушів
					TEXT HНІТІ НУХТ		

$$M = \frac{0.262}{5} = 0.052 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{12}} = \frac{1}{1.008} = 0.992 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.052}{3.14 * 0.992 * 15}} = 0.066 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 69\text{мм}$ .

4. Визначаємо нагнітальний трубопровід для кожного компресора, що працює при температурі кипіння  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ :

$$M = \frac{0.262}{5} = 0.052 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{13}} = \frac{1}{0.509} = 1.965 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.052}{3.14 * 1.965 * 20}} = 0.041 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 50\text{мм}$ .

5. Визначаємо діаметр загального всмоктувального трубопроводу компресорів, що працюють при температурі кипіння  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ :

$$M = 0.616 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0.428} = 2.336 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.616}{3.14 * 2.336 * 15}} = 0.149 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 150\text{мм}$ .

6. Визначаємо діаметр загального нагнітального трубопроводу компресорів, що працюють при температурі кипіння  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ :

$$M = 0.616 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0.119} = 8.40 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.616}{3.14 * 8.40 * 20}} = 0.068 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 69\text{мм}$ .

7. Визначаємо всмоктувальний трубопровід для кожного компресора, що працює при температурі кипіння  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ :

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M = \frac{0.616}{5} = 0.123 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0.428} = 2.336 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.123}{3.14 * 2.336 * 15}} = 0.067 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 69 \text{ мм}$ .

8. Визначаємо нагнітальний трубопровід для кожного компресора, що працює при температурі кипіння  $t_0 = -10^\circ\text{C}$ :

$$M = \frac{0.616}{5} = 0.123 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0.119} = 8.40 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.123}{3.14 * 8.40 * 20}} = 0.030 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 34 \text{ мм}$ .

9. Визначаємо трубопровід рідинної лінії від конденсатора до ресивера:

$$M = 0.616 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_3} = \frac{1}{0.00176} = 568 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 0.6 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.616}{3.14 * 568 * 0.6}} = 0.047 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 50 \text{ мм}$ .

10. Визначаємо трубопровід рідинної лінії в насосно-циркуляційній лінії ЦР1:

Напірна лінія:

$$M = 0.039 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{10}} = \frac{1}{0.00164} = 610 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 0.4 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.039}{3.14 * 610 * 0.4}} = 0.014 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 14.8 \text{ мм}$ .

Зворотня лінія:

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M = 0.039 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{11}} = \frac{1}{0.192} = 5.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.039}{3.14 * 5.2 * 1}} = 0.097 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 100 \text{ мм}$ .

11. Визначаємо трубопровід рідинної лінії в насосно-циркуляційній лінії ЦР2:

Напірна лінія:

$$M = 0.036 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_6} = \frac{1}{0.0015} = 667 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 0.4 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.036}{3.14 * 667 * 0.4}} = 0.013 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 14.8 \text{ мм}$ .

Зворотня лінія:

$$M = 0.036 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_7} = \frac{1}{0.211} = 4.74 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.036}{3.14 * 4.74 * 1}} = 0.098 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 100 \text{ мм}$ .

12. Визначаємо трубопровід рідинної лінії від циркуляційного ресивера ЦР1 до циркуляційного ресивера ЦР2:

$$M = 0.262 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{5'}} = \frac{1}{0.0015} = 667 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 0.6 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.262}{3.14 * 667 * 0.6}} = 0.029 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 34 \text{ мм}$ .

Технічні характеристики сталених безшовних труби приведені в таблиці 12.1.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 12.1

Назва ділянки	Розрахунковий діаметр $d_p$ , мм	Умовний діаметр $d_u$ , мм	Зовнішній діаметр $d_{вн}$ , мм	Внутрішній діаметр $d_{вн}$ , мм	Площа поперечного перерізу $f$ , * $10^3$ , $m^2$	Маса
Загальний всмоктувальний трубопровід КМ1	149	150	159	150	17.7	17.15
Загальний нагнітальний трубопровід КМ1	92	100	108	100	7.85	10.26
Всмоктувальний трубопровід КМ1	66	70	76	69	3.74	6.26
Нагнітальний трубопровід КМ1	41	50	57	50	1.96	4.62
Загальний всмоктувальний трубопровід КМ2	149	150	159	150	17.7	17.15
Загальний нагнітальний трубопровід КМ2	68	70	76	69	3.74	6.26
Всмоктувальний трубопровід КМ2	67	70	76	69	3.74	6.26
Нагнітальний трубопровід КМ2	30	32	38	34	0.91	1.78
Рідинна лінія від конденсатора до ресивера	0.047	50	57	50	1.96	4.62
Напірна лінія ЦН1	14	16	18	14.8	0.17	0.65
Зворотня лінія ЦН1	97	100	108	100	7.85	10.26
Напірна лінія ЦН2	13	16	18	14.8	0.17	0.65
Зворотня лінія ЦН2	98	100	108	100	7.85	10.26
Рідинна лінія від ЦР1 до ЦР2	29	32	38	34	0.91	1.76

## 12.2 Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах.

Метою гідравлічного розрахунку є визначення втрат тиску  $\Delta P$ , зумовлених гідравлічними опорами, що виникають при русі робочого середовища в трубах та теплообмінних апаратах. Значення величини  $\Delta P$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідні для визначення потужності насосів, а також для вибору раціональних конструктивних характеристик апаратів та оптимізації їх режимів роботи. Надмірний гідравлічний опір призводить до зменшення тиску всмоктування і відповідно температури кипіння, що зменшує економічність роботи холодильної машини. Для насосно-циркуляційних систем охолодження розрахунок гідравлічних опорів необхідний для підбору насоса і розрахунку потужності привода.

Загальні гідравлічні опори при проходженні в трубі або апараті киплячої рідини (тобто двофазного потоку) складаються з втрат тертя ( $\Delta P_{mp}$ ), місцеві опори ( $\Delta P_M$ ), прискорення потоку ( $\Delta P_n$ ) і на зниження або підвищення тиску через вплив статичного напору стовпа рідини ( $\Delta P_{cm}$ ).

$$\Delta P = \Delta P_{mp} + \Delta P_M + \Delta P_n + \Delta P_{cm}$$

При розрахунку гідравлічних опорів необхідно враховувати режим течії рідини й пари в трубах апаратів, раціонально використовувати існуючий напір як самопливних, так і насосно-циркуляційних систем охолодження.

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

Втрати тиску на тертя:

$$\Delta P_{mp} = \frac{\lambda_{тр} \rho * \omega^2}{d_{вн} 2} l;$$

де  $\lambda_{тр}$  – коефіцієнт тертя;  $d_{вн}$  – внутрішній діаметр, м;  $\rho$  – густина аміака кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – швидкість в трубопроводі м/с;  $l$  – довжина трубопроводу.

Коефіцієнт тертя залежить від числа Рейнольдса:

якщо  $Re < 2300$  то  $\lambda_{тр}$  визначається за такою формулою:  $\lambda_{тр} = \frac{64}{Re}$ ;

якщо  $2300 < Re < 20d/k$  то  $\lambda_{тр}$  визначається за такою формулою:

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$$

якщо  $20d/k < Re$  то  $\lambda_{\text{тр}}$  визначається за такою формулою:

$$\lambda_{\text{тр}} = 0.11 * \left( \frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25}$$

де  $k$  – шерохватість труб, для нових сталевих труб  $k = 0.06$ ;  $d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр, м;  $Re$  – число Рейнольдса.

$$Re = \frac{\omega * d_{\text{вн}}}{\nu};$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість аміаку, Па\*с, приймається в залежності від густини і температури.

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$\Delta P_M = \sum \xi_M * \frac{\rho * \omega^2}{2};$$

де  $\xi_M$  – коефіцієнт місцевого опору;  $\rho$  – густина аміака кг/м<sup>3</sup>;  $\omega$  – швидкість в трубопроводі м/с.

Розраховуємо гідравлічний опір в нагнітальному трубопроводі циркуляційного ресивера РЦ1 принципова схема якого зображена на рисунку 12.1.

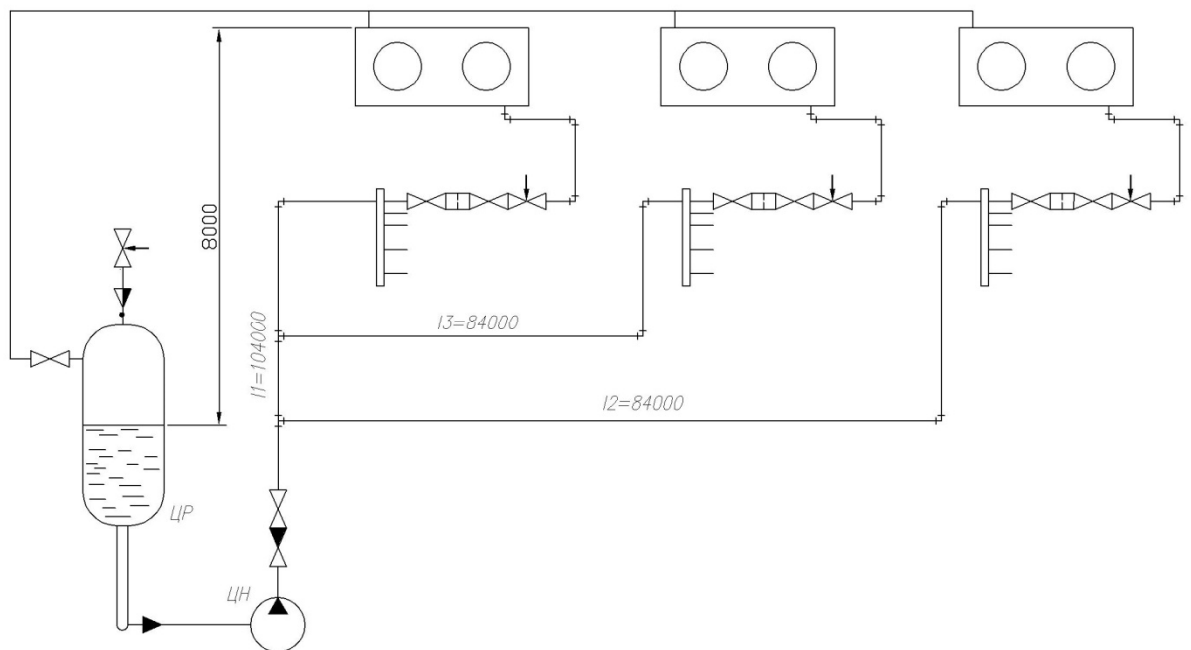


Рисунок 12.1

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ділянка №1.

Нагнітальний трубопровід має діаметр  $d_{\text{вн}} = 0.0148$  м, довжину 104 м.

Дійсна швидкість в трубопроводі:

$$\omega = \frac{M}{\rho * f_{\text{тр}}} = \frac{0.039}{677 * 0.17 * 10^{-3}} = 0.352 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Втрати тиску на тертя:

$$Re = \frac{\omega * d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0.352 * 0.0148}{0.355 * 10^{-6}} = 14733;$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0.11 * \left( \frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25} = 0.11 * \left( \frac{0.06}{0.0148} + \frac{64}{14733} \right)^{0.25} = 0.156;$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho * \omega^2}{d_{\text{вн}}} \frac{l}{2} = \frac{0.156 * 677 * 0.352^2}{0.0148} \frac{104}{2} = 43144 \text{ Па.}$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

Зворотній клапан..... $\xi=6$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Тройник 2шт.....  $\xi=1 * 2=2$

Поворот 4шт..... $\xi=1 \times 4=4$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Рідинний фільтр.....  $\xi=6$

Вентиль соленоїдний .....  $\xi=12$

Вентиль регулюючий.....  $\xi=12$

$$\Delta P_{\text{м}} = (6 + 22 + 2 + 4 + 22 + 5 + 12 + 12) * \frac{677 * 0.352^2}{2} = 3433 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір ділянка №1:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 43144 + 3433 = 46577 \text{ Па.}$$

Ділянка №2.

Нагнітальний трубопровід має діаметр  $d_{\text{вн}} = 0.0148$  м, довжину 84 м.

Дійсна швидкість в трубопроводі:

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\omega = \frac{M}{\rho * f_{тр}} = \frac{0.039}{677 * 0.17 * 10^{-3}} = 0.352 \frac{м}{с}$$

Втрати тиску на тертя:

$$Re = \frac{\omega * d_{вн}}{\nu} = \frac{0.352 * 0.0148}{0.355 * 10^{-6}} = 14733;$$

$$\lambda_{тр} = 0.11 * \left( \frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25} = 0.11 * \left( \frac{0.06}{0.0148} + \frac{64}{14733} \right)^{0.25} = 0.156;$$

$$\Delta P_{тр} = \frac{\lambda_{тр} \rho * \omega^2}{d_{вн}} l = \frac{0.156 * 677 * 0.352^2}{0.0148} \frac{84}{2} = 35763 \text{Па.}$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

Зворотній клапан..... $\xi=6$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Поворот 4шт..... $\xi=1 \times 4=4$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Рідинний фільтр.....  $\xi=6$

Вентиль соленоїдний .....  $\xi=12$

Вентиль регулюючий.....  $\xi=12$

$$\Delta P_{м} = (6 + 22 + 4 + 22 + 5 + 12 + 12) * \frac{677 * 0.352^2}{2} = 3271 \text{Па.}$$

Гідравлічний опір ділянка №2:

$$\Delta P_2 = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м} = 35763 + 3271 = 39034 \text{ Па}$$

Ділянка №3.

Нагнітальний трубопровід має діаметр  $d_{вн} = 0.0148 \text{ м}$ , довжину 84 м.

Дійсна швидкість в трубопроводі:

$$\omega = \frac{M}{\rho * f_{тр}} = \frac{0.039}{677 * 0.17 * 10^{-3}} = 0.352 \frac{м}{с}$$

Втрати тиску на тертя:

$$Re = \frac{\omega * d_{вн}}{\nu} = \frac{0.352 * 0.0148}{0.355 * 10^{-6}} = 14733;$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_{\text{тр}} = 0.11 * \left( \frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25} = 0.11 * \left( \frac{0.06}{0.0148} + \frac{64}{14733} \right)^{0.25} = 0.156;$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho * \omega^2}{d_{\text{вн}} * 2} l = \frac{0.156 * 677 * 0.352^2}{0.0148 * 2} * 84 = 35763 \text{ Па.}$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

Зворотній клапан..... $\xi=6$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Поворот 4шт..... $\xi=1 \times 4=4$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Рідинний фільтр.....  $\xi=6$

Вентиль соленоїдний .....  $\xi=12$

Вентиль регулюючий.....  $\xi=12$

$$\Delta P_{\text{м}} = (6 + 22 + 4 + 22 + 5 + 12 + 12) * \frac{677 * 0.352^2}{2} = 3271 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір ділянка №3:

$$\Delta P_3 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 35763 + 3271 = 39034 \text{ Па}$$

Загальний гідравлічний опір в нагнітальному трубопроводі циркуляційного ресивера ЦР1:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = 46577 + 39034 + 39034 = 124645 \text{ Па.}$$

Розраховуємо гідравлічний опір в нагнітальному трубопроводі циркуляційного ресивера РЦ1 принципова схема якого зображена на рисунку 12.2.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

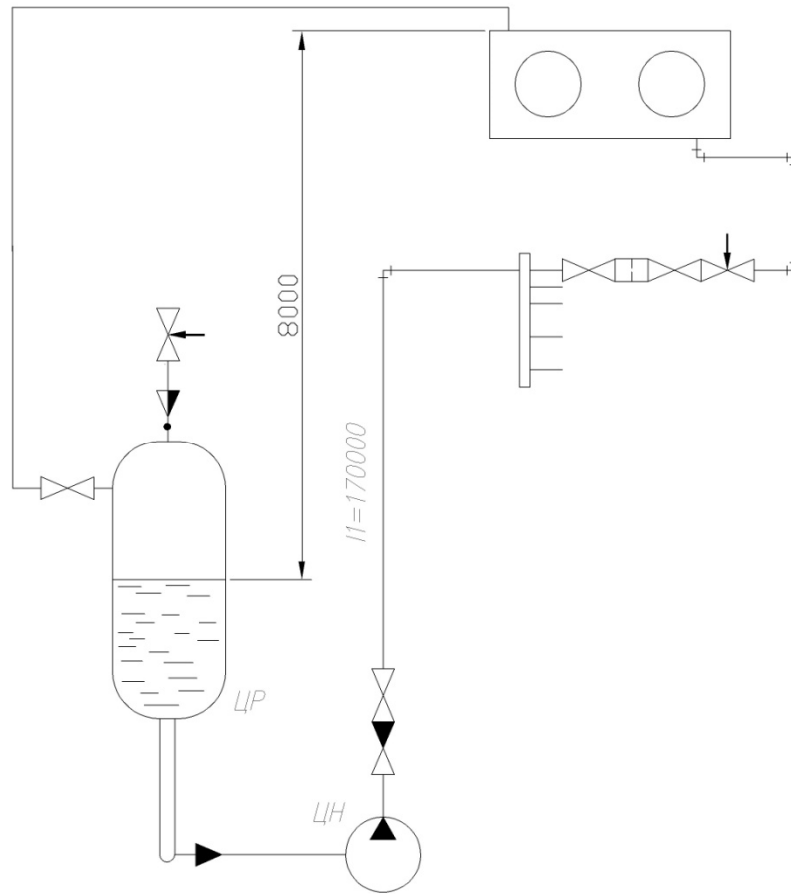


Рисунок 12.2

Нагнітальний трубопровід має діаметр  $d_{\text{ВН}} = 0.0148 \text{ м}$ , довжину 104 м.

Дійсна швидкість в трубопроводі:

$$\omega = \frac{M}{\rho * f_{\text{ТР}}} = \frac{0.036}{652 * 0.17 * 10^{-3}} = 0.332 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Втрати тиску на тертя:

$$Re = \frac{\omega * d_{\text{ВН}}}{\nu} = \frac{0.332 * 0.0148}{0.264 * 10^{-6}} = 18612;$$

$$\lambda_{\text{ТР}} = 0.11 * \left( \frac{k}{d_{\text{ВН}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25} = 0.11 * \left( \frac{0.06}{0.0148} + \frac{64}{18612} \right)^{0.25} = 0.156;$$

$$\Delta P_{\text{ТР}} = \frac{\lambda_{\text{ТР}} \rho * \omega^2}{d_{\text{ВН}} * 2} l = \frac{0.156 * 652 * 0.352^2}{0.0148 * 2} 170 = 72380 \text{ Па.}$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

Зворотній клапан  $\xi=6$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Арк.

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Поворот 4шт..... $\xi=1 \times 4=4$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Рідинний фільтр.....  $\xi=6$

Вентиль соленоїдний .....  $\xi=12$

Вентиль регулюючий.....  $\xi=12$

$$\Delta P_m = (6 + 22 + 4 + 22 + 5 + 12 + 12) * \frac{652 * 0.352^2}{2} = 3433 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір ділянка:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{тр} + \Delta P_m = 72380 + 3433 = 75813 \text{ Па.}$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розділ 13. Вибір насосів

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

Насос для перекачування рідин підбирають по двом основним параметрам: Подачі  $V$  ( $m^3/c$ ) та повному тиску  $P$  (в Па), створюючому насосу.

Підберемо насос для циркуляційного ресивера №1.

Гідравлічний опір мережі:

$$\Delta P_{\text{мер}} = \Delta P + h * \rho * g = 124645 + 8 * 677 * 9.81 = 177775 \text{ Па.}$$

Потрібний напір насоса (м):

$$H = \frac{\Delta P_{\text{мер}}}{\rho * g} = \frac{177775}{677 * 9.81} = 26 \text{ м.}$$

Потрібна подача насоса ( $m^3/\text{год}$ ):

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{0.039}{677} * 3600 = 0.3 \frac{m^3}{\text{год}}$$

Підбираємо насос фірми **WITT HRP3232** технічні характеристики якого наведені в таблиці 13.1.

Таблиця 13.1

Модель	Максимальна продуктивність ( $m^3/\text{год}$ )	максимальний напір (м)	Швидкість обертання (об/хв)	Рорміри штуцерів (мм)		Потужність двигуна (кВт)	Вага (кг) /Заправка масла (л)
				вхід	Вихід		
HRP 3232	5.5	27	2900	32	32	1	43/0.75

Підберемо насос для циркуляційного ресивера №2.

Гідравлічний опір мережі:

$$\Delta P_{\text{мер}} = \Delta P + h * \rho * g = 75813 + 8 * 652 * 9.81 = 126982 \text{ Па.}$$

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>		
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>		
Реценз.				
Н. контр.				
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>		
Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.				
			Літ.	Арк.
			Аркушів	
<i>TEXT NNITI NUXT</i>				

Потрібний напір насоса (м):

$$H = \frac{\Delta P_{\text{мер}}}{\rho * g} = \frac{126982}{652 * 9.81} = 20 \text{ м.}$$

Потрібна подача насоса (м<sup>3</sup>/год):

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{0.036}{652} * 3600 = 0.2 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Підбираємо насос фірми **WITT HRP3232** технічні характеристики якого наведені в таблиці 13.1.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

## Розділ 14: Варіативні розрахунки робочих параметрів холодильної установки

Метою варіативних розрахунків робочих параметрів холодильної установки є оцінка енергоефективності системи холодопостачання.

Залежність холодильного коефіцієнта COP від температури конденсації.

Для трьох значень температури конденсації, розраховано (табл.14.1) і побудовано залежність (рис. 14.1) холодильного коефіцієнта від температури конденсації.

Таблиця 14. 1

$t_k, ^\circ\text{C}$	30	34	38
COP	2.09	1.982	1.891

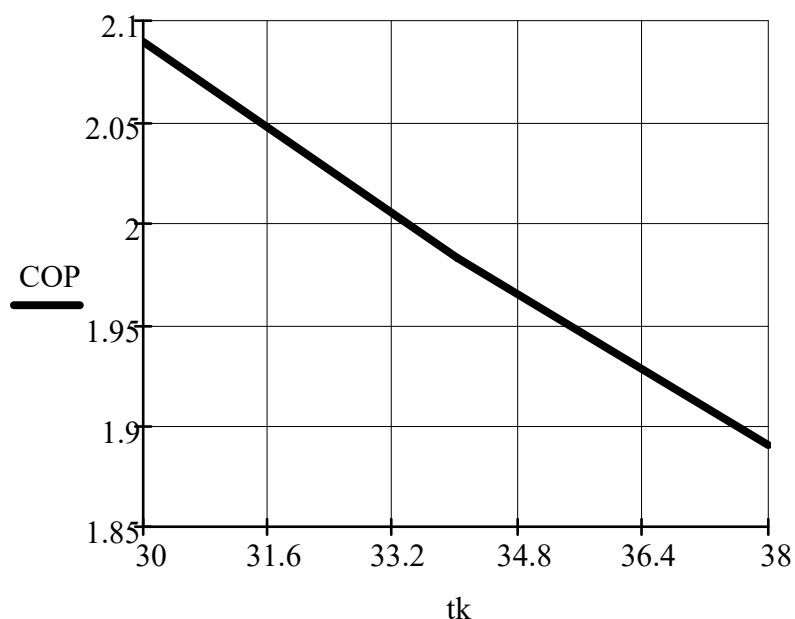


Рис.14. 1. Залежність холодильного коефіцієнта COP від температури конденсації  $t_k$

Як видно із графіка при збільшенні температури конденсації холодильний коефіцієнт COP падає, це призводить до збільшення енергоспоживання, а відповідно і до з дорожчання кВт холоду.

<b>КР 000.142.011.001.2022.ПЗ</b>				
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>		
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>		
Реценз.				
Н. контр.				
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>		
Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.				
			Літ.	Арк.
<b>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</b>				

Залежність ефективної потужності на валу компресора від температури конденсації.

Для трьох значень температури конденсації, розраховано (табл.14.2) і побудовано залежність (рис. 14.2) ефективної потужності на валу компресора від температури конденсації.

Таблиця 14. 2

$t_k, ^\circ\text{C}$	30	34	38
$N_e, \text{кВт}$	116.2	125.5	134.3

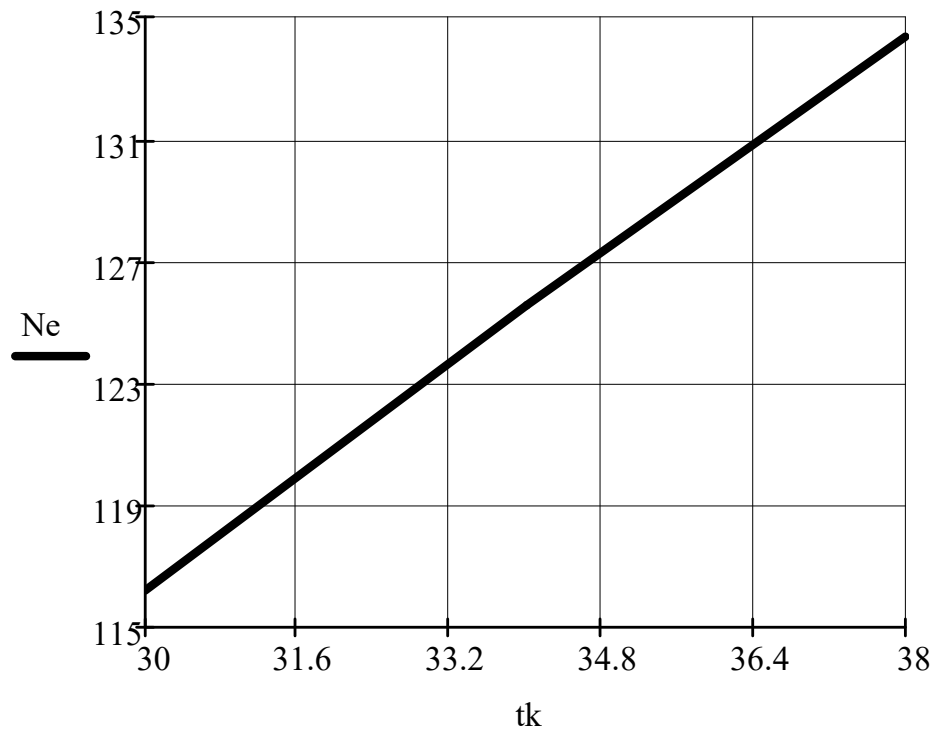


Рис.14. 2. Залежність ефективної потужності на валу компресора  $N_e$  від температури конденсації  $t_k$

Як видно із графіка при зростанні температури конденсації збільшується навантаження на компресор, а відповідно збільшується і потужність на валу компресора, що веде до збільшення енергоспоживання.

Залежність коефіцієнта теплопередачі від температури зовнішнього повітря.

Таблиця 14. 3

$t_3, ^\circ\text{C}$	17	25	29
$K, \text{Вт/м}^2\text{К}$	80	200	250

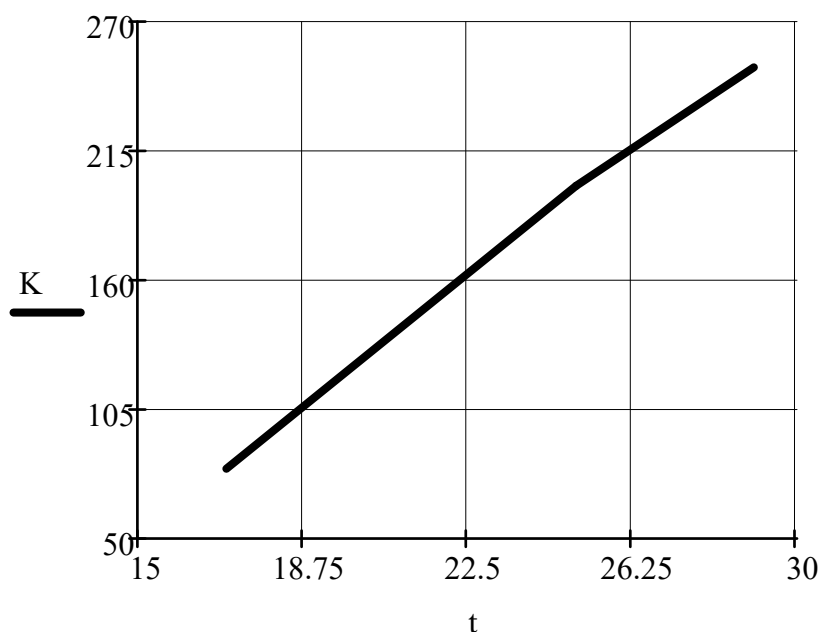


Рис.14. 3. Залежність коефіцієнта теплопередачі  $K$  від температури зовнішнього повітря  $t$

Так як випарні конденсатори дають можливість використання їх як з подачею, так і без подачі води при включених і виключених вентиляторах, що дозволяє регулювати температуру конденсації в широких межах, економити воду та електроенергію. На рис. 14.3 представлений графік зміни коефіцієнта теплопередачі від температури зовнішнього повітря, відповідно при повному та частковому зрошенні.

Залежність ефективної площі теплопередаючої поверхні від температури зовнішнього повітря.

Для трьох значень температури зовнішнього повітря, розраховано навантаження на конденсатор і знайдена площа теплопередаючої поверхні (табл. 14.4.), та побудована залежність ефективної площі теплопередаючої поверхні від температури зовнішнього повітря.

Таблиця 14. 4

$t_3, ^\circ\text{C}$	17	23	29
$F, \text{m}^2$	191	222	230

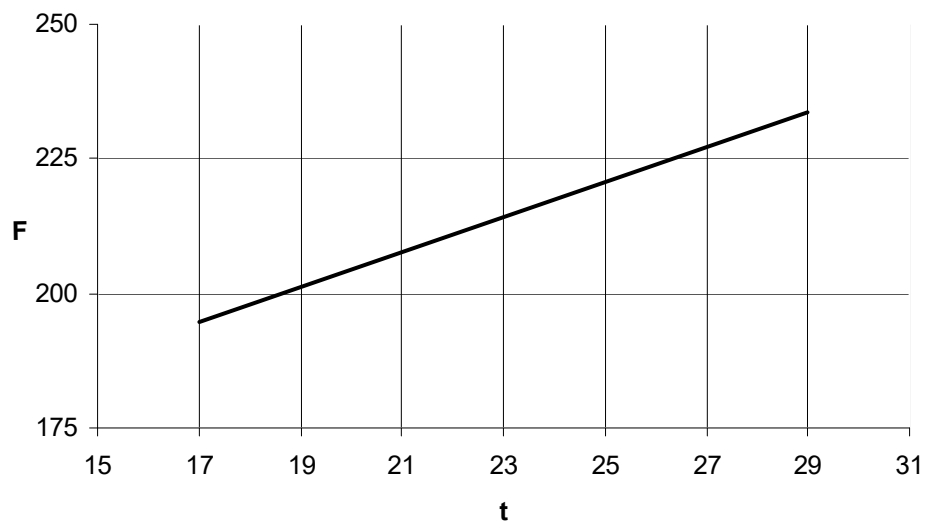


Рис.14. 4. Залежність ефективної площі теплопередаючої поверхні від температури зовнішнього повітря

Як видно з графіка зі зменшенням температури зовнішнього повітря теплопритоки в камери зберігання зменшуються, відповідно зменшується навантаження на конденсатор, це дає змогу економити на енергоресурсах, а саме зменшення подачі води на зрошення, або виключенню вентиляторів конденсатора.

## Розділ 15: Техніко-економічний розрахунок

Метою економічного розрахунку є визначення вартості витрат на використання електроенергії проекту логістичного складу у м. Львів.

Споживання електроенергії за рік розраховуємо за формулою:

$$P_{річн} = P_{ел} \times n$$

Де  $n$  – час роботи компресорів, насосів, вентиляторів в рік при відповідних робочих умовах, год, приймаємо 4500 год (час електровідтайки протягом доби приблизно  $15 \text{ хв} = 90 \text{ год/рік}$  ).

Отриманні данні заносимо до таблиці 14.1

Таблиця 14.1

№ п/п	Найменування обладнання	К-сть	Рел, кВт	Σ Рел, кВт	Ррічн, тис. кВт·год
1	Компресор GEA Grasso	4	90	360	1620
2	Насос WITT HRP3232	2	1	2	9
3	Вентилятори повітроохолодників:				
	AlfaCubic BLE403C7	12	0.57	6.84	30.74
	AlfaCubic BLE402C7	56	0.38	21.28	95.76
	AlfaCubic BLE253B7	54	0.36	19.44	87.48
	AlfaCubic BLE402B7	20	0.38	7.6	34.2
	AlfaCubic BLE403C7	3	0.57	1.71	7.6
	AlfaCubic RLe403B55	3	0.57	1.71	7.6
	AlfaCubic RLE252B55	12	0.24	2.88	12.96
4	Електровідтайка повітроохолодників				
	AlfaCubic BLE403C7	4	12.5	50	4.5
	AlfaCubic BLE402C7	28	9	252	22.68
	AlfaCubic BLE253B7	18	4.34	78	7.02
	AlfaCubic BLE402B7	10	7.2	72	6.48
	AlfaCubic BLE403C7	1	12.5	12.5	1.13
	AlfaCubic RLE403B55	1	10	10	0.9
	AlfaCubic RLE252B55	6	2.8	16.8	1.51
Річна витрата електроенергії					569.5

<p style="font-size: 1.2em; margin: 0;">КР 000.142.011.001.2022.ПЗ</p>								
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	<p>Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.</p>	Літ.	Арк.	Аркушів
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>						
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>			ТЕХТ ННІТІ НУХТ			

Річне споживання електроенергії холодильником і компресорним цехом даного холодильника становить:

$$P_{річн} = 569500 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

Ціна за 1 кВт. год електроенергії становить:  $C_{ел} = 2.98 \text{ грн.}$

Визначаємо річні витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел.р} = P_{річн} \cdot C_{ел} = 569.5 \cdot 2.98 = 1025.5 \text{ тис. грн}$$

Кількість виробленого холоду за рік:

$$22 \cdot 270 \cdot 321.79 = 2119035 \text{ кВт} = 2119.035 \text{ МВт}$$

Собівартість холоду:

$$\Delta C = \frac{1025.5 \text{ тис. грн}}{2119.035} = 0.48 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розділ 16. Охорона праці

### Вступ

В даному дипломному проекті проектується логістичний склад місткістю 6000 т. у м. Львів. Він проектується із застосуванням сучасного холодильного обладнання, що має високий рівень автоматизації. В якості будівельних конструкцій та ізоляції холодильника використані сендвіч панелі з утеплювачем пінополіуретан. Для роботи холодильника використовується аміачна установка, її робота являється джерелом ряду шкідливих і небезпечних виробничих факторів, що діють на обслуговуючий персонал.

Аміак - безкольоровий газ з задушливим різким запахом четвертого класу небезпечності (ГОСТ 12.1.005—76), суміш парів якого з повітрям при об'ємному їх вмісті від 15 до 28% (107...200 мг/м<sup>3</sup>) являється вибухонебезпечною. Найбільший тиск взриву аміачно-повітряної суміші біля 0,45 МПа (4,5 кгс/см<sup>2</sup>). При об'ємному вмісті аміаку в повітрі вище 11% (78,5 мг/м<sup>3</sup>) і наявності відкритого вогню починається його горіння.

Фізичні і фізіологічні властивості аміаку :

Хімічна формула	NH <sub>3</sub>
Молекулярна маса, г/моль	17
Критична температура, °С	132,4
Критичний тиск, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	11,52(115,2)
Температура кипіння (при 101,3 кПа), °С	-33,3
Затвердівання (при 101,3 кПа), °С	-77,9
Займання (при 101,3 кПа), °С	630

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>			Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>						
						<b>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</b>		

Об'ємний вміст аміаку в повітрі, мг/ м<sup>3</sup>:

Максимально можливе в робочій зоні	20
Небезпечне для життя	350...700
Вибуховий смертельний наслідок при впливі протягом 30...60 хв	1500...2700

Аміак навіть при незначних концентраціях має попереджувальний запах і робить дратівливі дії на очі і слизисті оболонки носоглотки. Рідкий аміак викликає опіки шкіри, велику небезпеку представляє попадання аміаку в очі.

### Виробнича санітарія

Чистота і санітарно-гігієнічні норми повітря в робочій зоні закритих виробничих приміщень регламентується ДСН 3.3.6.042-99. „Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень”. Санітарні норми мікроклімату в ПУ повинні забезпечувати оптимальні параметри для категорій робіт легка – Іб, що приведені в табл.13.1., а в машинному відділенні – допустимі параметри для категорій робіт середньої важкості – Іа - табл.13.2.

Таблиця 13.1 Оптимальні параметри для категорій робіт легка (Іб) згідно ГОСТ 12.1.005-88 „Система стандартів безпеки труда”

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний ( $t_3 < 10^\circ\text{C}$ )	22-24	40-60	$\leq 0,1$
Теплий ( $t_3 \geq 10^\circ\text{C}$ )	23-25	40-60	$\leq 0,1$

Таблиця 13.2 Допустимі параметри для категорій робіт середньої важкості (Іа) ГОСТ 12.1.005-88 „Система стандартів безпеки труда”

Період року	Оптимальна Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний ( $t_3 < 10^\circ\text{C}$ )	18-20	40-60	$\leq 0,2$
Теплий ( $t_3 \geq 10^\circ\text{C}$ )	21-23	40-60	$\leq 0,3$

Досягнення цих параметрів забезпечується загальною обмінною механічною припливно-витяжною вентиляцією в теплий період року, з підігрівом повітря в холодний період року. В машинному відділенні передбачено системи повітряного опалення, суміщенні з припливною вентиляцією, без рециркуляції повітря, кратність повітрообміну за годину: приток – 2 обсяги, витяжка – із перевищенням притоку на 1 обсяг. Повітря видаляється в атмосферу без очищення. Побутові приміщення при машинному відділенні мають окрему від машинного відділення систему вентиляції.

### Шум і вібрація

Основними джерелами шуму в холодильних установках є компресори та їх двигуни, а також рух холодильного агента по трубопроводах з великою швидкістю. Допустимий рівень шуму в машинному відділенні, що не перевищує норм, які приведені у ДСН 3.3.6.037-99 „Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку” складає 78 – 82 дБ, в ПУ - 50 – 55 дБ. Для зниження шуму в ПУ застосовують додаткову звукоізоляцію стін.

Загальна технологічна вібрація не перевищує гранично допустимого значення – 92 дБ (ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. „Вибрационная безопасность. Общие требования.” ДСН 3.3.6.039-99. „Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації”)

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Компресори встановлені на спеціальних фундаментних плитах, відокремлених від несучих конструкцій будівлі машинного відділення. Для зменшення впливу вібрації, що викликається роботою компресорів, додержуються таких умов: трубопроводи, що приєднуються до машини, не жорстко кріпляться до конструкції будинку; при необхідності застосування жорстких кріплень передбачено відповідні компенсаційні пристрої; трубопроводи, що з'єднують компресори з устаткуванням, мають достатню гнучкість, що компенсує деформації.

### Освітлення

Нормовані значення природного та штучного освітлення ДБН В.2.5-28-2006. „Природне і штучне освітлення”.

На підприємстві у компресорному цеху прийнято бічне природне двостороннє освітлення, при якому нормується мінімальне значення (КПО = 0,2%) та загальне штучне освітлення – світильники з люмінесцентними лампами напругою 220В пілозахисні. Для компресорного цеху при загальному спостереженні за ходом роботи, при постійному перебуванні людей та розряді зорової роботи VIII<sub>6</sub> освітленість становить 50 лк.

Для пульту керування прийнято загальне штучне освітлення – 100 лк. Для живлення світильників місцевого освітлення з лампами розжарювання застосовується напруга 12В. Аварійне і ремонтне освітлення машинного відділення мають освітлення від незалежного джерела (акумуляторної батареї). Воно автоматично включається при відключенні робочого освітлення.

Для освітлення встановлено світильники типу ЛПО01 (з двома лампами), які підвішуються до стелі. В кількості 12 світильників, які розташовуємо в 2 ряди по 6 штук у кожному для забезпечення рівномірності освітлення.

### Техніка безпеки

Вимоги техніки безпеки регламентує нормативний документ галузі, та

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ГОСТ 12.2.003-91. ССБТ. „Оборудование производственное. Общие требования безопасности.”.

На підприємстві наказом керівника призначаються відповідальні особи із числа інженерно-технічних робітників, які пройшли в установленому порядку перевірку знань правил з ОП, в тому числі, по нагляду за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки і дотримання вимог встановлених правил.

До обслуговування холодильних установок допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- по експлуатації холодильних установок – для машиністів;
- по автоматизації холодильних установок – для слюсарів по КВП і автоматизації.

До самостійного обслуговування холодильних установок машиністи допускаються тільки після проходження стажування строком не менше 1 місяця, в результаті якого вони освоюють обслуговування конкретної установки і підтримання нормальних режимів її роботи, і відповідної перевірки знань. Стажування проводять досвідчені наставники. Допуск до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству. Холодильна установка обслуговується одним машиністом в зміну. Інструктаж по ОП обов'язковий для всіх, хто поступив на роботу і працюючих, не залежно від їх стажу і кваліфікації. Періодичну перевірку знань персоналом інструкцій обслуговування холодильної установки, техніці безпеки, експлуатації обладнання і практичним діям надання до лікарської допомоги проводять не рідше одного разу в 12 місяців комісією, яка складається із спеціалістів по холодильній техніці, електротехніці, приладах автоматики і техніці безпеки.

Перевірку знань з техніки безпеки у керуючих і інженерно-технічних робітників здійснюють у відповідності з „Положенням про порядок перевірки

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

знань, правил і норм по охороні праці керуючих, інженерно-технічних робітників і спеціалістів.”.

Інструкції доведені до персоналу, що обслуговує холодильну установку (під розписку), і вивішені на видному місці:

- експлуатації холодильної системи (охолодного обладнання);
- обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і автоматики;
- пожежної безпеки;
- охороні праці (надання до лікарської допомоги при виникненні аварійної ситуації і т.д.);
- річні і місячні графіки проведення планово-попереджувальних ремонтів;
- схеми хладонових, рідинних, масляних і водяних трубопроводів із пронумерованою (у них і відповідно в натурі) запірною арматурою і приладами автоматики (затверджені головним інженером);
- показчики перебування засобів індивідуального захисту;
- номери телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі, штабу цивільної оборони, міліції, найближчої військової частини, начальника компресорного цеху (домашній телефон);
- номери телефонів і адреса організацій, що обслуговують автоматизовану холодильну установку.

Для надання до лікарської допомоги в машинному відділенні є в наявності аптечка, в якій міститься: 1% р-н новокаїну, кодеїн, марлеві салфетки, етиловий спирт, бинти, вата, мазь Вишневського, йод.

### **Електробезпека**

Електрообладнання компресорного цеху відповідають вимогам ПУЕ „Правила улаштування електроустановок”, ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ „Електробезопасность. Защитное заземление, зануление”, ДНАОП 1.1.10-1.01-97 „Правила безпечної експлуатації електроустановок”, а також діючих стандартів безпеки праці та інших нормативних документів.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Встановлені пускові прилади розраховані на максимальну силу струму електродвигуна. Рубильники, призначені для вмикання-вимикання струму навантаження, захищені кожухами, які не горять, без отворів та шпарин і мають дистанційне керування. Напруга в колах керування устаткуванням, що встановлено у приміщеннях особливо небезпечних і з підвищеною небезпекою, а також зовні приміщення, не перевищує 220В

Заходи і засоби забезпечення електробезпеки на підприємстві:

1. Недоступність струмопровідних частин від випадкового дотикання, блокування (захисні огороження, безпечне розміщення струмопровідних частин, наявність знаків безпеки);
2. Надійна ізоляція (опір ізоляції у силових і освітлювальних електричних установках становить 1,2 МОм);
3. Заземлення електричного обладнання;
4. Організаційні методи (регулярний медичний огляд, інструктаж, перевірка інструментів, контроль при виконанні робіт, наряд допуск перед роботами);
5. Застосування низьких напруг (згідно ПУЕ передбачене використання напруги 12В);
6. Застосування захисних засобів, запобіжних пристроїв та приладів;
7. Планово-попереджувальні роботи.

Для захисту струмопровідних частин від прямих ударів блискавки використовується стрижневі блискавковідводи, які встановлено на даху машинного відділення, згідно РД 34.21.122.-87 „Инструкция по защите от молнии зданий и сооружений”.

### **Пожежо- і вибухобезпека**

Відповідно до ОНТП24-86 (НАПБ Б 07-005-86) приміщення за вибухо- і пожежобезпекою поділяють на п'ять категорій (А, Б, В, Г, Д). Приміщення відноситься до А категорії. Якісним критерієм небезпеки приміщень (будівель) є наявність в них речовин з певними показниками вибухо-пожежної

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

небезпеки. Кількісним критерієм визначання категорії є надмірний тиск (P), який може розвинутися при вибуховому загорянні максимально можливого скупчення (навантаження) вибухонебезпечних речовин у приміщенні. Аміак відноситься до категорії А (вибухонебезпечної). Пожежо- та вибухобезпека на підприємстві забезпечується відповідно до вимог ГОСТ 12.1.004-91. ССБТ. „Пожарная безопасность. Общитребования.”, ДНАОП 0.01-1.01-95 „Правила пожежної безпеки в Україні.”.

Система пожежного захисту включає:

- двері повинні відчинятися у бік виходу;
- застосування в машинному відділенні будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнетривкості (СНиП 2.11.02-87, СНиП 2.01.02-85. „Противопожарные нормы”);
- наявність системи оповіщення про пожежу;
- наявність аварійного відключення обладнання;
- забезпечення первинними засобами пожежегасіння: двома лопатами, сокирами, металевим багром, пожежним щитом з азбестовим полотном, ящиком з піском, повітряно-пінні вогнегасники ВПП-5 – 1 шт, порошкові вогнегасники ВП-10 – 1 шт.;
- наявність плану евакуації.

При роботі з горючими газами та легкозаймистими речовинами потрібно здійснювати контроль проби повітря в зоні дихання людини з урахуванням місць утворення шкідливих речовин і шляхів, якими вони потрапляють в робочу зону. Кількість проб та метод контролю визначається санітарними нормами та органами санітарного нагляду. У приміщеннях, де присутні речовини 1-го класу небезпеки та де може бути аварійний викид, повинен запроваджуватись безперервний контроль. Для інших випадків - періодичний.

На підприємстві що розглядається використовують безперервно-автоматичний метод контролю вмісту хімічних речовин в повітрі. Це означає – автоматичний контроль і сигналізацію про наявність в повітрі відповідних концентрацій шкідливої речовини. Для цього призначені газоаналізатори і

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

газосигналізатори. Вони працюють на принципі зміни електричних властивостей речовини (електричного опору, електропровідності, електричної ємності) при хімічній реакції або при розчиненні в ній шкідливої речовини, яка контролюється. За зміною електричних властивостей встановлюються значення концентрації шкідливої речовини. До цієї групи належать прилади: ФЛ-5501 (універсальний газоаналізатор).

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 17. Цивільний захист

### Розробка інструкції чергового диспетчера хімічно – небезпечного об'єкту на випадок аварії з викидом сильнодіючої отруйної речовини аміак

#### Вступ

В даному дипломному проєкті проєктується аміачна парокомпресійна холодильна установка. Аміачна холодильна установка є хімічно небезпечним об'єктом, оскільки аміак - сильнодіюча отруйна речовина, що володіє задушливою і нейротропною дією. Використання аміаку, як потенційно небезпечного газу, досить строго регламентується правилами безпеки аміачних холодильних установок (ПБ 09-595-03). Оповіщення на ХНО організовується відповідно до Постанови КМУ від 15 лютого 1999 № 192 «Про затвердження Положення про організацію оповіщення і зв'язку у надзвичайних ситуаціях».

#### 17.1. Дії чергової зміни (диспетчера) щодо оповіщення

1. Розроблена інструкція визначає порядок дій чергового диспетчера (особи, яка виконує його обов'язки по виявленню хімічного зараження на випадок аварії на хімічно небезпечному об'єкті з викидом (виливом) СДОР та оповіщення про це персоналу об'єкту, а також керівників підприємств, установ, організацій та людей, що знаходяться у санітарно-захисній зоні цього об'єкту.

2. Рішення на оповіщення приймається черговим диспетчером самостійно!

3. Для прогнозування масштабів зараження СДОР та оповіщення про нього, черговий диспетчер повинен мати:

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		<i>В.І. Коберник</i>			Оптимізація схеми холодопостачання логістичного складу, що працює на аміаку.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		<i>О.М. Рябчук</i>						
Реценз.								
Н. контр.								
Затверд.		<i>В.П. Петренко</i>						
						<b>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</b>		

- інструкцію по діям чергового диспетчера хімічно-небезпечного об'єкту на випадок аварії з викидом СДОР;
- план (схему) об'єкту та території, що до нього прилягає;
- таблиці з орієнтованим часом підходу зараженого повітря до різних рубежів об'єкту;
- таблиці розрахунку глибини зони можливого хімічного зараження СДОР;
- довідкові дані про загальну кількість СДОР на об'єкті;
- характеристику СДОР, що використовується на об'єкті;
- заходи першої медичної допомоги;
- схему оповіщення персоналу об'єкту та населення при аварії з викидом (виливом) СДОР;
- журнал метеоданих;
- журнал обліку приймання сигналів і розпоряджень від Управління з питань НС та ЦЗН міста;
- книгу для робочих записів.

4. Робоче місце чергового диспетчера оснащується приладами для контролю за метеообстановкою, прямим телефонним зв'язком з оперативним черговим ПУ ЦЗ міста, локальною системою оповіщення персоналу об'єкту, підібраними за розміром комплектом засобів індивідуального захисту на кожного чергового диспетчера.

## 17.2. Дії чергового диспетчера по прогнозуванню хімічного зараження об'єкту

1. Черговий диспетчер, після прийняття чергування, **зобов'язаний:**

- уточнити метеоумови (температуру повітря, швидкість і напрямок вітру, ступінь вертикальної стійкості повітря);
- записати метеодані в журнал;

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- щодобово, о 7<sup>00</sup> та 19<sup>00</sup> доповідати оперативному черговому ПУ ЦЗ міста інформацію про стан довкілля та обстановку на об'єкті та прилеглий території.

2. Одержавши інформацію про аварію з викидом (випливом) СДОР черговий диспетчер **зобов'язаний:**

- уточнити кількість СДОР (аміаку) що вилився;
- визначити глибину зони зараження згідно з “Методикою прогнозування масштабів зараження сильнодіючими отруйними речовинами при аваріях на хімічно – небезпечних підприємствах і транспорті”, якщо кількість викинутого аміаку невідома тоді за величину викиду СДОР приймають кількість аміаку в найбільшій одиничній ємкості;
- терміново провести прогнозування масштабів зараження СДОР, для чого нанести глибину зони зараження на план об'єкту;
- визначити сектор напрямку руху хмари СДОР, установити виробництва, цехи, установи, підприємства, організації, що попадають до зони зараження;
- здійснити оповіщення за встановленою схемою.

3. Результати оцінки хімічної обстановки черговий диспетчер доповідає керівному складу ЦЗ об'єкта, оперативному черговому ПУ ЦЗ міста термін 30 хвилин.

4. Результати прогнозу хімічного зараження уточнюються особовим складом ланки по боротьбі із СДОР та поста радіаційного та хімічного спостереження.

**17.3. Дії чергового диспетчера по оповіщенню персоналу об'єкту, керівників підприємств, установ, організацій, що попадають до зони хімічного зараження**

В залежності від масштабу аварії на об'єкті та даних прогнозу глибини зони зараження СДОР оповіщення здійснюється по двом варіантам:

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

***При аварії масштаби якої не виходять за межі об'єкту.***

**Черговий диспетчер зобов'язаний:**

- оповістити керівний склад та штаб ЦЗ об'єкту, членів комісії з НС по телефонному зв'язку;
- увімкнути пульт ЛСО (локальної системи оповіщення) подати сигнал “Увага всім” і зачитати “Текст звернення чергового диспетчера” по оповіщенню персоналу виробництв та цехів;
- по прямому телефонному зв'язку оповістити оперативного чергового ПУ ЦЗ міста;
- оповістити керівників підприємств, установ, організацій що попадають до зони хімічного зараження.

***При аварії масштаби якої виходять за межі об'єкту.***

**Черговий диспетчер зобов'язаний:**

- увімкнути пульт ЛСО (локальної системи оповіщення), подати сигнал “Увага всім” і тричі зачитати “Текст звернення чергового диспетчера” по оповіщенню персоналу підприємств, установ, організацій, населення, що підпадають до відповідного сектору хімічного зараження;
- оповістити керівний склад та штаб ЦЗ, членів комісії з НС по телефонному зв'язку;
- по прямому телефонному зв'язку оповістити оперативного чергового ПУ ЦЗ міста;
- оповістити керівників підприємств, установ, організацій що попадають до зони хімічного зараження;
- оповістити чергових відділу внутрішніх справ (тел. 02), державну пожежну охорону (тел 01), швидку медичну допомогу (тел.03).

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

**ОРИЄНТОВНИЙ ЧАС**  
**підходу зараженого повітря до різних рубежів (об'єктів)**  
**(ступінь вертикальної стійкості повітря-інверсія)**

Відстань від джерела зараження, км	Час підходу зараженого повітря при швидкості вітру, м/с
1	6 хв.
2	48 хв.
3	1 год.
4	1 год. 24 хв.
5	1 год. 48 хв.
6	2 год.

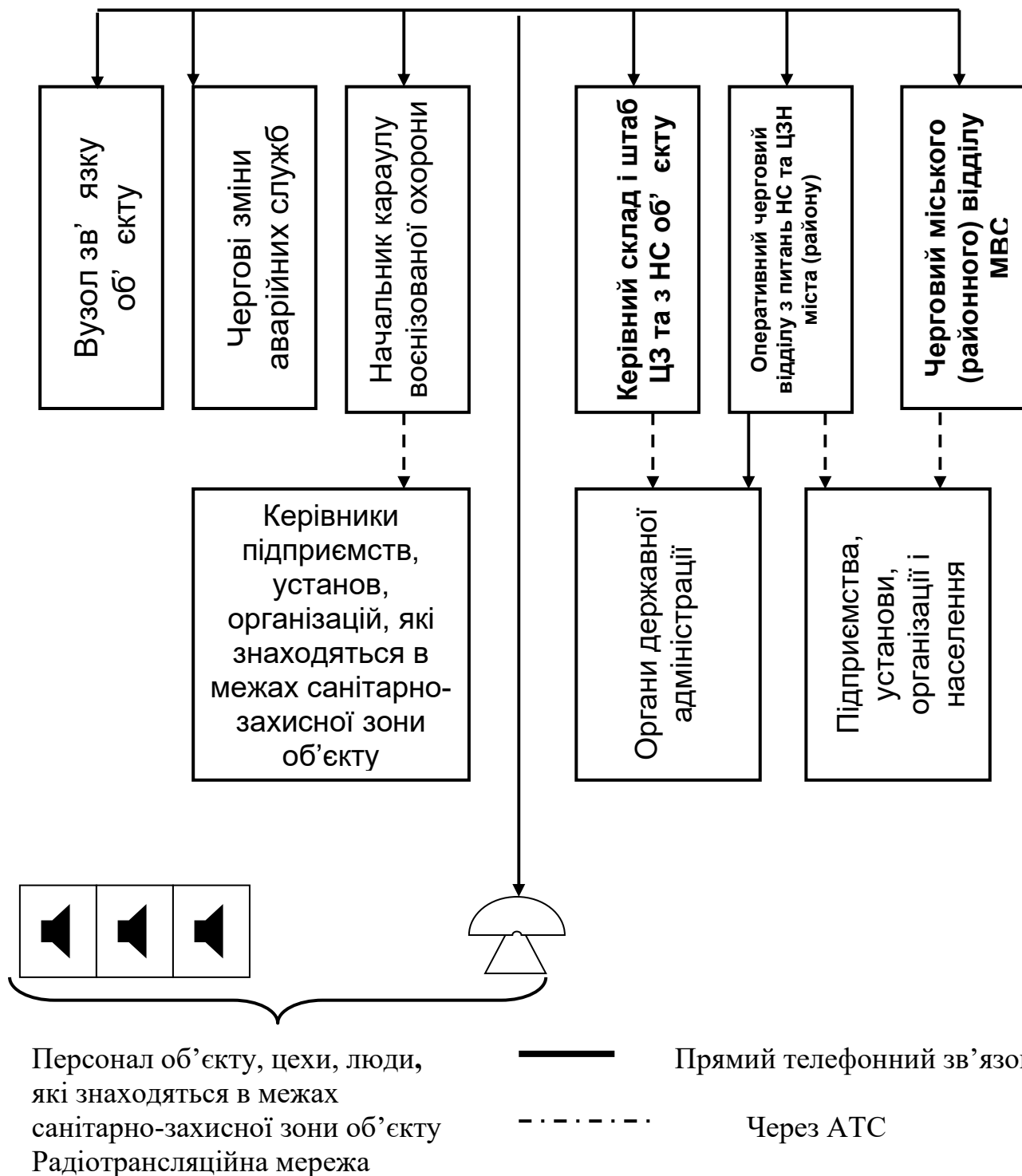
**ГЛИБИНА ЗОНИ МОЖЛИВОГО ЗАРАЖЕННЯ**  
**на випадок аварії з викидом (виливом) СДОР, км**  
**(ємкості необваловані, швидкість вітру 1 м/с, інверсія)**

Кількість СДОР, тон	Температура повітря, °С	Сильнодіюча отруйна речовина, км
		Аміак
5, 0	-20	1,50
	0	1,60
	+20	1,65

## СХЕМА

оповіщення персоналу об'єкту, керівників підприємств, установ, організацій і населення, які попадають в зону хімічного зараження

### ЧЕРГОВИЙ ДИСПЕТЧЕР ХІМІЧНО НЕБЕЗПЕЧНОГО ОБ'ЄКТУ



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Арк.

**ТЕКСТ**  
**звернення чергового диспетчера до робітників, службовців та населенню при аварії з викидом (виливом) СДОР**

**Увага всім! Увага всім!**

Говорить диспетчер логістичного складу.

На логістичному складі сталася аварія з викидом аміаку.

Хмара зараженого повітря поширюється у напрямку галицького району

\_\_\_\_\_ (назва району, вулиці)

В зону зараження попадають \_\_\_\_\_

(цехи, об'єкти, установи, житлові райони, вулиці)

Робітникам і службовцям логістичного складу негайно надіти противогази, і покинути територію об'єкта економіки в напрямі \_\_\_\_\_ (рухатися перпендикулярно напрямку поширення хмари парів СДОР).

Населенню, яке проживає на вулицях \_\_\_\_\_

негайно покинути житлові будинки і вийти в район \_\_\_\_\_

Про отриманої інформації повідомте сусідам.

Якщо Ви не маєте противогаза і не встигли до підходу хмари, зараженого повітря, покинути цех, будівлю, житловий будинок, то сховайтеся в ньому. Щільно закрийте і загерметизуйте вікна, кватирки і двері, запобіжіть доступ повітря в приміщення. Терміново виготовте найпростіші засоби захисту органів дихання (шматок щільної марлі, носовичок, рушник, шматок тканини і т.д.) змочіть водою і дихайте через неї.

Надалі дійте відповідно до вказівок спеціалістів Головного управління МНС України по Львівській області.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Висновок

Впровадження даної інструкції дозволяє вчасно сповістити населення у випадку аварії. Тоді у випадку техногенної аварії можна буде зменшити небезпеку виробничого персоналу і для населення, а також зменшити ступінь забруднення навколишнього середовища, та прийняти заходи щодо ліквідації наслідків небезпеки. У роботі пивоварного заводу використовується СДОР, а саме аміак, тому існує ймовірність хімічного зараження місцевості і ураження людей внаслідок аварії.

Підготовку підприємства до захисту від хімічного зараження внаслідок аварії здійснюють на основі спеціально розробленої інструкції, з метою недопущення людських жертв і зменшення матеріальних витрат.

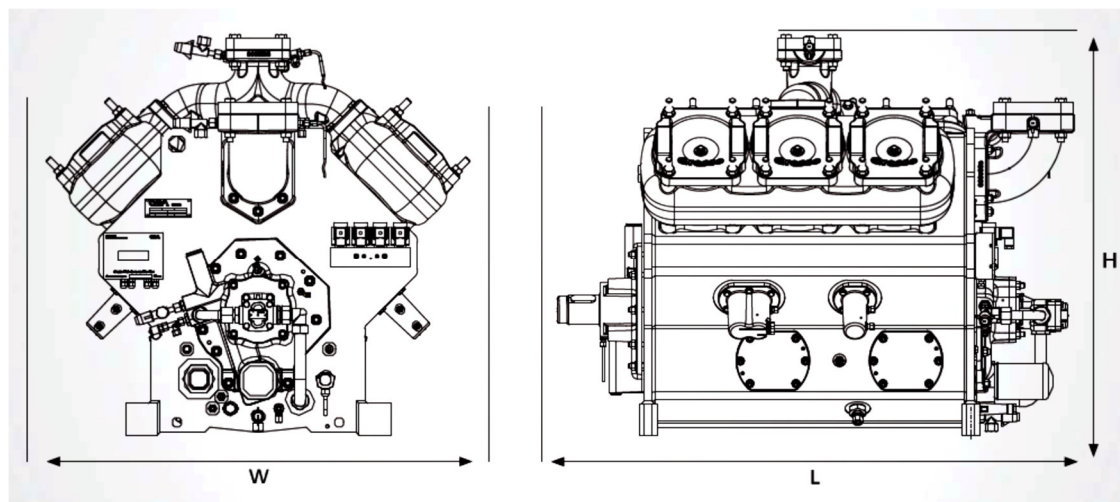
					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Список використаної літератури

- 1) Данилова Г.Н., Богданов С.Н. и др.; под общей ред. Д-ра техн. Наук Г.Н. Даниловой «Теплообменные аппараты холодильных установок – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1986 – 303 с.
- 2) Резенфельд Л.М. и Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. М., Госториздат, 1960.
- 3) Тимофеевский Л.С. Холодильные машины – СПб.: Политехника, 1997 – 992с.
- 4) Явнель Б.К. “Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха”. М.: «Агропромиздат», 1989-223с.
- 5) Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / под ред. Н.Н. Кошкина Л.: Машиностроение, 1976 – 464 с.
- 6) Сакурн И.А. «Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин» - Л.: Машиностроение, 1987 – 423с.
- 7) Холодильные компрессоры: Справочник / под ред. Быкрва. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982 – 224с.
- 8) Константинов М.И. Проектирование холодильных машин и установок
- 9) Вейнберг Б.С. Поршневые компрессоры холодильных машин. М.: Машиностроение, 1965 – 355с.

					КР 000.142.011.001.2022.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Компресор



Модель	Робочий об'єм, м <sup>3</sup> /год	Кількість циліндрів	Швидкість обертання, хв <sup>-1</sup>	Габаритні розміри, мм			Вага, кг
				L	W	H	
GEAGrasso V 450	435	6	1500	1076	933	922	751
GEAGrasso V 600	580	8	1500	1363	933	922	1042

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 000.142.011.001.2022.ПЗ

Арк.