

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)

« ____ » _____ 2021 р.

«До захисту допущено»

В.о.завідувача кафедри

_____ Петренко В.П.
(підпис) (прізвище та ініціали)

« ____ » _____ 2021 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми _____

Холодильна техніка та технології

на тему: Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ХМ-2-9М

_____ Мартинюк Сергій Юрійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник _____ Іващенко Наталія Вікторівна _____
(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)

Засвідчую, що в цій кваліфікаційній
роботі немає запозичень із праць
інших авторів без відповідних
посилань.

Здобувач _____
(підпис)

Київ – 2021 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь _____

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильна техніка та технології

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач

кафедри ТЕХТ

“ 10 ” листопада 2020 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Мартинюка Сергія Юрійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки

керівник роботи доц. Іващенко Н.В.

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 05 ” 11 2020 року №925-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 01.02.2021р.

3. Вихідні дані до роботи _____

Схема ХУ з двома цирк. Ресиверами та одним цирк. ресивером

Тип продукту рибні консерви, напівфабрикати

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

1). Технолог. схема оброблення продукції.

2). Розрахунок холодильної частини проекту

3). Техніко економічні показники

4). Охорона праці

5. Перелік графічного матеріалу _____

1. План та розріз будівлі холодильника

2. Схема холодильної установки, два варіанти

3. Оптимізаційні графіки

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____ 10 листопада 2020р. _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Отримання завдання на дипломний проект	09.11-13.11	виконано
2	Виконання холодильної частини ДП	14.11-28.12	виконано
3	Вибір обладнання холодильної(их) установок	05.01-10.01	виконано
4	Вибір та розрахунок оптимальної схеми ХУ	11.01-15.01	виконано
5	Оформлення креслень та ПЗ	16.01-31.01	виконано
6	Здача готової роботи	01.02.2021р.	виконано

Здобувач

_____ (підпис)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Мартинюк С.Ю.

_____ (прізвище та ініціали)

Іващенко Н.В.

_____ (прізвище та ініціали)

Анотація

В дипломному проекті розраховано та спроектовано логістичний склад місткістю 6500 т у місті Івано-Франківськ.

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», «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 2020 acad».

Ключові слова: логістичний склад, СОР, двухступенева холодильна машина, аміак, R717.

					00.MP.142.003.001.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Мартинюк С.Ю.				Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Лит.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Іващенко Н.В.							
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.	Петренко В.П.							
						НУХТ гр. ХМ-2-9М		

Інформаційний блок

Актуальність дослідження.

Робота спрямована на зниження та оптимізацію енергоспоживання системи холодопостачання логістичних складів, що дозволить суттєво знизити витрати на оплату спожитої електричної енергії. В роботі проведені варіативні розрахунки випарного конденсатора при різних режимах роботи, які визначаються температурою навколишнього середовища, як режим роботи конденсатора з повним зрошенням, так і лише за рахунок повітряного охолодження.

Мета дослідження.

Варіативні розрахунки технологічних схем багатоступневих аміачних машин, а також варіативні розрахунки випарного конденсатора для зниження енерговитрат холодильної установки.

Завдання дослідження.

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.

					00.МР.142.003.001.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мартинюк С.Ю.			Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Лит.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
						НУХТ гр. ХМ-2-9М		

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.

Табл. 1.1. Розміри та місткість закупорених банок

Діаметер, мм		Висота зовнішня максимальна Н, мм	Місткість, см ³	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 ³	Гранична маса вантажу в ящику, кг	Марка гофрованого картону по ГОСТ 7376
Довжина	Ширина	Висота			
412/418	310/316	165/171	21.1	20	Т23

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

					<i>00.MP.142.003.001.P3</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мартинюк С.Ю.			Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.				НУХТ гр. ХМ-2-9М		

До холодильника консерви транспортуються автомобільним транспортом. 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 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).

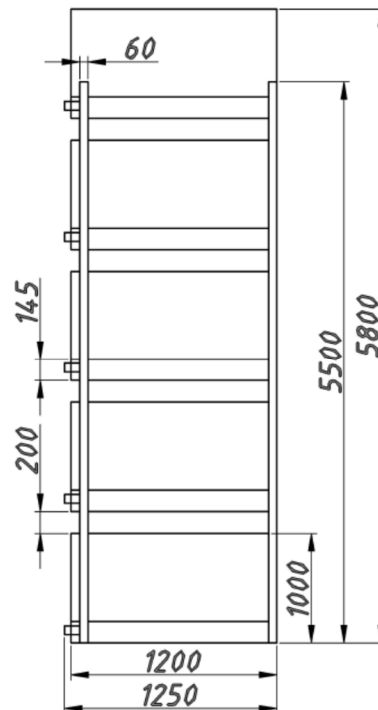


Рис. 1.1. Розміщення піддонів на стелажах

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:

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

Охолоджені курячі тушки. Охолоджене м'ясо птиці зберігають при температурі $0\text{...}2^{\circ}\text{C}$ і відносній вологості повітря $80\text{...}85\%$ не більше 5 діб від дня виготовлення [11].

До холодильника курячі тушки транспортуються автомобільним транспортом – авторефрижераторами. Продукція спочатку надходить до

											Арк.
											10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.MP.8.05060403.010.002.ПЗ						

експедиції та вагової. Параметри повітря в експедиції: $t=0^{\circ}\text{C}$, $\phi=85\dots90\%$, 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. 1.2. Пластиковий ящик для курятини

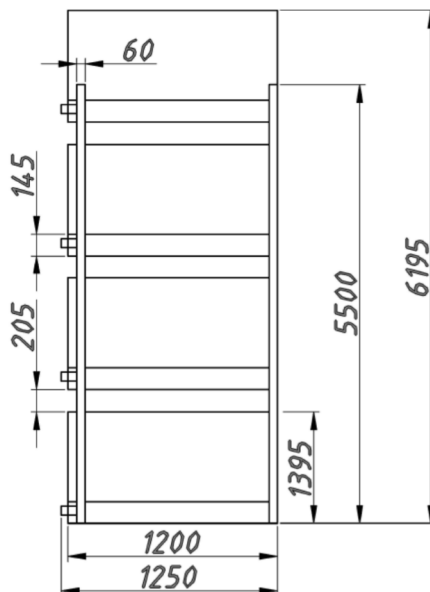


Рис. 1.3. Розміщення піддонів на стелажах

Висота піддона з продукцією – $h_n = 145 + 5 * 250 = 1395$ мм.

Вантажна висота камер зберігання – $h_v = (1395 + 205) * 4 + 1395 = 6195$ мм.

Висота камери зберігання $h = 7200$ мм.

										00.MP.8.05060403.010.002.ПЗ	Арк. 11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

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: $t=-20^{\circ}\text{C}$, $\varphi=85\ldots 90\%$, 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^3	Гранична маса вантажу в ящику, кг	Маса вантажу в ящику, кг	Марка гофрованого картону по ГОСТ 7376
Довжина	Ширина	Висота				
570	380	190	41.	25	20	T22
/576	/386	/196	2			

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).

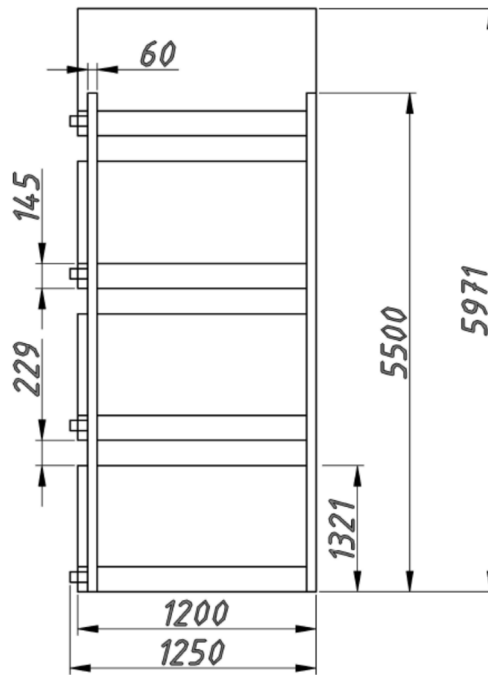


Рис. 1.4. Розміщення піддонів на стелажах

Висота піддона з продукцією – $h_n = 145 + 6 * 196 = 1321$ мм.

Вантажна висота камер зберігання – $h_v = (1321 + 229) * 4 + 1321 = 5971$ мм.

Висота камери зберігання $h = 7200$ мм.

Вся продукція розвантажується і завантажується електрокарами.

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

Табл. 6. Технічні характеристики стелажів

Доступна висота конструкції	м	Від 2000 до 12000 з кроком 500
Глибина рами стелажа	м	Від 500 до 1200 з кроком 100, стандарт 1100
Вантажопідйомність рами може досягати	г	До 16000
Розміри траверс балок системи	м	1500...3600, стандарт 1800, 2300, 2700, 3300
Навантаження на пару траверс балок (на полку)	г	До 1500

<p>Допустима обробка елементів вантажних стелажів</p>	<p>-порошково-полімерне покриття емаль -оцинковане використання елементів</p>
---	---

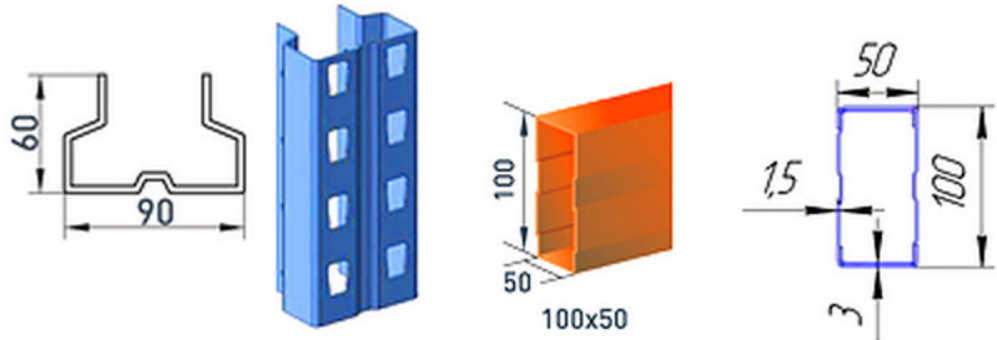


Рис. 1.5. Розміри стійок і траверс

					<p>00.MP.8.05060403.010.002.ПЗ</p>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Розділ 2. 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]):

$$F_{\text{о.пр.}} = \frac{B_{\text{к}}}{q_v * h_{\text{гр}} * \beta};$$

де $B_{\text{к}}$ – місткість камери зберігання, т;

q_v – норма навантаження на 1 м³ вантажного об'єму камери, т/м³;

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

β – коефіцієнт використання будівельної площі камер;

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

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

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

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

Дійсна площа камери зберігання морожених продуктів:

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

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

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

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

					<i>00.МР.142.003.001.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мартинюк С.Ю.			Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.				<i>НУХТ гр. ХМ-2-9М</i>		

Склад холодильника зображено на рисунку 3.1.

Приймаймо що залізнична платформа розташована на північ.

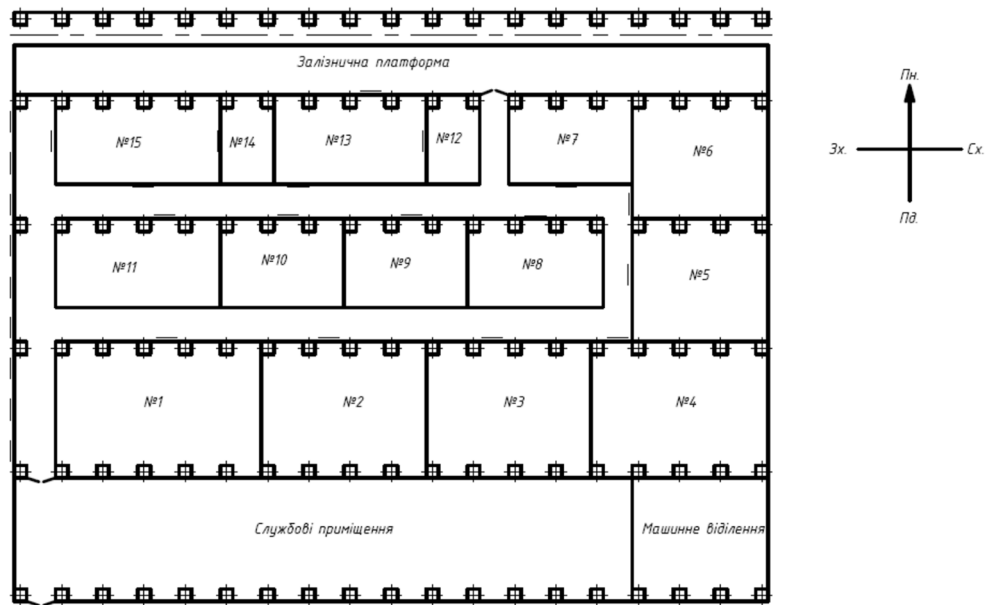


Рис. 3.1. Схема логістичного складу:

- 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 $t = 0^{\circ}\text{C}$.

Розділ 3. 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.

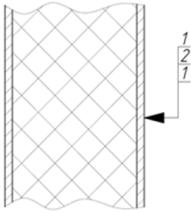
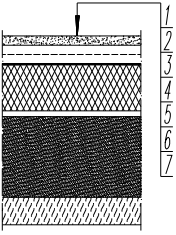
Розрахункова температура повітря в камерах наведена в першому розділі. Середньорічну температуру зовнішнього повітря для м. Львів приймаємо рівною 6.7°C за додатком 1[1].

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.

					00.MP.142.003.001.P3			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		Мартинюк С.Ю.			Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		Іващенко Н.В.						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		Петренко В.П.						
					НУХТ гр. ХМ-2-9М			

Таблиця 4. 1

Назва і конструкція огороження	№ шару	Матеріал шару	Товщина δ , м	Коефіцієнт теплопровідності λ , 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 $t_g = -20^\circ\text{C}$.

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

									Арк.
									21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.MP.142.003.001.P3				

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

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 $k_0^{mp} =$

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

00.MP.142.003.001.P3

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 $t = -20^\circ\text{C}$ 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]):

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

						00.MP.142.003.001.P3	Арк. 23
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:

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

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

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:

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

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

										Арк.
										24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.MP.142.003.001.P3					

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]):

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left(\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right);$$
$$\delta_{i3} = 0.025 * \left(\frac{1}{0.58} - \left(\frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.037 \text{ м}.$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 60 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$
$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.06}{0.025}} = 0.38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

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 $t = 0^{\circ}\text{C}$.

									Арк.
									25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00.MP.142.003.001.ПЗ

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]):

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

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

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]):

					00.MP.142.003.001.P3	Арк. 26
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:

										Арк.
										27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

00.MP.142.003.001.P3

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

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

Перевірка на випадіння конденсату.

Перевірка на випадіння конденсату на зовнішній стіні:

$$t_{\epsilon} = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$k_0^{mp} = 0.24 Bm / (m^2 \cdot K)$$

$$\alpha_{\epsilon} = 9 Bm / (m^2 \cdot K)$$

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

Температуру внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції визначають по формулі $\tau_{\epsilon} = t_{\epsilon} - \frac{t_{\epsilon} - t_n}{R_0 \cdot \alpha_{\epsilon}}$

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

Бачимо що $\tau_{\epsilon} \geq t_{m.p.}$

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:

$$t_{\epsilon} = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$k_0^{mp} = 0.295 Bm / (m^2 \cdot K)$$

$$\alpha_{\epsilon} = 9 Bm / (m^2 \cdot K)$$

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

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

00.MP.142.003.001.ПЗ

Температуру внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції визначають по формулі $\tau_{\epsilon} = t_{\epsilon} - \frac{t_{\epsilon} - t_n}{R_0 \cdot \alpha_{\epsilon}}$

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

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

Таблиця 4. 2

Огородження	t _в , °C	α _з , Вт/м ² ·К	α _в , Вт/м ² ·К	Товщина теплоізоляційного шару, мм		Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м ² ·К	
				δ _{необх}	δ _{дійсн}	К _{необх}	К _{дійсн}
Зовнішні стіни камер зберігання морожених 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 морожених напівфабрикатів зі сторони службових приміщень	-20	7	9	82	100	0.28	0.24
Внутрішні стіни камер зберігання морожених 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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.МР.142.003.001.ПЗ

Арк.
30

Розділ 4. 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 .

					<i>00.MP.142.003.001.P3</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Мартинюк С.Ю.</i>			<i>Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Іващенко Н.В.</i>						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>						
						<i>НУХТ гр. ХМ-2-9М</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 .

4.1. Теплонадходження через огорожуючі конструкції

Теплонадходження через огорожуючі конструкції:

$$Q_1 = Q_{1m} + Q_{1c}, \text{ Вт}$$

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

Теплопритоки через стіни, перегородки, покриття:

$$Q_{1m} = k_{\partial} * F * \theta = k_{\partial} * F * (t_3 - t_6);$$

де k_{∂} – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.2, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$; F – розрахункова площа, м^2 ; θ – розрахункова різниця температур (температурний напір), $^{\circ}\text{C}$; t_3 – розрахункова температура повітря з зовнішньої сторони огороження, $^{\circ}\text{C}$; t_6 – розрахункова температура повітря з внутрішньої сторони огороження, $^{\circ}\text{C}$.

Теплопритоки від сонячної радіації:

$$Q_{1c} = k_{\partial} * F * \Delta t_c;$$

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

Теплопритоки через підлогу:

$$Q_{1m} = k_{\partial} * F * (t_2 - t_6);$$

де k_{∂} – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.2, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$; F – розрахункова площа, м^2 ; t_2 – середня температура поверхні пристрою для обігріву ґрунту (при електро обігріву

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

00.MP.142.003.001.ПЗ

Теплопритоки через стіну не розраховуються так, як температурний напір $\theta = 0$ °C відповідно теплопритоки відсутні.

Покриття:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі $k_{\partial} = 0.20 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;
- зовнішня температура навколишнього середовища $t_3 = 29$ °C;
- внутрішня температура $t_6 = -20$ °C;
- температурний напір $\theta = t_3 - t_6 = 29 + 20 = 49$ °C;
- розрахункова площа $F = B * L = 18.6 * 30.2 = 562.46$ м²;

Теплопритоки через покриття:

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

Підлога:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі $k_{\partial} = 0.18 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;
- середня температура поверхні пристрою для обігріву ґрунту $t_2 = 1$ °C;
- внутрішня температура $t_6 = -20$ °C;
- температурний напір $\theta = (t_2 - t_6) = (1 + 20) = 21$ °C;
- розрахункова площа $F = B * L = 18.6 * 30.2 = 562.46$ м²;

Теплопритоки через підлогу:

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

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

Таблиця 5.1

Назва камери	Назва	К _д Вт/м ²	Розміри, м			F м ²	t ₃ °C	t _в °C	θ °C	t _с °C	Q _{1г} Вт	Q _{1с} Вт	Q ₁ Вт
	огодження		L	B	H								
№1 Зберігання морожених напівфабрика тів	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
Всього												12325	
№2 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
Всього												8981	

					00.МР.142.003.001.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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
	Всього												8981
№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
Всього												9545	
№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
	Всього												7097
№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
Всього												7726	
№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
Всього												5929	
№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
Всього												5927	
№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
Всього												3051	
№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
	Всього												5067
№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
	Всього												2555
№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
	Всього												5067

Арк.

00.МР.14.2.003.001.ПЗ

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата

Теплонадходження від відкриття дверей q_4 (в кВт):

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

де K – питоме надходження теплоти від відкриття дверей, Вт/м²; F – площа камери, м².

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.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.MP.142.003.001.P3					

Таблиця 5. 4

№ камери	Температура, °С		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°С			94,16	86,95	112,37	293,48
Всього при температурі в камері 0°С			17,52	34,36	58,25	110,13

Арк.

00.MP.142.003.001.ПЗ

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата

Розділ 5: 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 $t_0=-30^{\circ}\text{C}$:

					<i>00.MP.142.003.001.P3</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Літ.	Арк.	Архувів
Розроб.		Мартинюк С.Ю.						
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.				<i>НУХТ гр. ХМ-2-9М</i>		

$$\begin{aligned} \sum Q_{(-30)} &= \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 = \\ &= 70.6 + 0.6 * 69.95 + 0.7 * 78.06 = 167.21 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} \sum Q_{(-10)} &= \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 = \\ &= 17.52 + 0.6 * 34.36 + 0.7 * 58.25 = 78.91 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

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 прийmemo $b = 0.9$, 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.

						00.MP.142.003.001.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			43

Розділ 6. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки

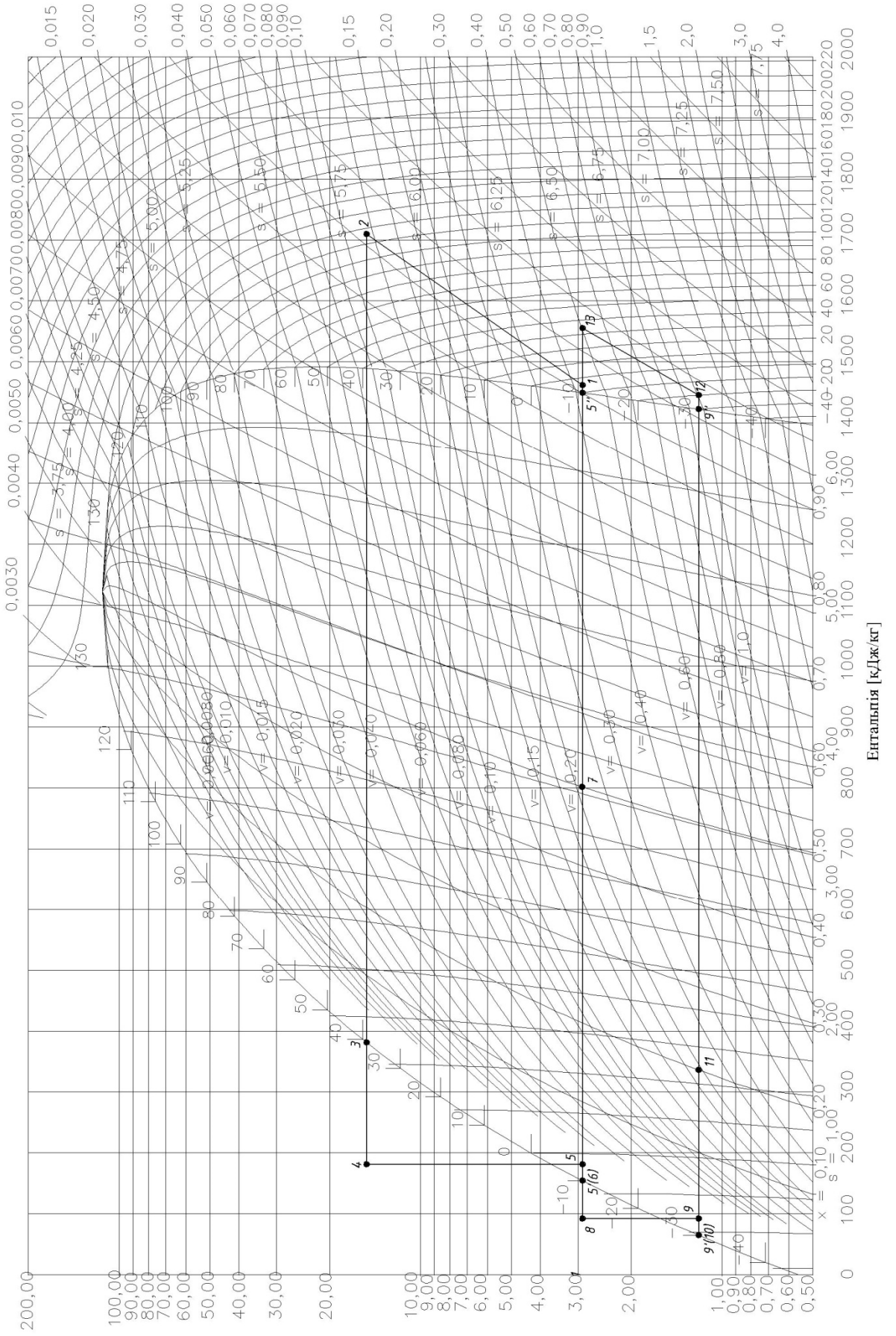
В проєкті порівняємо аміачну парокомпресійну двухступеневу холодильну машину з двома циркуляційними ресиверами (рис. 6.1) та аміачну парокомпресійну двухступеневу холодильну машину з одним циркуляційним ресивером (рис. 6.2). Кожна з установка буде централізованою, без проміжного холодоносія і буде розрахована 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

					<i>00.MP.142.003.001.P3</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Мартинюк С.Ю.</i>			<i>Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Іващенко Н.В.</i>						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>						
						<i>НУХТ гр. ХМ-2-9М</i>		



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

00.MP.142.003.001.ПЗ

Арк.

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

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

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

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

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

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

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, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

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

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

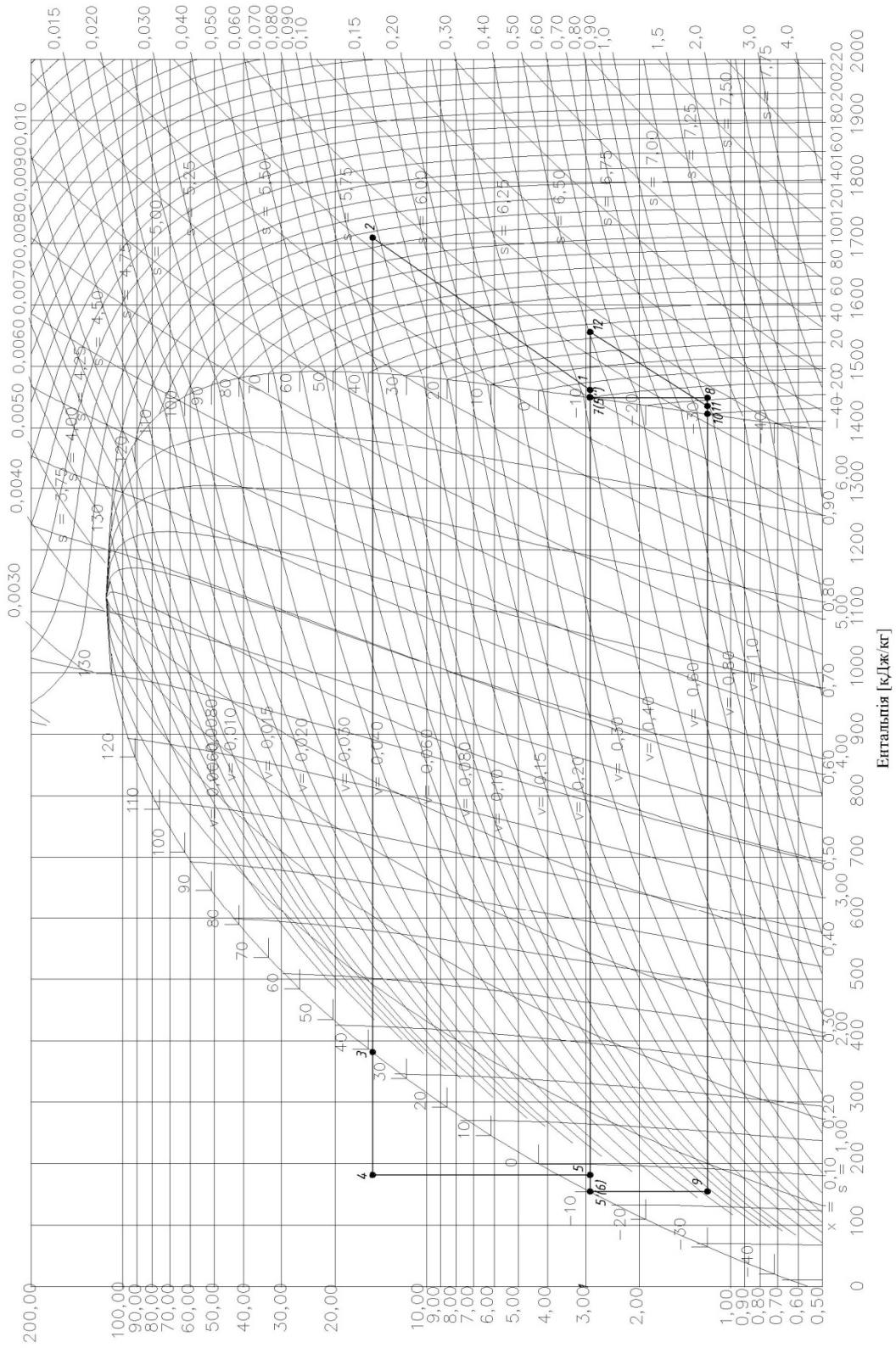
Питома теоретична (адіабатна) робота компресора, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$:

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

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

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

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



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.MP.142.003.001.ПЗ

Арк.

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, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

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

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

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.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

00.MP.142.003.001.ПЗ

Розділ 7: 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:

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

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; $\Delta p_{\text{вс}}$ – депресія на всмоктуванні 3..5% від p_0 ; Δp_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;

$\Delta p_{\text{вс}} = p_0 \cdot 0.03 = 0.12 \cdot 0.03 = 0.0036$ 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:

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

					<i>00.МР.142.003.001.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Літ.	Арк.	Архувів
Розроб.		Мартинюк С.Ю.						
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						<i>НУХТ гр. ХМ-2-9М</i>

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 $\eta_{ел} = 0.9$

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

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.MP.142.003.001.P3				

Розділ 8: Вибір теплообмінних апаратів (конденсатор)

Розрахунок і вибір конденсатора

Дійсне теплове навантаження на конденсатор:

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

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

$$F = \frac{Q_{кд.}}{k_k \cdot \theta_{ср}};$$

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

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

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

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

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.

					<i>00.MP.142.003.001.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мартинюк С.Ю.			Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.						НУХТ гр. ХМ-2-9М		
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						

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 елімінатором забезпечує мінімальний винесення води при роботі апарату.

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

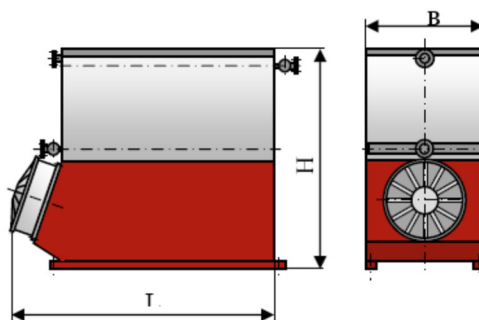


Рис.8.1. Випарний конденсатор ЭКА250

Таблиця 8.1. Технічні характеристики випарного конденсатора

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

Загальна площа теплообміну:

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

											Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

00.MP.142.003.001.ПЗ

Розділ 9: 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:

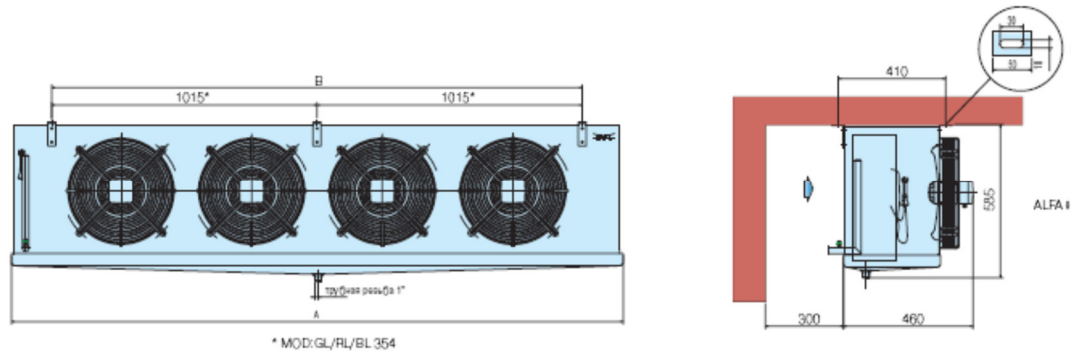
сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 36.18$ кВт;

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

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{ср} = 7$ °С

					00.MP.142.003.001.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мартинюк С.Ю.			Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
					НУХТ гр. ХМ-2-9М			

Приймаю чотири повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402C7 загальною поверхнею охолодження 282 м².



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 ³ /год	м	м ²	дм ³	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:

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

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:

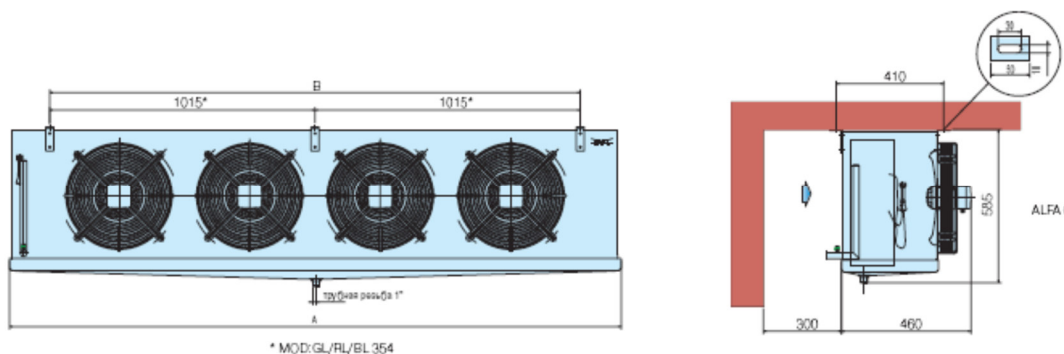
сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 17.98$ кВт;

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

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

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

Приймаю чотири повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402B7 загальною поверхнею охолодження 211 м².



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 ³ /год	м	м ²	дм ³	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 $t_0 = -30^\circ\text{C}$;

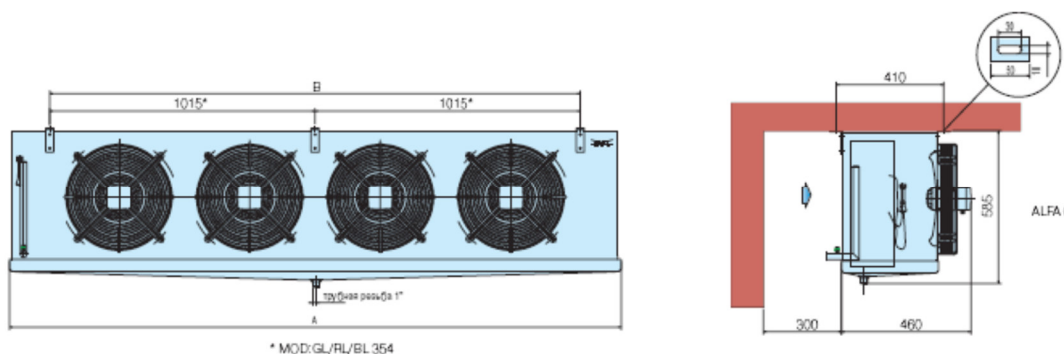
середня логарифмічна різниця температур $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

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

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

00.MP.142.003.001.ПЗ

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE253B7 загальною поверхнею охолодження 210 м².



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 ³ /год	м	м ²	дм ³	п*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 $t = 0^\circ\text{C}$:

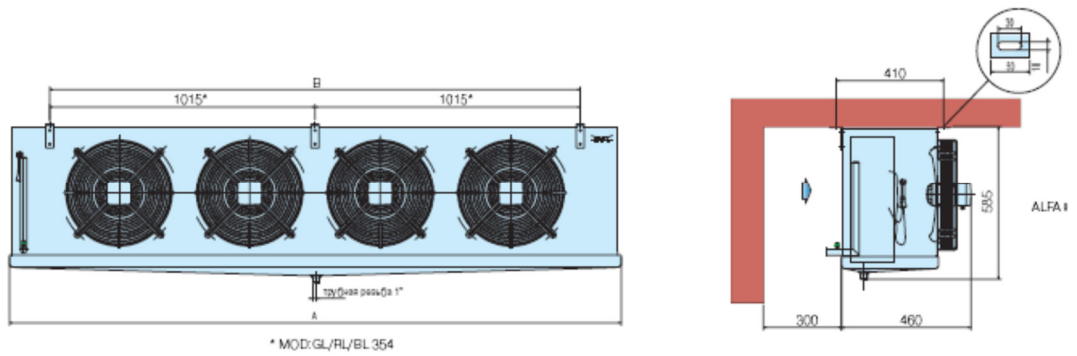
сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 19.86$ кВт;

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 м².



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 5.5мм	м³/год	м	м²	дм³	n*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;

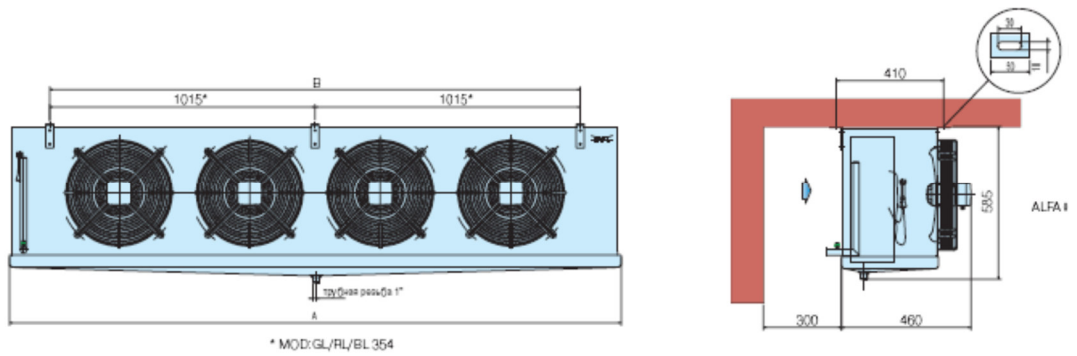
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_n = 12.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$ при $t_0 = -30^{\circ}\text{C}$;

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

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

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

					Арк.	
					73	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.MP.142.003.001.ПЗ	



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	n*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 $t_0 = -30^\circ\text{C}$;

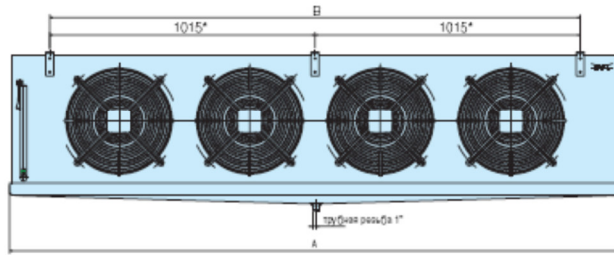
середня логарифмічна різниця температур $\theta_{cp} = 7^\circ\text{C}$

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

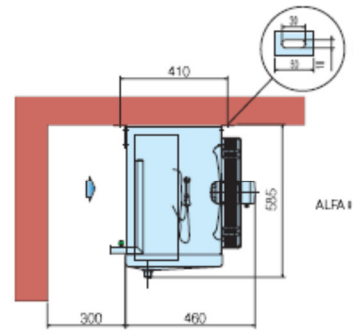
Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic **BLE402B7** загальною поверхнею охолодження $264.5 м^2$.

																			Арк.	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																75

00.MP.142.003.001.P3



* MOD:GL/PL/BL 354



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 ³ /год	м	м ²	дм ³	n*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
------	------	----------	--------	------

00.MP.142.003.001.ПЗ

Арк.

81

Розділ 10: Розрахунок та вибір допоміжного обладнання холодильної установки

10.1 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, м³;

Ємність повітроохолодників типу ВОП по аміаку:

$$V_{ВП} = \sum_{i=1}^m V_{ВПi} \cdot n;$$

де n – кількість випарників в камері; m – кількість камер; i – номер камери; $V_{ВПi}$ – внутрішній об'єм випарника, м³.

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

$$V_{ВП} = 0.656 \text{ м}^3.$$

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 м³. Технічні характеристики якого наведені в таблиці 11.1.

					00.МР.142.003.001.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мартинюк С.Ю.			Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.						
					НУХТ гр. ХМ-2-9М			

Розділ 11: 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.11.1) і побудовано залежність (рис. 11.1) холодильного коефіцієнта від температури конденсації.

$t_k, \text{ }^\circ\text{C}$	30	34	38
COP	2.09	1.982	1.891

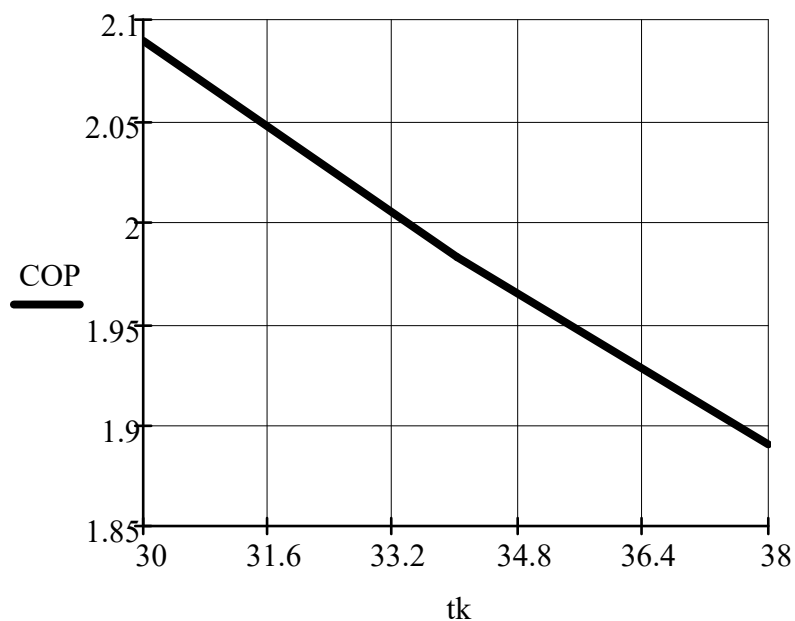


Рис.11. 1. Залежність холодильного коефіцієнта COP від температури конденсації t_k

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.

					<i>00.MP.142.003.001.ПЗ</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Мартинюк С.Ю.						
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.				<i>НУХТ гр. ХМ-2-9М</i>		

Залежність ефективної потужності на валу компресора від температури конденсації.

Для трьох значень температури конденсації, розраховано (табл.11.2) і побудовано залежність (рис. 11.2) ефективної потужності на валу компресора від температури конденсації.

$t_k, ^\circ\text{C}$	30	34	38
$N_e, \text{кВт}$	116.2	125.5	134.3

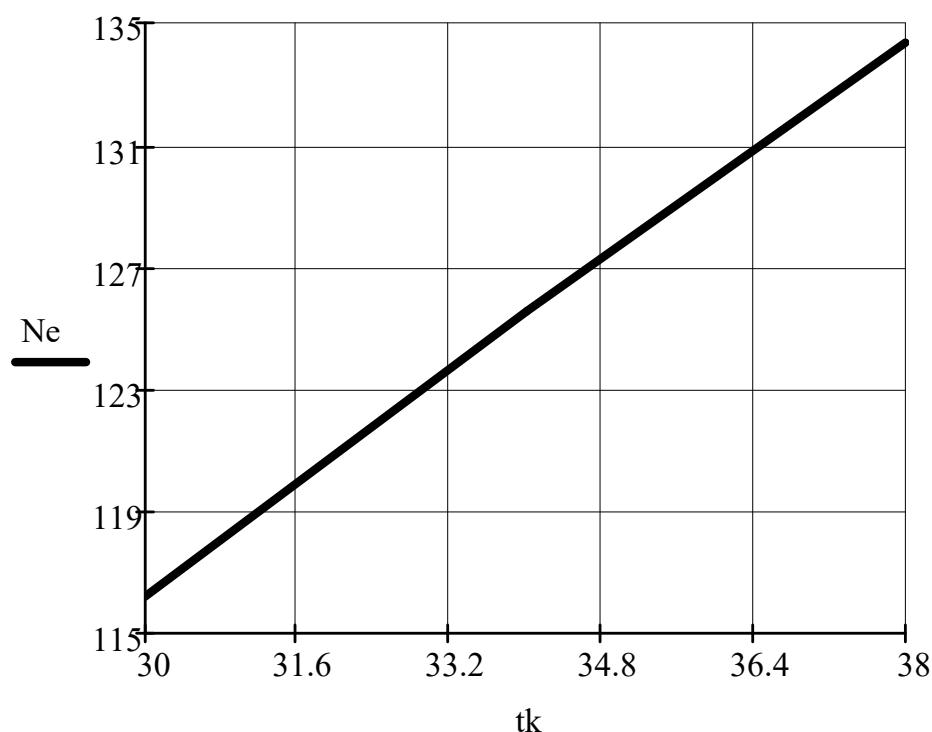


Рис.14. 2. Залежність ефективної потужності на валу компресора N_e від температури конденсації t_k

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.

$t_3, ^\circ\text{C}$	17	25	29
$K, \text{Вт/м}^2\text{К}$	80	200	250

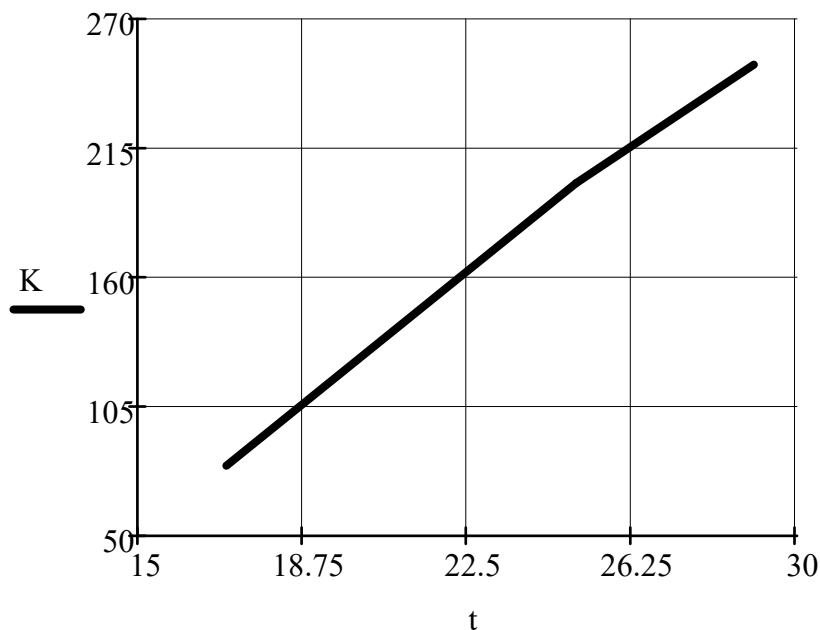


Рис.11. 3. Залежність коефіцієнта теплопередачі K від температури зовнішнього повітря t

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. 11.3 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. 11.4.), та побудована залежність ефективної площі теплопередаючої поверхні від температури зовнішнього повітря.

$t_3, ^\circ\text{C}$	17	23	29
F, m^2	191	222	230

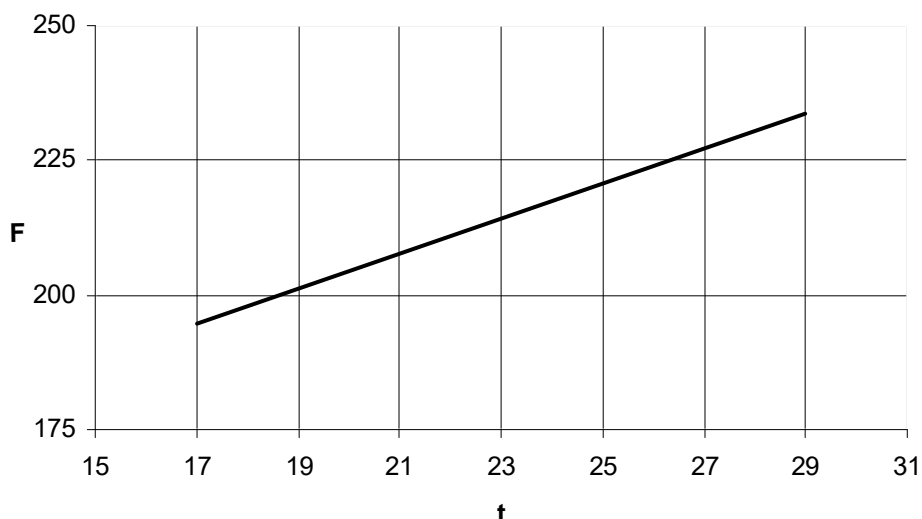


Рис.11. 4. Залежність ефективної площі теплопередаючої поверхні від температури зовнішнього повітря

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 12: 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 12.1

Таблиця 12.1

№ 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
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

					00.MP.142.003.001.P3			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Мартинюк С.Ю.			Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Іващенко Н.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.				НУХТ гр. ХМ-2-9М		

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: $C_{ел} = 1.8 \text{ грн.}$

Визначаємо річні витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел.р} = P_{річн} \cdot C_{ел} = 569.5 \cdot 1.8 = 1025.5 \text{ тис. грн}$$

Кількість виробленого холоду за рік:

$$22 \cdot 270 \cdot 321.79 = 2119035 \text{ кВт} = 2119.035 \text{ МВт}$$

Собівартість холоду:

$$\Delta C = \frac{1025.5 \text{ тис. грн}}{2119.035} = 0.48 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

					00.МР.8.05060403.010.002.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		104

Розділ 13. Охорона праці

Вступ

Аміак – безбарвний газ з різким запахом, легший за повітря, сильно подразнює верхні дихальні шляхи. Концентрація аміаку у повітрі 0,28 мг/дм³ негайно викликає подразнення у горлі. Ознаками гострого отруєння аміаком є сльозотеча, різь в очах, задуха, кашель, запаморочення, біль у шлунку і блювота. Аміак у суміші з повітрям при наявності іскри і при його концентрації в суміші від 15,5 до 27 % об. вибухає. Оксид вуглецю (II) – безбарвний газ, без смаку і запаху. Вдихання повітря, що містить від 0,7 до 2,3 мг/дм³ CO, протягом 1 год. небезпечно для життя; вдихання повітря, що містить 4 мг/дм³ CO, протягом 30 – 60 хв. смертельно. Оксид вуглецю (IV) – газ без кольору і запаху, важчий за повітря. CO₂ – малотоксичний газ, лише при концентрації 60 – 80 мг/дм³ і вдиханні протягом 30 хв. він небезпечний для життя. Сірководень – безбарвний газ з характерним запахом тухлих яєць, важчий за повітря. Є сильною отрутою, що викликає задуху. Вдихання повітря, що містить 1 мг/дм³ H₂S, протягом 30 хв. небезпечно для життя; при вмісті в повітрі 1,5 мг/дм³ H₂S настає смерть. При тривалому впливі малих концентрацій (порядку 0,02 мг/дм³) H₂S викликає подразнення очей і верхніх дихальних шляхів. Сірководень в суміші з повітрям (від 4,3 до 45,5 % об.) утворює вибухонебезпечні суміші.

Вапняний пил подразнює і навіть припікає (особливо пил негашеного вапна) слизові оболонки, викликає опіки очей, подразнення і навіть опіки шкіри. Для запобігання від опіків вапняним пилом необхідно користуватися захисними окулярами і респіратором, а відкриті частини тіла до початку роботи змащувати вазеліном. Після роботи вапняний пил з відкритих частин тіла слід ретельно видалити за допомогою вазелінового або рослинного масла, а потім обмити теплою водою з милом. Гранично допустимі концентрації

					<i>00.MP.142.003.001.ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Мартинюк С.Ю.</i>			<i>Проект логістичного складу у місті Івано-Франківськ з оптимізацією схемних рішень холодильної установки.</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Іващенко Н.В.</i>						
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>						
						<i>НУХТ гр. ХМ-2-9М</i>		

(ГДК) отруйних і шкідливих речовин у промислових приміщеннях содових заводів відповідно вимог [4, с. 12] наведено в табл. 1 Для того щоб в виробничих приміщеннях не було високих концентрацій токсичних речовин, необхідно: - не розливати аміачні рідини зі збірників і апаратів; - суворо дотримуватися встановленого регламентом режиму тиску і температур; - ретельно промивати водою апарати перед зупинкою їх на ремонт; - своєчасно запобігати і усувати течі з апаратів, трубопроводів і насосів. Таблиця 1

Гранично допустимі концентрації речовин у повітрі робочої зони
Найменування речовини Значення ГДК, мг/м³ Клас небезпеки
Аміак 20 IV
Оксид вуглецю (II) 20 IV
Сірководень 10 III
Пил вапняний і содовий 2 III

На всіх підприємствах, де проводяться небезпечні роботи, пов'язані з виділенням в отруйних дозах шкідливих газів, організують газорятувальні станції або пункти, на які покладаються [3, с. 219]: - розробка і впровадження заходів щодо запобігання вибухів і отруєнь; - проведення рятувальних робіт при аваріях; - виконання ремонтних та інших робіт в атмосфері, що забруднена отруйними парами, газом і пилом; - систематичний контроль за вмістом в повітрі цехів отруйних та вибухонебезпечних газів, парів і пилу; - навчання робітників і адміністративно-технічного персоналу газозахисній і газорятувальній справі; - контроль за станом індивідуальних засобів захисту.

Для захисту від отруйних газів і парів використовують протигази. Протигази, зазвичай фільтруючі, повинні зберігатися на кожному робочому місці. Їх справність апаратник повинен перевіряти до початку роботи. Характеристика фільтрувальних коробок, що використовуються у содовому виробництві, представлена в табл. 2:

Таблиця 2 Коробки промислових протигазів
Марка коробки Колір коробки Контрольні речовини
К Зелена Пари аміаку КД Сіра Суміш сірководню та аміаку
СО Біла Оксид вуглецю (II) М Червона Усі перелічені гази та пари, але з меншим часом захисної дії
БКФ Захисного кольору з білою вертикальною смугою посередині коробки
Кислі гази і пари, пари органічних речовин, миш'яковистого і фосфористого водню, пилу, диму, туману

Оскільки у виробничій діяльності содових заводів використовують

00.MP.142.003.001.ПЗ

Арк

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

сильнодіючі отруйні речовини (СДОР), то ці підприємства відносяться до хімічно небезпечних об'єктів, які є потенційними джерелами техногенної небезпеки. Тому треба враховувати, що головним фактором ураження при аваріях на хімічно небезпечних підприємствах є хімічне зараження місцевості і приземного шару повітря. Підприємства, що виробляють кальциновану соду та содопродукти, мають 1-й ступінь хімічної небезпеки, оскільки у зоні можливого хімічного зараження можуть опинитися більше 75 тис. осіб [5, с. 251]. Відповідно перспектив розвитку системи охорони праці в умовах глобалізації у всьому світі розробляються і впроваджуються нові кодекси корпоративної відповідальності. В Україні діє програма «Відповідальна турбота хімічної промисловості України», до участі в якій долучилось сім підприємств, зокрема і содової галузі [6, с. 8]. Метою даною програми є відповідальне, дбайливе ставлення до здоров'я людини та довкілля, удосконалення хімічної безпеки. Таким чином, останнім часом почала розвиватися нова культура взаємовідносин підприємства і його працівників. Її основу складає розуміння того, що створення безпечних умов праці є не тільки законний обов'язок роботодавця, але і спосіб підвищення конкурентоспроможності виробництва.

Інструкція з охорони праці при роботі

з аміаком водним в кабінеті хімії

I. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Ця інструкція встановлює загальні вимоги безпеки при роботі з аміаком водним.

Вона може бути використана під час таких практичних та лабораторних робіт:

10 клас П.р. «Добування аміаку та вивчення його властивостей»

Л.д. «Якісна реакція на йон амонію»

					00.MP.142.003.001.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.7. Повідомлення роботодавцю про нещасний випадок проводиться в установленому порядку.

3.8. Про кожен нещасний випадок свідок, працівник, котрий його виявив, або сам потерпілий повинен терміново повідомити безпосереднього роботодавця чи іншу посадову особу та вжити заходів для надання необхідної допомоги.

3.9. Забезпечити до прибуття комісії з розслідування обстановку на робочому місці й устаткування в такому стані, в якому вони були на момент події (якщо це не загрожує життю та здоров'ю інших і не призведе до більш тяжких наслідків), а також вжити заходів до недопущення подібних випадків.

ІV. ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПІСЛЯ ЗАКІНЧЕННЯ РОБОТИ

Після закінчення роботи необхідно:

4.1. Вимкнути нагрівальні прилади.

4.2. Вимкнути обладнання.

4.3 Закрити герметично посудину із залишками продуктів реакції.

4.4 Промити робоче місце струменем проточної води і дати стекти їй у злив для агресивних рідин. Прибирати робоче місце можна тільки після ретельної промивки водою.

4.5 Промити під струменем проточної води гумові рукавички.

4.6 Зняти та промити під струменем проточної води із зовнішньої сторони захисні окуляри.

4.7 Відключити витяжну вентиляцію через 20-30 хвилин після закінчення роботи.

4.8 Прибрати спецодяг та індивідуальні засоби захисту у відведене для цього місце.

4.9 Вимити руки теплою водою з милом.

4.10 Про виявленні недоліки в роботі обладнання та засобах колективного захисту необхідно повідомити безпосередньо вчителя.

					00.MP.142.003.001.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

V. ВИМОГИ БЕЗПЕКИ В АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 До аварійних ситуацій відносяться:

розгерметизація обладнання і тари з викидом речовин, їх парів у зовнішнє середовище;

загоряння речовин, обладнання; відключення електропостачання, яке живить засоби захисту, витяжну вентиляцію, обрив і коротке замикання електрокомунікацій, електрообладнання.

5.2 У разі виникнення ситуацій, наведених вище, необхідно вжити термінових заходів:

- 1) припинити виконання робіт;
- 2) відключити обладнання;
- 3) вивести з приміщення людей;
- 4) повідомити про аварію керівника робіт, посадових осіб та роботодавця;
- 5) у разі виникнення пожежі повідомити в пожежну охорону і розпочати пожежогасіння наявними засобами;
- 6) у разі нещасного випадку повідомити в медпункт і надати першу (долікарську) допомогу.

5.3 Надання першої (долікарської) допомоги забезпечується відповідно до вимог інструкції.

5.4 Конкретні дії щодо надання першої допомоги потерпілому при різноманітних ураженнях наводяться в інструкції з надання першої (долікарської) допомоги, які вивчаються учнями при проведенні первинних інструктажів з охорони праці.

					00.MP.142.003.001.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

