

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Розробка холодильної установки для зберігання фруктів
місткістю 350 т у м. Миколаїв на основі природних холодоагентів

Здобувача

Січкара Д.А.

4 курсу

ХМ-741 групи

Керівник

к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

Консультанти:

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від

28.05.2026 р.

протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«16» березня 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Січкарь Дмитро Анатолійович

1. Тема роботи Розробка холодильної установки для зберігання фруктів
місткістю 350 т у м. Миколаїв на основі природних холодоагентів

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2025 р. наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Холодильник розташований у м. Миколаїв. Будівля холодильника

одноповерхова з висотою камер 5 м, з сіткою колон 6x12 м. Зберігання груш з
температурним режимом $-1 \div +1^{\circ}\text{C}$ при високій відносній вологості 90% та місткістю
350 т. В якості холодильного агента буде використано R404A та як альтернативний
холодоагент R600A.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Техніко-економічне обґрунтування проєкту, 2. Об'ємно-

планувальне рішення, 3. Визначення товщини теплоізоляції огорожувальних

конструкцій, 4. Розрахунок теплоприпливів через огороження, 5. Тепловий

розрахунок та підбір компресора, 6. Розрахунок повітроохолоджувача.

7. Розрахунок повітряного конденсатора, 8. Розрахунок діаметрів трубопроводів,

9. Охорона праці, Висновки,

Перелік використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	18.05.2026	22.05.2026

7. Дата видачі завдання 16.03.2026 р.

Керівник Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання Січка Д.А.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	20.05-21.05.2026	виконано
2	Вступ	16.03-21.03.2026	виконано
3	Техніко-економічне обґрунтування проекту	21.04-22.04.2026	виконано
4	Об'ємно-планувальне рішення	24.04-30.04.2026	виконано
5	Визначення товщини теплоізоляції огорожувальних конструкцій	01.05-05.05.2026	виконано
6	Розрахунок теплоприпливів через огороження	05.05-10.05.2026	виконано
7	Тепловий розрахунок та підбір компресора	12.05-15.05.2026	виконано
8	Розрахунок повітроохолоджувача	16.05-17.05.2026	виконано
9	Розрахунок конденсатора	20.05-23.05.2026	виконано
10	Розрахунок діаметрів трубопроводів	20.05-23.05.2026	виконано
11	Охорона праці	18.05-22.05.2026	виконано
12	Висновки	23.05-24.05.2026	виконано
13	Перелік використаних джерел	20.05-25.05.2026	виконано
14	Підготовка презентації в PowerPoint	23.05-27.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник Січка Д.А.

Керівник роботи Трандафілов В.В.

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

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

Здобувач-дипломник Січка Дмитро Анатолійович

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота присвячена розробці холодильної установки для тривалого зберігання фруктів (груш) місткістю 350 т у м. Миколаїв. Актуальність теми зумовлена необхідністю впровадження енергоефективних та екологічно безпечних технологій холодопостачання, що відповідають сучасним міжнародним вимогам щодо скорочення використання холодоагентів із високим потенціалом глобального потепління.

У роботі проведено аналіз технології післязбирального охолодження груш та визначено оптимальні параметри мікроклімату для їх зберігання: температура (-1 ÷ +1°C), відносна вологість 90–95 %, контроль концентрації етилену. Виконано теплотехнічні розрахунки з урахуванням кліматичних умов м. Миколаїв, конструктивних характеристик будівлі та тепловиділень від продукції. За результатами розрахунків визначено холодопродуктивність системи та підібрано основне холодильне обладнання.

Особливу увагу приділено порівняльному аналізу холодоагентів R404A та R600a. Встановлено, що використання R600a забезпечує підвищення енергетичної ефективності системи в 1,8 разів та значне зниження екологічного навантаження завдяки низькому потенціалу глобального потепління ($GWP \approx 3$) порівняно з R404A ($GWP \approx 3922$). Разом із тим підтверджено, що R404A та R600a не є взаємозамінними у межах одного компресорно-конденсаторного агрегату без конструктивних змін, що потребує використання спеціалізованого обладнання для роботи з природними холодоагентами.

Ключові слова: холодильна установка, груші, R404A, R600a, природні холодоагенти, енергоефективність, екологічна безпека.

ABSTRACT

This thesis is devoted to the design of a refrigeration plant for the long-term storage of fruit (pears) with a capacity of 350 tonnes in the city of Mykolaiv. The relevance of the topic stems from the need to implement energy-efficient and environmentally safe refrigeration technologies that meet current international requirements for reducing the use of refrigerants with high global warming potential.

The thesis analyses the technology of post-harvest cooling of pears and determines the optimal microclimate parameters for their storage: temperature (-1 to +1°C), relative humidity 90–95%, and ethylene concentration control. Thermal calculations were performed taking into account the climatic conditions of Mykolaiv, the structural characteristics of the building, and heat emissions from the produce. Based on the results of the calculations, the cooling capacity of the system was determined and the main refrigeration equipment was selected.

Particular attention was paid to a comparative analysis of the refrigerants R404A and R600a. It was established that the use of R600a provides a 1.8-fold increase in the system's energy efficiency and a significant reduction in environmental impact due to its low global warming potential ($GWP \approx 3$) compared to R404A ($GWP \approx 3922$). At the same time, it has been confirmed that R404A and R600a are not interchangeable within a single compressor-condenser unit without design modifications, which necessitates the use of specialised equipment for working with natural refrigerants.

Keywords: refrigeration unit, pears, R404A, R600a, natural refrigerants.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Реферат	4
Вступ	6
1. Техніко-економічне обґрунтування роботи.....	8
2. Об'ємно-планувальне рішення.....	12
3. Визначення товщини теплоізоляції огорожувальних конструкцій.....	14
4. Розрахунок теплоприпливів через огороження.....	16
5. Тепловий розрахунок компресорів.....	25
6. Розрахунок повітроохолоджувача.....	32
7. Розрахунок повітряного конденсатора.....	43
8. Розрахунок діаметрів трубопроводів.....	50
9. Охорона праці	51
Висновки	66
Перелік використаних джерел	69

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка холодильної установки для зберігання фруктів місткістю 350 т у м. Миколаїв на основі природних холодоагентів	Літ.	Арк.	Аркушів
Розраб.		Січкач Д.А.						
Перевір.		Трандафілов В.В					5	70
Реценз.						ОНТУ гр. ХМ-741		
Н. Контр.		Трандафілов В.В						
Затверд.								

Вступ

Сучасна харчова промисловість України потребує ефективних та екологічно безпечних систем холодопостачання, які забезпечують тривале зберігання фруктів без втрати їхніх органолептичних властивостей. Особливо актуальним є питання впровадження холодильних установок на основі природних холодоагентів, що відповідають міжнародним вимогам щодо зниження парникового ефекту та озоноруйнівного потенціалу.

Місто Миколаїв, як один із центрів аграрного виробництва південного регіону, має значний потенціал у сфері зберігання фруктів. Розробка холодильної установки місткістю 350 т дозволить забезпечити стабільне постачання якісної продукції на внутрішній та зовнішній ринки, а також сприятиме підвищенню конкурентоспроможності місцевих підприємств.

У роботі розглядаються:

- особливості вибору природних холодоагентів (аміак R717, вуглекислий газ R744, вуглеводні);
- термодинамічні та екологічні переваги їх застосування;
- конструктивні рішення для забезпечення оптимальних режимів зберігання фруктів;
- економічна ефективність впровадження системи.

Метою дослідження є розробка енергоефективної та екологічно безпечної холодильної установки для зберігання фруктів місткістю 350 т у м. Миколаїв, яка базується на використанні природних холодоагентів та відповідає сучасним вимогам до холодильних технологій.

Завдання дослідження.

1. Проаналізувати сучасні тенденції у використанні природних холодоагентів.
2. Визначити оптимальні режими зберігання фруктів.
3. Розробити конструктивну схему холодильної установки.
4. Виконати термодинамічні та економічні розрахунки.
5. Оцінити екологічні переваги впровадження системи.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'єкт дослідження. Процес зберігання фруктів у промислових холодильних установках.

Предмет дослідження. Холодильна установка місткістю 350 т, що працює на природних холодоагентах.

Наукова новизна. Використання природних холодоагентів у системі зберігання фруктів для поєднання екологічної безпеки та високої енергоефективності.

Практичне значення. Розроблена установка може бути впроваджена на підприємствах Миколаївського регіону, забезпечуючи якісне зберігання фруктів та зниження витрат на енергоресурси.

Основні фруктові культури Миколаївщини

- **Виноград**

- Один із провідних фруктів регіону, вирощується як для споживання у свіжому вигляді, так і для виноробства.
- Південний клімат та ґрунти Миколаївщини сприятливі для виноградників.

- **Яблука**

- Традиційна культура, що займає великі площі садів.
- Використовуються як для внутрішнього ринку, так і для переробки (соки, концентрати).

- **Груші**

- Популярні у приватних господарствах та промислових садах.
- Добре зберігаються у холодильних камерах, що робить їх важливою культурою для довготривалого зберігання.

- **Абрикоси та персики**

- Характерні для південних регіонів України, включно з Миколаївською областю.
- Використовуються як свіжі фрукти та для виробництва джемів, консервів.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

1 Техніко-економічне обґрунтування роботи

Місце розташування: м. Миколаїв, промислова зона міста. Виділена земельна ділянка має достатні розміри для розміщення холодильника та перспективного розвитку складів для продовольчих і промислових товарів. Рельєф потребує проведення планувальних робіт. Під'їзна залізнична колія відсутня, проте передбачено автомобільний транспортний під'їзд.

Будівля холодильника:

- Одноповерхова конструкція.
- Висота камер – 6 м.
- Сітка колон – 6 × 12 м.
- Камери з температурним режимом $-1\div+1^{\circ}\text{C}$ для тривалого зберігання груш.
- Загальна місткість – 350 т продукції.

Технологічні особливості:

- Використання електронавантажувачів для вантажно-розвантажувальних робіт.
- Система повітряного охолодження як найбільш ефективна для фруктової продукції.
- Розміщення повітроохолоджувачів над центральним проходом для зручності обслуговування.
- Оптимізація теплообмінної поверхні сучасних охолоджувачів дозволяє знизити енергоспоживання та мінімізувати усушку плодів.

Економічна доцільність:

- Будівництво холодильника відповідає потребам регіону у якісному зберіганні фруктів.
- Раціональні норми споживання груш у Миколаївській області підтверджують необхідність створення спеціалізованого сховища.
- Використання природних холодоагентів (аміак, CO_2) забезпечує екологічну безпеку та відповідність міжнародним стандартам.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Очікуваний термін окупності – 2–3 роки за рахунок збереження товарної продукції та її реалізації у міжсезоння.

Висновок: Будівництво спеціалізованого холодильника у м. Миколаїв для зберігання груш місткістю 350 т є технічно та економічно доцільним. Проект забезпечує стабільне постачання фруктів населенню міста та прилеглих районів, підвищує ефективність аграрного виробництва та сприяє розвитку місцевої економіки.

Таблиця 1. Техніко-економічне обґрунтування холодильника для зберігання груш (350 т, м. Миколаїв)

Показник	Характеристика / Значення
Місце розташування	м. Миколаїв, промислова зона
Призначення	Тривале зберігання груш місткістю 350 т
Будівля	Одноповерхова, висота камер – 6 м, сітка колон – 6×12 м
Температурний режим	-1÷+1°C
Вологість	90–95 %
Холодоагенти	Природні (R600a, R744)
Система охолодження	Повітряне охолодження, охолоджувачі над центральним проходом
Обладнання	Гвинтові компресори, теплообмінники, автоматизована система керування
Вантажно-розвантажувальні роботи	Електропогрузчики
Капітальні витрати	~12,0 млн грн (будівництво, обладнання, монтаж)
Експлуатаційні витрати	~2,0 млн грн/рік (електроенергія, обслуговування, персонал)
Виручка від реалізації	~8,75–10,5 млн грн/рік
Чистий прибуток	~6,5–8,0 млн грн/рік
Термін окупності	2–3 роки
Екологічні переваги	Нульовий ODP, низький GWP, відповідність міжнародним стандартам
Соціально-економічний ефект	Забезпечення населення міста та прилеглих районів фруктами, розвиток аграрного сектору

1. Загальні положення

Груша є однією з провідних плодових культур у світі та в Україні. Вона характеризується високою чутливістю до умов зберігання, що зумовлює необхідність застосування спеціалізованих холодильних технологій. Наукові дослідження останніх десятиліть підтверджують, що оптимальні параметри зберігання груш включають температуру $-1 \div +1^{\circ}\text{C}$, відносну вологість повітря 90–95 % та контроль концентрації етилену.

2. Вітчизняні дослідження

Українські науковці (Мельник, Дрозд, Уманський НУС, 2019–2023) довели, що застосування інгібіторів етилену (1-метилциклопропен, комерційний препарат *SmartFresh*) дозволяє зберігати груші протягом 6 місяців із виходом стандартної продукції понад 90 %. Мелехова (2011) підкреслює важливість правильного строку збору: плоди, зібрані у фазі технічної стиглості, мають значно довший термін зберігання, ніж ті, що зібрані у споживчій стиглості.

3. Європейські та міжнародні дослідження

У працях Конораска та ін. (2014, *Journal of Horticultural Research*) показано, що якість груш під час зберігання залежить від сорту та умов охолодження. Сенсорні характеристики (смак, аромат, текстура) суттєво змінюються при порушенні температурного режиму. Маринеску та ін. (2017) досліджували анатомо-цитологічні та біохімічні зміни плодів груші під час зберігання. Було встановлено, що деградація клітинної стінки та активність ферментів (пектинметилестерази, полігалактуронази) визначають тривалість зберігання та стійкість до побуріння.

4. Основні фактори успішного зберігання

- **Температура:** оптимально $-1 \div +1^{\circ}\text{C}$.
- **Вологість:** 90–95 %, що запобігає усушці плодів.
- **Етилен:** контроль його концентрації критично важливий; застосування інгібіторів (1-МЦП) значно подовжує термін зберігання.
- **Строк збору:** плоди технічної стиглості зберігаються довше.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- **Післязбиральне охолодження:** швидке охолодження до цільової температури знижує втрати.

5. Практичні аспекти

У сучасних холодильних камерах широко застосовуються системи повітряного охолодження з оптимізованою теплообмінною поверхнею, що дозволяє знизити енергоспоживання та мінімізувати усушку плодів. Використання природних холодоагентів (аміак, CO₂) забезпечує екологічну безпеку та відповідність міжнародним стандартам.

6. Узагальнення

Аналіз літератури свідчить, що поєднання оптимальних режимів охолодження, контролю етилену та застосування інгібіторів дозволяє зберігати груші до 6 місяців без значних втрат якості. Вітчизняні дослідження акцентують на практичних аспектах (строк збору, охолодження, SmartFresh), тоді як європейські роботи детально описують фізіологічні та біохімічні процеси.

Таблиця 2. Оптимальні умови холодильного зберігання груш.

Сорт груші	Температура зберігання, °С	Відносна вологість, %	Орієнтовний термін зберігання	Особливості
Конференція	-1 ... +1	90–95	5–6 місяців	Чутливі до етилену, рекомендовано застосування 1-МЦП
Яніс	0 ... +2	90–95	5–6 місяців	Висока стійкість до побуріння при обробці SmartFresh
Бере Боск	-1 ... 0	90–95	4–5 місяців	Потребує швидкого післязбирального охолодження
Вільямс	0 ... +1	90–95	3–4 місяці	Схильні до швидкого дозрівання, важливий контроль етилену
Деканка зимова	-1 ... +1	90–95	6–7 місяців	Добре зберігаються у контрольованій атмосфері (низький O ₂)
Лісова красуня	0 ... +2	90–95	3–4 місяці	Схильні до усушки, потребують високої вологості

2. Об'ємно-планувальне рішення

Вантажний обсяг, який нам потрібен: $V_H = 350$ т

q_v – питома норма завантаження $q_v = 0,35$ т/м³

Об'єм приміщення

$$V_{ep} = \frac{V_H}{q_v} = \frac{350}{0.35} = 1000 \text{ м}^3$$

Грузова висота штабеля

Висота приміщення від пола до низу несущих конструкцій

$h_{гр} = h_{ст} - 1 = 5 - 1 = 4$ м. [1]

Вантажна площа камер

$$F_{ep} = \frac{V_{ep}}{h_{ep}} = \frac{1000}{4} = 250 \text{ м}^2$$

Будівельна площа камер

Коефіцієнт використання будівельної площ камер $\beta = 0,85$

$$F_{стр} = \frac{F_{ep}}{\beta} = \frac{250}{0.85} = 294,17 \text{ м}^2$$

Кількість будівельних прямокутників

$n = \frac{F_{стр}}{6 \cdot 12} = \frac{294,14}{72} = 4,01$ приймаємо 4 будівельні прямокутники



Рис. 2.1. Планування спеціалізованого холодильника.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення маси вантажів

Площа камер

$$F=a \cdot b(m^2)$$

де (a) – ширина камери, м., а (b) – довжина, м., данні зведемо в таблицю №1

Таблиця 3. Площа камер

№ камери	1	2	3
F площа м ²	72	72	144

Місткість камери в тонах умовного вантажу

$$G=\beta \cdot F \cdot h_{гр} \cdot q_v=0.85 \cdot 72 \cdot 0.35 \cdot 4=80.6 \text{ т.}$$

Зводимо для всіх камер получені данні в таблицю №2

Таблиця 4. Місткість камер

№ камери	1	2	3
G міс-ть т.	80.6	80.6	161,2

3.Визначення товщини теплоізоляції огорожувальних конструкцій

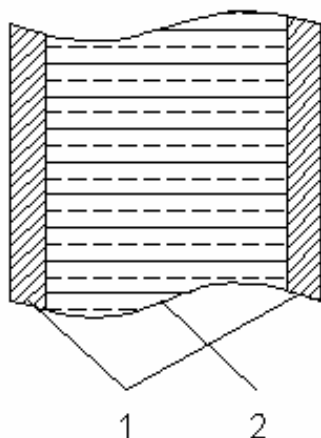
Огорожувальна конструкцій холодильника (стіни, стеля) зроблена із 3-х слойних алюмінієвих панелей типу "Сендвіч" товщиною 100 мм. з використанням, як ізоляції пенополіуретана марки "PIR" об'ємною масою 60 кг/м³. Габаритні розміри панелей: 120x1200x1500. Кровля холодильника виготовлена із сталюого профільованого метаріалу, вложеного по прогонам.

Знаходимо товщину ізоляції для внутрішніх перегородок

α_3 і α_K - розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі з зовнішнього і внутрішнього боків огородження;

δ_i і λ_i - товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару конструкції огородження;

λ_{i3} - розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності обраного ізоляційного матеріалу огородження.



1. Алюмінієвий лист

$$\delta = 0.001 \text{ м}, \lambda = 204 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

2. Теплоізоляція "Снепур"

$$\delta = 0.1 \text{ м}, \lambda = 0.035 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

$$k_{sc} = 0.394 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). [1]$$

Коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стін, перегородок між охолоджуючими приміщеннями

$$k_{вн} = 0.5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Тоді вибираємо $\alpha_3=9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})_{\text{та}} \alpha_K=9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) [1]$

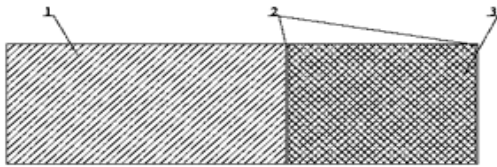
					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

$$\delta_{iz} = \left[\frac{1}{k_{вн}} - \left[\frac{1}{\alpha_{\kappa}} + \left(\frac{\delta_1 \cdot 2}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_3} \right] \right] = \left[\frac{1}{0.5} - \left[\frac{1}{9} + \left(\frac{0.001 \cdot 2}{204} \right) + \frac{1}{9} \right] \right] = 0.62 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляції рівної 0.1 м., знаходимо дійсний коефіцієнт теплопередачі.

$$k_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\kappa}} + \left(\frac{\delta_1 \cdot 2}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \left(\frac{0.001 \cdot 2}{204} \right) + \frac{1}{9} + \frac{0.1}{0.035}} = 0.331 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Знаходимо товщину ізоляції для зовнішніх стін



1. Кладка кирпична на цементном розчині

$\delta_1 = 0.38 \text{ м}, \lambda_1 - 0.81 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

2. Алюмінієвий лист

$\delta_2 = 0.001 \text{ м}, \lambda_2 - 204 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

3. Теплоізоляція "Снепур" $\lambda - 0.035 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

Тоді вибираємо $\alpha_3=11$ та $\alpha_{\kappa}=23$ [1]

$$\delta_{iz} = \left[\frac{1}{k_{зс}} - \left[\frac{1}{\alpha_{\kappa}} + \left(\frac{\delta_1 \cdot 2}{\lambda_1} + \frac{\delta_2 \cdot 2}{\lambda_2} \right) + \frac{1}{\alpha_3} \right] \right] = \left[\frac{1}{0.394} - \left[\frac{1}{11} + \left(\frac{0.001 \cdot 2}{204} + \frac{0.38}{0.81} \right) + \frac{1}{23} \right] \right] = 0.084 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляції рівною 0.1 м., знаходимо дійсний коефіцієнт теплопередачі.

$$k_o = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\kappa}} + \left(\frac{\delta_1 \cdot 2}{\lambda_1} + \frac{\delta_2 \cdot 2}{\lambda_2} \right) + \frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_{iz}}{\lambda}} = \frac{1}{\frac{1}{11} + \left(\frac{0.001 \cdot 2}{204} + \frac{0.38}{0.81} \right) + \frac{1}{23} + \frac{0.1}{0.035}} = 0.285 \text{ Вт/(м}^2$$

·К)

Підлога охолоджуваних приміщень

Підлога охолоджуваних приміщень, знаходиться на ґрунті, не маючого обігріву. По периметру засипана ізоляція - гравій керамзитовий, шириною 2м. товщиною 0,5 м.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

4. Розрахунок теплоприпливів через огороження

Q_1 - теплоприливи скрізь огороження охолоджуваних об'єктів[1];

Q_{1T} - теплоприлив від різниці температур по обох боках огорожень;

Q_{1C} - теплоприлив від сонячного опромінення зовнішніх огорожень;

t_3 - температура зовнішнього середовища або сусіднього, більш теплого приміщення;

t_k - температура охолоджуваного об'єкта;

k - розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огороження;

F - площа поверхні даного огороження.

$$Q_{1T} = k \cdot F \cdot (t_3 - t_k)$$

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C}$$

Δt_c - надлишкова різниця температур від впливу прямого сонячного випромінювання на дане огороження.

$$Q_{1C} = k \cdot F \cdot \Delta t_c$$

p - коефіцієнт проникності, що залежить від масивності огороження, що опромінюється сонцем;

q_c - розрахункова напруга сонячного випромінювання для літнього періоду;

ϵ_c - коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання поверхнею огороження;

α_3 - коефіцієнт тепловідачі від нагрітої сонцем поверхні огороження в навколишній простір.

w - швидкість повітря, 2.5 м/с

$p=0.75$ [1]

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

$$\alpha_3 = 2.3 + 11.6\sqrt{w} = 20.6$$

Для стінки

$$q_c = 342 \text{ Вт/м}^2$$

$$\Sigma_c = 0.26$$

$$\Delta t = p \cdot \frac{q_c \cdot \Sigma_c}{\alpha_3} = 0.75 \cdot \frac{342 \cdot 0.26}{20.6} = 3.23 \text{ }^\circ\text{C}$$

Для покрівлі

$$q_{c1} = 820 \text{ Вт/м}^2$$

$$\Sigma_{c1} = 0.26$$

$$\Delta t_1 = p \cdot \frac{q_{c1} \cdot \Sigma_{c1}}{\alpha_3} = 0.75 \cdot \frac{820 \cdot 0.26}{20.6} = 7.74 \text{ }^\circ\text{C}$$

Зводимо данні в таблицю №5

Таблиця 5. Теплоприпливи через огороження.

№ Камери	Огородження	K Вт/м ² К	F м ²	t _з °С	t _к °С	Δt °С	Δt _с °С	Q Вт
	Стіна пн.	0.285	30	33	0	33		282
	Стіна пд.	0.285	30	33	0	33		282
	Стіна зх.	0.285	60	33	0	33	3.23	620
1 камера	Стіна сх.	0.331	60	1	0	1		20
	Покриття	0.285	72	33	0	33	7,747	836
	Підлога 1	0.48	72	33	0	33		1141
	Σ							3181
	Стіна пн.	0.285	30	33	1	32		223
	Стіна пд.	0.285	30	33	1	32		223
	Стіна зх.	0.331	60	1	1	0		0
2 камера	Стіна сх.	0.331	60	1	1	0		0
	Покриття	0.285	72	33	1	32	7,747	804
	Підлога 1	0.48	72	33	1	32		1106
	Σ							2356
	Стіна пн.	0.285	60	33	4	29		496
	Стіна пд.	0.285	60	33	4	29		496
	Стіна зх.	0.331	60	1	4	3		60
3 камера	Стіна сх.	0.331	60	1	4	3		60
	Покриття	0.285	144	33	4	29	7,747	1509
	Підлога 1	0.48	144	33	4	29		2005
	Σ							4626

Розрахунок теплоприливів від вантажів при їх холодильній обробці

G_H - добове надходження вантажу на холодильну обробку, т/добу;

h_1 - ентальпія вантажу (кДж/кг), що надходить на обробку, при початковій температурі;

h_2 - ентальпія вантажу (кДж/кг) при середній при його об'єму кінцевій температурі;

$\tau_{Ц}$ - тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту (години);

τ_p - тривалість робочого періоду (години), тобто фактичний час протягом якого споживається холод.

Для всіх камер підбираємо значення ентальпій вантажу

Камера №1 $h_1=346.5$ кДж/кг, $h_2=271.7$ кДж/кг [1]

Камера №2 $h_1=346.5$ кДж/кг, $h_2=272.9$ кДж/кг

Камера №3 $h_1=346.5$ кДж/кг, $h_2=286.7$ кДж/кг

Добове надходження вантажу приймаємо 8%

$G_H=G \cdot 0.08$ зводимо дані в таблицю №6

Таблиця 6. Добове надходження продукту до камер

№ камери	1	2	3
G добове надходження т.	6.45	6.45	12.9

Оскільки холодильна обробка безперервної дії то $\tau_{Ц}/\tau_p$ рівно 1, тоді

$$Q_{21} = \frac{G_H \cdot (h_1 - h_2)}{0.0864} = \frac{6.45 \cdot (346.5 - 271.7)}{0.0864} = 5.6 \text{ кВт},$$

$$Q_{21} = \frac{G_H \cdot (h_1 - h_2)}{0.0864} = \frac{6.45 \cdot (346.5 - 272.9)}{0.0864} = 5.5 \text{ кВт}$$

$$Q_{21} = \frac{G_H \cdot (h_1 - h_2)}{0.0864} = \frac{6.45 \cdot (346.5 - 286.7)}{0.0864} = 4,5 \text{ кВт}$$

для інших камер отримані данні зводимо в таблицю №7

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 7. Теплоприпливи від продукту при холодильній обробці.

№ камери	1	2	3
Q ₂₁ кВт	5.6	5.5	4,5

Добове надходження тари на холодильну обробку (т/добу) для картонної приймаємо 10%

Питома теплоємність

$$c_1=1.46 \text{ Кдж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), c_2=1.46 \text{ Кдж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) [1]$$

$$G_{\text{тар}} = G_{\text{Н}} \cdot 0.1 = 6.45 \cdot 0.1 = 0.645 \text{ т/добу, зведемо данні в таблицю №8}$$

Таблиця 8. Добове надходження тари

№ камери	1	2	3
G _{тар} т/добу	0.645	0.645	1.29

Теплоприлив від тари

t₃ – зовнішня температура

$$Q_{2m} = G_{\text{тар}} \cdot \frac{(c_1 \cdot t_3 - c_2 \cdot t)}{0.0864} = 0.645 \cdot \frac{(1.46 \cdot 33 - 1.46 \cdot 1)}{0.0864} = 0.348 \text{ кВт},$$

зводимо данні в таблицю №9

Таблиця 9. Теплоприпливи від тари

№ камери	1	2	3
Q _{2т} кВт	0.348	0.348	0.696

Знаходимо сумарний теплоприлив від вантажів

$$Q_2 = Q_{21} + Q_{2т} = 5.6 + 0.348 = 5.95 \text{ кВт},$$

$$Q_2 = Q_{22} + Q_{2т} = 5.56 + 0.348 = 5.91 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = Q_{23} + Q_{2т} = 4.5 + 0.696 = 5.2 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зводимо в таблицю №10

Таблиця 10. Сумарний теплоприплив від вантажів.

№ камери	1	2	3
Q ₂ кВт	5,95	5,91	5,2

Розраховуємо теплоприлив із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних приміщень, де

V_о - Будівельний об'єм вентилязованого приміщення, м³;

α - кратність повітрообміну за добу, 4 [1];

ρ_к - щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджуваного приміщення, кг/м³;

h_з - ентальпія зовнішнього повітря при розрахунковій температурі і відносній вологості, кДж/кг;

h_к - ентальпія повітря при температурі і відносній вологості в охолоджувальному приміщенні кДж/кг;

τ - щодобовий інтервал часу, протягом якого здійснюють вентиляцію камери, години [1], 8 год.

Для всіх камер V_о розраховуємо:

$$V_{о1}=12 \cdot 6 \cdot 5=360 \text{ м}^3$$

$$V_{о2}=12 \cdot 6 \cdot 5=360 \text{ м}^3$$

$$V_{о3}=12 \cdot 12 \cdot 5=720 \text{ м}^3$$

Вибираємо данні з h-d діаграми

ρ - 1.1 км/м³; h_з – 28 кДж/кг; h_к – 5 кДж/кг, тоді

$$Q_{31} = \frac{V_o \cdot \alpha \cdot \rho_k \cdot (h_z - h_k)}{3.6 \cdot \tau} = \frac{360 \cdot 4 \cdot 1.1 \cdot (28 - 5)}{3.6 \cdot 8} = 1.26 \text{ кВт}$$

$$Q_{32} = \frac{V_o \cdot \alpha \cdot \rho_k \cdot (h_z - h_k)}{3.6 \cdot \tau} = \frac{360 \cdot 4 \cdot 1.1 \cdot (28 - 5)}{3.6 \cdot 8} = 1.26 \text{ кВт}$$

$$Q_{33} = \frac{V_o \cdot \alpha \cdot \rho_k \cdot (h_z - h_k)}{3.6 \cdot \tau} = \frac{720 \cdot 4 \cdot 1.1 \cdot (28 - 5)}{3.6 \cdot 8} = 2.52 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Розрахунок теплоприливів від різних джерел

Теплоприлив від електричного освітлення

q - питома норма потужності світильників, 3 Вт;

j - коефіцієнт одночасно працюючих світильників, 1;

F_б - ,будівельна площа охолоджуваного приміщення, м²;

для камер 1 та 2

$$Q_{41}=q \cdot j \cdot F_{б}=3 \cdot 1 \cdot 72=0.26 \text{ кВт},$$

для камери 3

$$Q_{41}=q \cdot j \cdot F_{б}=3 \cdot 1 \cdot 144=0.52 \text{ кВт}$$

Теплоприлив від електричних двигунів

$Q_{42}=Q_1+Q_2+Q_3$ - сума розрахованих теплоприливів для камери

m - коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача, 0.06 [1].

$$Q_{42}=1.2 \cdot (Q_1+Q_2+Q_3) \cdot m=1.2 \cdot (3,181+5.951+1.26) \cdot 0.06=0.73 \text{ кВт}$$

$$Q_{42}=1.2 \cdot (Q_1+Q_2+Q_3) \cdot m=1.2 \cdot (2.356+5.91+1.26) \cdot 0.06=0.69 \text{ кВт}$$

$$Q_{42}=1.2 \cdot (Q_1+Q_2+Q_3) \cdot m=1.2 \cdot (4.621+5.2+2,52) \cdot 0.06=0.89 \text{ кВт}$$

Зводимо данні в таблицю №11

Таблиця 11. Теплоприливи від електродвигунів.

№ камери	1	2	3
Q ₄₂ кВт	0.73	0.69	0.89

Теплоприлив від працюючих людей

n - кількість працюючих людей, 2 чол

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

q_3 - тепловиділення однієї працюючої людини, кВт

$$q_3 = 0.270 - 6 \cdot t = 270 - 6 \cdot 1 = 0.264 \text{ кВт}$$

$$Q_{43} = q_3 \cdot n = 0.264 \cdot 2 = 0.528 \text{ кВт}$$

Для всіх камер однаковий буде теплоприлив

Теплоприлив від відкритих дверей [1]

B - питома витрата холоду при відкритих дверях, 9

Для камер 1 та 2

$$Q_{44} = B \cdot F_{\zeta} \cdot 10^{-3} = 9 \cdot 72 \cdot 10^{-3} = 0.648 \text{ кВт}$$

Для камери 3

$$Q_{44} = B \cdot F_{\zeta} \cdot 10^{-3} = 9 \cdot 144 \cdot 10^{-3} = 1,3 \text{ кВт}$$

Сума теплоприливів

для камери 1

$$Q_4 = Q_{41} + Q_{42} + Q_{43} + Q_{44} = 0.26 + 0.73 + 0.528 + 0.648 = 2.156 \text{ кВт}$$

для камери 2

$$Q_4 = Q_{41} + Q_{42} + Q_{43} + Q_{44} = 0.26 + 0.69 + 0.528 + 0.648 = 2.126 \text{ кВт}$$

для камери 3

$$Q_4 = Q_{41} + Q_{42} + Q_{43} + Q_{44} = 0.52 + 0.89 + 0.528 + 1,3 = 3.238 \text{ кВт}$$

Зводимо данні в таблицю №12

Таблиця 12. Теплоприливи від різних джерел

№ камери	1	2	3
Q_4 кВт	2.156	2.126	3.238

Розрахунок теплоприливів від дихання плодів

q_t і q_0 - питомі тепловиділення плодів при температурах плодів $^{\circ}\text{C}$

b - температурний коефіцієнт швидкості дихання $^{\circ}\text{C}^{-1}$

для груш $q_0=33 \text{ Вт/т}, b=0.1277 \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$

для груш $q_0=20 \text{ Вт/т}, b=0.1277 \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$

для груш $q_0=20 \text{ Вт/т}, b=0.1277 \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$

q_{t1} - питомі тепловиділення плодів і овочів при температурі їхнього надходження в камеру Вт/т ;

q_{t2} - питомі тепловиділення плодів і овочів при температурі їхнього збереження в камеру Вт/т

Груші

$$q_{t1} = q_0 \cdot e^{b \cdot t_3} = 33 \cdot e^{0.1277 \cdot 33} = 2,2 \text{ кВт}$$

$$q_{t2} = q_0 \cdot e^{b \cdot t} = 33 \cdot e^{0.1277 \cdot 0} = 0,033 \text{ кВт}$$

$$Q_5 = G_1 (0,1 \cdot q_{t1} + 0,9 \cdot q_{t2}) = 80,64 (0,1 \cdot 2,2 + 0,9 \cdot 0,033) = 20,2 \text{ кВт}$$

Груші

$$q_{t1} = q_0 \cdot e^{b \cdot t_3} = 20 \cdot e^{0.1277 \cdot 33} = 1,15 \text{ кВт}$$

$$q_{t2} = q_0 \cdot e^{b \cdot t} = 20 \cdot e^{0.1277 \cdot 4} = 0,033 \text{ кВт}$$

$$Q_5 = G_1 (0,1 \cdot q_{t1} + 0,9 \cdot q_{t2}) = 161,3 (0,1 \cdot 1,15 + 0,9 \cdot 0,033) = 23,3 \text{ кВт}$$

Груші

$$q_{t1} = q_0 \cdot e^{b \cdot t_3} = 20 \cdot e^{0.1277 \cdot 33} = 1,15 \text{ кВт}$$

$$q_{t2} = q_0 \cdot e^{b \cdot t} = 20 \cdot e^{0.1277 \cdot 1} = 0,023 \text{ кВт}$$

$$Q_5 = G_1 (0,1 \cdot q_{t1} + 0,9 \cdot q_{t2}) = 80,64 (0,1 \cdot 1,15 + 0,9 \cdot 0,023) = 11,6 \text{ кВт}$$

Зводимо данні в таблицю №13

Таблиця 13. Теплоприпливи від дихання плодів

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

№ камери	1	2	3
Q ₅ , кВт	20,2	11,6	23,3

Розрахункове теплове навантаження охолоджувальних приладів

$$Q_{6\text{кам}1} = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) \cdot 1.1 = (3,181 + 5.95 + 1.26 + 2,156 + 20,2) \cdot 1.1 = 36 \text{ кВт}$$

$$Q_{6\text{кам}2} = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) \cdot 1.1 = (2.356 + 5.91 + 1.26 + 2,126 + 11,6) \cdot 1.1 = 25,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{6\text{кам}3} = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5) \cdot 1.1 = (4,626 + 5.2 + 2.62 + 3,238 + 23,3) \cdot 1.1 = 43 \text{ кВт}$$

Зводимо данні в таблицю №14

Таблиця 14. Розрахункове навантаження на прилади охолодження

№ камери	1	2	3
Q ₆ , кВт	36	25,6	43

Розрахункове теплове навантаження на компресор

b - коефіцієнт робочого часу компресорів, 0.6 [1];

ε₁ - коефіцієнт втрат при транспортуванні холоду, 1.1 [1].

$$Q_{7\text{кам}1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \cdot 0.5 + Q_5 = 3,181 + 5.95 + 1.26 + 2,156 \cdot 0,5 + 20,2 = 31,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{7\text{кам}2} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \cdot 0.5 + Q_5 = 2.356 + 5.91 + 1.26 + 2,126 \cdot 0,5 + 11,6 = 22,2 \text{ кВт}$$

$$Q_{7\text{кам}3} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \cdot 0.5 + Q_5 = 4,626 + 5.2 + 2.62 + 3,238 \cdot 0,5 + 23,3 = 37,4 \text{ кВт}$$

Зводимо данні в таблицю №15

Таблиця 15. Розрахункове теплове навантаження на компресор

№ камери	1	2	3
Q ₇ , кВт	31,6	22,2	37,4

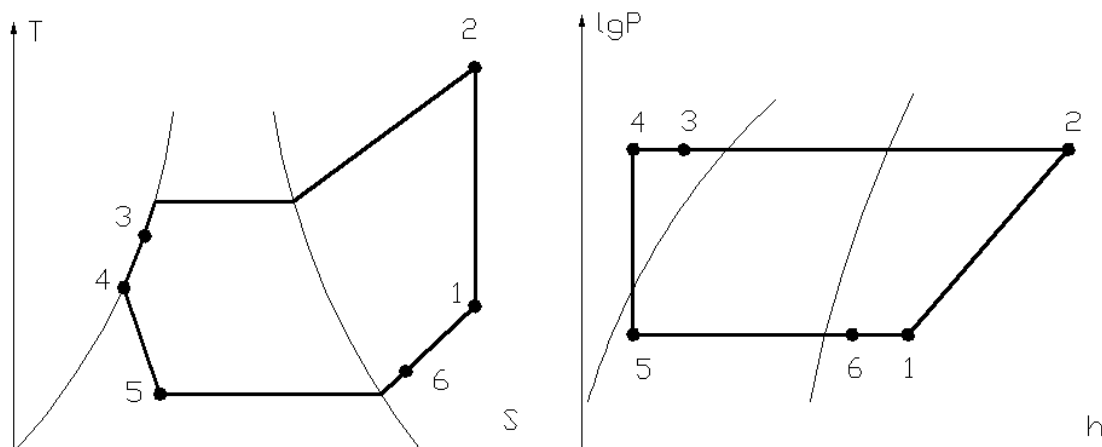
Сума всіх теплових навантажень

$$Q_8 = Q_{71} + Q_{72} + Q_{73} + Q_{74} = 31,6 + 22,2 + 37,4 = 91,2 \text{ кВт}$$

n – кількість компресорів, 6 шт.

$$Q_{\text{км}} = (\varepsilon_1 / b \cdot n) \cdot Q_8 = (1.1 / 0.6 \cdot 6) \cdot 91,2 = 27.9 \text{ кВт}$$

5. Тепловий розрахунок та підбір компресора



R 404 A

$$t_k = 45^\circ\text{C}, P_k = 2 \text{ МПа}$$

$$t_3 = t_k - \Delta t_k = 45 - 5 = 40^\circ\text{C}$$

$$t_1 = t_3 - \Delta t_{\text{ИДР}} = 40 - 20 = 20^\circ\text{C}$$

Таблиця 16 - Параметри холодильного агенту

№ точки	t , °C	P , мПа	V , м ³ /кг	i , кДж/кг
1	20	0,425	0,06	388
2	80	2	-	430
3	40	2	-	265
4	25	2	-	242
5	-12	0,425	-	242
6	-7	0,425	-	365

$$Q_{\text{KM}}^{(охл)} = 27,9 \text{ кВт}$$

1. Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = i_6 - i_5 = 365 - 242 = 123 \text{ кДж / кг}$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 123 / 0,06 = 2050 \text{ кДж / кг}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

3. Витрата пари

$$M_{A(охл)} = Q_0 / q_0 = 27,9 / 123 = 0,227 \text{ кг} / \text{с}$$

4. Питоме тепло конденсації

$$q_K = i_2 - i_3 = 430 - 265 = 165 \text{ кДж} / \text{кг}$$

5. Тепловий потік в конденсаторі

$$Q_{K(охл)} = M_A \cdot q_K = 0,227 \cdot 165 = 37,4 \text{ кВт}$$

6. Питома адіабатна робота компресора

$$l = i_2 - i_1 = 430 - 388 = 42 \text{ кДж} / \text{кг}$$

7. Дійсна об'ємна продуктивність

$$V_{D(охл)} = M_A \cdot v_1 = 0,227 \cdot 0,06 = 0,0136 \text{ м}^3 / \text{с}$$

8. Коефіцієнт подачі, що враховує вплив мертвого простору

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,015 \cdot \left[\left(\frac{2}{0,425} \right)^{1,05} - 1 \right] = 0,95$$

9. Коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати

$$\lambda'_w = (T_0 + \theta) / (\alpha \cdot T_K + \beta \cdot \theta) = (261 + 50) / (1,12 \cdot 318 + 0,5 \cdot 50) = 0,82$$

10. Коефіцієнт подачі

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w = 0,95 \cdot 0,82 = 0,78$$

11. Теоретичний об'єм, описаний поршнями

$$V_{h(охл)} = 0,0136 / 0,78 = 0,0175 \text{ м}^3 / \text{с}$$

12. Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l = 0,227 \cdot 42 = 9,534 \text{ (кВт)}$$

13. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{N_a}{\lambda'_w + b \cdot t_0} = \frac{9,534}{0,85 + 0,0025 \cdot (-12)} = 11,63 \text{ (кВт)}$$

14. Потужність тертя:

$$N_{mp} = P_{mp} \cdot V_h = 50 \cdot 0,0175 = 0,875 \text{ (кВт)}$$

15. Ефективна потужність компресора:

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$N_e = N_{тр} + N_i = 11,63 + 0,875 = 12,5 \text{ (кВт)}$$

16. Теоретичний коефіцієнт перетворення

$$COP_{теор} = \frac{q_0}{w} = \frac{123}{42} = 2,93$$

17. Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$COP_{карно} = \frac{T_0}{T_K - T_0} = \frac{261}{318 - 261} = 4,58$$

18. Теоретичний ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{стс}^{теор} = \frac{COP_{теор}}{COP_{карно}} = \frac{2,93}{4,58} = 0,64$$

19. Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{д} = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{27,9}{12,5} = 2,232$$

20. Дійсний ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{стс}^д = \frac{COP_{д}}{COP_{карно}} = \frac{2,32}{4,58} = 0,49$$

Підбираю поршневий компресорно-конденсаторний агрегат BITZER LH135E/4NES-20Y. Технічні характеристики представлені в таблиці 17.

Таблиця 17 - Параметри компресорно-конденсаторного агрегату.

Unit type		LH135E/4NES-20Y	
Series		Standard	
Refrigerant		R404A	
Reference temperature		Dew point temp.	
Evaporating SST		5,00 °C	
Ambient temp.		42,0 °C	
Suction gas temperature		10,00 °C	
Useful superheat		100%	
Operating mode		Auto	
Power supply		400V-3-50Hz	
Capacity control		100%	

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Cooling capacity	36,2	kW
Evaporator capacity	36,2	kW
Power input	15,41	kW
Current (400V)	25,2	A
Voltage range	380-420V	
Mass flow	977	kg/h
Condensing SDT	60,2	°C
Liquid subcooling	3	K
Operating mode	Standard	

Порівняння холодильних агентів R404A та R600A

З метою оцінки можливості заміни холодоагенту R404A було проведено тепловий розрахунок холодильної машини за однакових умов роботи для альтернативного холодоагенту R600A. Розрахунки виконувались при температурі кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$, температурі конденсації $t_k = 45^\circ\text{C}$, перегріві пари на всмоктуванні 20 K та переохолодженні рідкого холодоагенту 5 K. Холодопродуктивність установки в обох випадках становила 27,9 кВт.

Таблиця 18 - Порівняння холодильних агентів R404A та R600A.

Параметр	R404A	R600A
COP	2.32	4.25
Масова витрата, кг/с	0.227	0.164
Потужність компресора, кВт	12.5	6.56
Тиск нагнітання, бар	20	9.5
Тип	HFC	HC (ізобутан)
GWP	3922	3
Клас безпеки	A1 (негорючий)	A3 (висока горючість)

Основною метою порівняння було визначення впливу заміни холодоагенту на енергетичну ефективність установки та її експлуатаційні характеристики. Для кожного холодоагенту були визначені параметри циклу,

масова витрата холодоагенту, питома холодопродуктивність, споживана потужність компресора та холодильний коефіцієнт (COP).

- R600A має вищу енергоефективність (COP у ~1.8 раза більший) та нижчий тиск у системі, що зменшує навантаження на компресор.
- Масова витрата майже вдвічі менша, що позитивно впливає на розмір трубопроводів.
- Основний недолік — висока горючість (A3), тому застосування можливе лише у малих герметичних системах.
- R404A залишається безпечним, але має надзвичайно високий GWP, тому його заміна на R600A або інші низько-GWP агенти є доцільною з екологічної точки зору.

Отриманий результат свідчить про зменшення питомих витрат електроенергії при використанні R600A. Підвищення COP обумовлене більш сприятливими термодинамічними властивостями холодоагенту, що дозволяють знизити роботу стискання компресора при збереженні необхідної холодопродуктивності.

Крім енергетичних показників, важливою перевагою R600A є його значно нижчий потенціал глобального потепління (GWP). Для R404A значення GWP становить близько 3922, тоді як для R600A — 3. Це означає зменшення впливу на навколишнє середовище майже на 1307%, що відповідає сучасним вимогам щодо скорочення використання високопарникових фторвмісних холодоагентів.

Проведене порівняння показало, що холодоагент R600A може розглядатися як ефективна альтернатива R404A для досліджуваної холодильної машини. При однакових режимних параметрах роботи використання R600A забезпечує підвищення холодильного коефіцієнта з 2,32 до 4,25, що відповідає збільшенню енергоефективності приблизно в 1,8 разів. Одночасно спостерігається суттєве зниження екологічного впливу завдяки меншому значенню потенціалу глобального потепління.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Проведений аналіз підтвердив, що **R404A** та **R600a** не є взаємозамінними у межах одного компресорно-конденсаторного агрегату без конструктивних змін. Для роботи на R600a необхідно застосовувати спеціалізоване обладнання, адаптоване до його фізико-хімічних властивостей та вимог безпеки. Це ускладнює модернізацію існуючих систем, проте забезпечує значні екологічні та енергетичні переваги при переході на природні холодоагенти.

Підбираю поршневий компресорний агрегат **BITZER 4JEP-15Z-40P**. Технічні характеристики представлені в таблиці 19.

Таблиця 19 - Параметри компресорного агрегату.

Compressor model	4JEP-15Z
Mode	Refrigeration and air conditioning
Refrigerant	R290/R600A
Reference temperature	Dew point temp.
Evaporating SST	-10,00 °C
Condensing SDT	45,0 °C
Liq. subc. (in condenser)	5,00 K
Suction gas temperature	20,00 °C
Operating mode	Auto
Power supply	400V-3-50Hz
Capacity control	100%
Useful superheat	100%
Compressor	4JEP-15Z-40P
Capacity steps	100%
Cooling capacity	29,7 kW
Cooling capacity *	28,3 kW
Evaporator capacity	29,7 kW
Power input	10,97 kW
Current (400V)	19,78 A
Voltage range	380-420V
Condenser capacity	40,6 kW
COP/EER	2,71
COP/EER *	2,58
Mass flow	347 kg/h
Operating mode	Standard
Discharge gas temp. w/o cooling	93,7°C

Практичні рекомендації

1. Вибір обладнання для R600a

- Використовувати компресори та арматуру, спеціально адаптовані для роботи з ізобутаном (R600a).
- Забезпечити відповідність електрообладнання вимогам вибухозахисту, оскільки R600a є горючим холодоагентом.
- Передбачити систему вентиляції та датчики витoku для підвищення рівня безпеки.

2. Модернізація існуючих систем на R404A

- При переході на R600a необхідна заміна компресорно-конденсаторних агрегатів, розширювальних вентилів та частини трубопроводів.
- Виконати ретельне очищення системи від залишків старого холодоагенту та мастила.
- Використовувати синтетичні мастила, сумісні з R600a.

3. Експлуатація холодильних камер

- Підтримувати температуру -1 ± 1 °C та відносну вологість 90–95 %.
- Забезпечити рівномірний розподіл повітряних потоків для мінімізації усушки плодів.
- Регулярно перевіряти герметичність системи та стан теплоізоляції.

4. Енергозбереження

- Використовувати сучасні повітроохолоджувачі з оптимізованою теплообмінною поверхнею.
- Впровадити автоматизовану систему керування режимами зберігання.
- Застосовувати рекуперацію тепла для потреб підприємства (наприклад, підігрів води).

5. Екологічні аспекти

- Поступово відмовлятися від R404A через його високий GWP.
- Орієнтуватися на використання природних холодоагентів (R600a, CO₂, аміак) відповідно до міжнародних стандартів.
- Забезпечити утилізацію відпрацьованих холодоагентів згідно з чинними нормами.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

6. Розрахунок повітроохолоджувача

Розрахунок повітроохолоджувача для камер з $t_{КАМ} = 1^{\circ}C$

При проведенні розрахунку приймаю наступні параметри:

теплове навантаження

$$Q_0^{КАМ.№1} = 36кВт$$

$$Q_0^{КАМ.№2} = 25,6кВт$$

$$Q_0^{КАМ.№3} = 43кВт$$

температура повітря в приміщенні, що охолоджує $t_k = 1^{\circ}C$;

відносна вологість повітря в камері $\varphi = 90\%$

робоче тіло R404A

Геометричні розміри ребристої труби повітроохолоджувача, виготовленого методом литва під тиском:

труба:

зовнішній діаметр $d_{TP} = 0.025м$;

внутрішній діаметр $d_{BH} = 0.02м$;

товщина стінки $\delta_T = 0,0025м$

матеріал (сталь) $\lambda_T = 45Вт / (м * K)$

ребро:

висота $h = 0,024м$

товщина у вершини $\delta_{BP} = 0,0008м$;

товщина в підстави $\delta_{OP} = 0,0012м$;

крок $u = 0,012м$;

матеріал (алюміній) $\lambda_p = 180Вт / (м * K)$;

компоновка пучка труб шаховий пучок.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Товщина алюмінієвого чохла на зовнішній поверхні сталевій труби рівна $\delta = 1,5\text{мм}$; тоді зовнішній діаметр з врахуванням алюмінієвого чохла буде

рівний:
$$d_H = d_{TP} + 2 * \delta = 0,025 + 2 * 0,0015 = 0,028\text{м}$$

Приймаємо діаметр ребра:

$$D = d_H + 2 * h = 0,028 + 2 * 0,024 = 0,076\text{м};$$

Крок труб в пучку:

поперечний (впоперек потоку повітря):

$$S_1 = (D + 2 * \delta_H) + 0,003\text{м} = (0,076 + 2 * 0,003) + 0,003 = 0,085\text{м};$$

подовжній (уздовж потоку повітря):

$$S_2 = S_1 = (D + 2 * \delta_H) + 0,002\text{м} = (0,076 + 2 * 0,003) + 0,003 = 0,085\text{м}.$$

діагональний:

$$S'_2 = \left[S_2^2 + (S_1 / 2)^2 \right]^{0,5} = \left[(0,085)^2 + (0,085 / 2)^2 \right]^{0,5} = 0,095\text{м}.$$

Тепловий розрахунок

Кінцевою метою теплового розрахунку є визначення площі поверхні повітроохолоджувача, яка повинна відводити задане теплове навантаження і підтримувати необхідну температуру повітря в камері. Задаємося величиною підохолодження повітря в повітроохолоджувачі $\Delta t_B = 2^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру повітря на виході апарату:

$$t_2 = t_{\text{ВЫХ.В}} = t_k - \Delta t_B = 0 - 2 = -2^\circ\text{C}.$$

Визначаємо середню температуру повітря:

$$t_{CP.B} = 0,5 * (t_2 + t_K) = 0,5 * (-2 + 0) = -1^\circ\text{C}.$$

Приймаємо температуру кипіння хладону:

$$t_0 = t_{CP.B} - (10...15) = -1 - 11 = -12^\circ\text{C}.$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначуваний температурний натиск:

$$\theta = t_{CP.B} - t_0 = -1 + 12 = 11^\circ C.$$

Вибираю теплофізичні властивості вологого повітря при визначальній температурі $t_{CP.B}$:

$\nu_B = 13,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості,

$\lambda_B = 2,44 \cdot 10^{-2} \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ - коефіцієнт теплопровідності,

$Pr_B = 0,707$ - число Прандтля,

$\rho_B = 1,293 \text{ кг} / \text{м}^3$ - щільність,

$C_B = 1,005 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ - питома теплоємність сухого повітря.

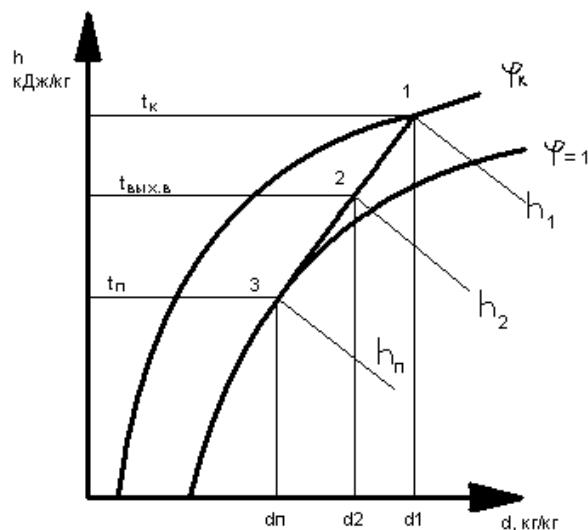


Рисунок 6.1 - Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі в наступній послідовності: $1 \rightarrow П \rightarrow 2$ (см.рис)

Для цього задаємося середньою температурою поверхні повітроохолоджувача (інею) t_n з умови, що $t_0 < t_n < t_k$, використовуючи приблизне співвідношення :

$$t_n = t_k - (0,1 \div 0,8) \cdot \theta = 0 - 0,4 \cdot 11 = -4,4^\circ C.$$

									Арк.
									34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5				

По діаграмі $h-d$, с допомогою розрахункових залежностей, приведених нижче, визначаємо параметри повітря (h, d, t).

Таблиця 20 - Параметри повітря

№ точки	$t, ^\circ C$	$d \cdot 10^{-3}, \text{кг} / \text{кг}$	$h, \text{кДж} / \text{кг}$	$\varphi, \%$
1	0	3,4	9,64	90
2	-2	3	6,47	94
3(п)	-4,4	2,6	2,9	100

Грунтуючись на принципі подібності трикутників (см. мал), можна записати:

$$(d_1 - d''_{II}) / (t_1 - t_{II}) = (d_1 - d_2) / (t_1 - t_2),$$

Звідси невідоме значення вмісту вологи повітря на виході апарату:

$$\begin{aligned} d_2 &= d_1 - ((t_1 - t_2) * (d_1 - d''_{II}) / (t_1 - t_{II})) = \\ &= 3,4 * 10^{-3} - ((0 + 2) * (3,4 * 10^{-3} - 2,6 * 10^{-3}) / (0 + 4,4)) = 3,04 * 10^{-3} \text{ кг} / \text{кг}. \end{aligned}$$

Відносна вологість повітря, на виході з апарату буде рівна:

$$\varphi_2 = d_2 / d''_2 = 3 / 3,2 = 0,94,$$

де d''_{II} и d''_2 - відповідно, вміст вологи насиченого повітря при t_{II} и t_2 .

Ентальпію повітря в точках 1,2 і 3 при негативних значеннях температури поверхні апарату (інею) знаходимо по залежностях:

$$\begin{aligned} h_1 &= 1,0078 * t_1 + (2835 + 2,09 * t_1) * d_1 = 1,0078 * 0 + (2835 + 2,09 * 0) * 3,4 * 10^{-3} = 9,64 \text{ кДж} / \text{кг}; \\ h_2 &= 1,0078 * (-2) + (2835 + 2,09 * (-2)) * 3 * 10^{-3} = 6,47 \text{ кДж} / \text{кг} \\ h_3 &= 1,0078 * (-4,4) + (2835 + 2,09 * (-4,4)) * 2,6 * 10^{-3} = 2,9 \text{ кДж} / \text{кг} \end{aligned}$$

Переходимо до розрахунку геометричних характеристик теплопередаючого елемента.

Геометричні характеристики поверхні ребристого елемента вільного від інею.

Площа зовнішньої поверхні ребра:

$$\begin{aligned} F_p &= 0,5 * \pi * (D^2 - d_H^2) + \pi * D * \delta_{BP} = \\ &= 0,5 * 3,14 * ((0,076)^2 - (0,028)^2) + 3,14 * 0,076 * 0,0008 = 8,03 * 10^{-3} \text{ м}^2; \end{aligned}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами:

$$F_T = \pi * d_H * (u - \delta_{OP}) = 3,14 * 0,028 * (0,012 - 0,0012) = 9,5 * 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елемента:

$$F_B = \pi * d_B * u = 3,14 * 0,02 * 0,012 = 7,5 * 10^{-4} \text{ м}^2,$$

Площа зовнішньої поверхні труби ребристого елемента:

$$F_H = F_P + F_T = 8,03 * 10^{-3} + 9,5 * 10^{-4} = 8,98 * 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт β і міра обрешітання теплообмінної поверхні φ :

$$\beta = F_H / F_B = 8,98 * 10^{-3} / 7,5 * 10^{-4} = 12,$$
$$\varphi = F_H / (\pi * d_H * u) = 8,98 * 10^{-3} / (3,14 * 0,028 * 0,012) = 8,5.$$

Геометричні характеристики поверхні інею, що осів на ребристому елементі при товщині шаруючи $\delta_{ИН} = 0,002 \text{ м}$.

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі рівна:

$$F_{РИ} = 0,5 * \pi * ((D + 2 * \delta_{ИН})^2 - (d_H + 2 * \delta_{ИН})^2) + \pi * (D + 2 * \delta_{ИН}) * (\delta_P + 2 * \delta_{ИН}) =$$
$$= 0,5 * 3,14 * ((0,076 + 2 * 0,003)^2 - (0,028 + 2 * 0,003)^2) +$$
$$+ 3,14 * (0,076 + 2 * 0,003) * (0,0008 + 2 * 0,003) = 1,05 * 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами має площу:

$$F_{ТИ} = \pi * (d_H + 2 * \delta_{ИН}) * (u - (\delta_{OP} + 2 * \delta_{ИН})) =$$
$$= 3,14 * (0,028 + 2 * 0,002) * (0,012 - (0,0012 + 2 * 0,002)) = 5,1 * 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі рівна:

$$F_{НИ} = F_{РИ} + F_{ТИ} = 0,0105 + 0,00051 = 1,1 * 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт обрешітання поверхні β'' , покритої інеєм, рівний:

$$\beta'' = F_{НИ} / F_B = 1,1 * 10^{-2} / 7,5 * 10^{-4} = 14,7.$$

Мінімальний живий перетин одного ребристого елемента, покритого шаром інею прийнятої величини, рівний:

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{ж} = u \cdot (S_1 - d_H - 2 \cdot \delta_H) - 2 \cdot h \cdot (\delta_{CP.P} + 2 \cdot \delta_H) =$$

$$= 0,012 \cdot (0,082 - 0,028 - 2 \cdot 0,003) - 2 \cdot 0,024 \cdot (0,001 + 2 \cdot 0,003) = 2,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині повітроохолоджувача
 $\omega_B = 4 \text{ м/с}.$

Визначуваний режим руху повітря - число Рейнольдса

$$Re = (\omega_B \cdot d_H) / \nu_B = (4 \cdot 0,028) / 13,28 \cdot 10^{-6} = 8434.$$

Число Нуссельта для труб, виготовлених методом литва під тиском:

$$Nu = (1 - n) \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \varphi^{-0.5} \cdot Re^n = (1 - 0,7) \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot (8,5)^{-0.5} \cdot 8434^{0.7} = 54,8,$$

Де - $C_S = (S_1 - d_H) / (S_2 - d_H) = (0,082 - 0,028) / (0,082 - 0,028) = 1$ - коефіцієнт, форми пучка

$C_Z = 0,95$ - коефіцієнт, що враховує кількість рядів в пучку уздовж потоку повітря; $n = 0,61 \cdot \varphi^{0.08} = 0,61 \cdot (8,5)^{0.08} = 0,7$, $m = S_2 + \varphi^{-0.48} = 0,085 + (8,5)^{-0.48} = 0,03$.

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря рівний:

$$\alpha_K = \frac{Nu \cdot \lambda_B}{d_H} = \frac{54,8 \cdot 2,44 \cdot 10^{-2}}{0,028} = 47,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

де d_H - визначальний розмір, м.

Коефіцієнт вологовиділення за цих умов рівний:

$$\xi = 1 + \frac{(d_K'' \cdot \varphi_K - d_H'') \cdot (r - h_H)}{C_B' \cdot (t_K - t_H)} =$$

$$= 1 + \frac{(3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 - 2,6 \cdot 10^{-3}) \cdot (2835 + 9,2)}{1,02 \cdot (0 - (-4,4))} = 1,35$$

де $r = 2835 \text{ кДж/кг}$ - питома теплота фазового переходу при $t_H < 0^\circ \text{C}$;

$d_H'' = 3,27 \cdot 10^{-3} \text{ кг} / \text{кг}$ - вологовміст вологого повітря в пограничному шарі в поверхні інею при $t_H = -4,4^\circ \text{C}$ і відносною вологістю $\varphi = 1$;

$h_H = 2,09 \cdot t_H = 2,09 \cdot (-4,4) = -9,2 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія інею;

$C_B' = 1,009 + 1,87 \cdot d_m = 1,005 + 1,87 \cdot 8,1 \cdot 10^{-3} = 1,02 \text{ кДж/(кгК)}$ – питома

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

теплоємність вологого повітря;

$d_m = 0,5 * (d_k + d_2) = 0,5 * (9,64 + 6,47) * 10^{-3} = 8,1 * 10^{-3} \text{ кг} / \text{кг}$ - вологовміст повітря при визначальній температурі.

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні теплопередаючого елемента з врахуванням термічного опору шару інею знайдемо як:

$$\alpha_{\text{пр}} = \left(\frac{1}{\alpha_k * \xi} + \frac{\delta_{\text{ин}}}{\lambda_{\text{ин}}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{47,8 * 1,35} + \frac{0,003}{0,2} \right)^{-1} = 32,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

де , $\lambda_{\text{ин}} = 0,2 \text{ Вт} / (\text{м} * \text{К})$ - коефіцієнт теплопровідності інею.

Коефіцієнт ефективності ребра знайдемо як:

$$E = \frac{th(mh)}{mh} = \frac{th(0,61)}{0,61} = 0,88,$$

де $mh' = \sqrt{\frac{2 * \alpha_{\text{пр}}}{\delta_{\text{ср.р}} * \lambda_p}} * h' = \sqrt{\frac{2 * 32,8}{0,001 * 180}} * 0,032 = 0,61$ - безрозмірний комплекс,

$\lambda_p = 180 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра

$h' = h * (1 + 0,805 * \log(\frac{D}{d_H})) = 0,026 * (1 + 0,805 * \log(\frac{0,076}{0,028})) = 0,032 \text{ м}$ - умовна висота ребра.

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{пр.н}} &= \alpha_{\text{пр}} * (F_p * E * \psi * C_k + F_{\text{тр}}) / F_H = \\ &= 32,8 * (8,03 * 10^{-3} * 0,88 * 0,97 * 1 + 9,5 * 10^{-4}) / 8,98 * 10^{-3} = 28,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}} \end{aligned}$$

де $\psi = 1 - 0,058 * mh' = 1 - 0,058 * 0,61 = 0,97$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра;

C_k - коефіцієнт враховує контактне термічне спротивлення між трубою і ребром. Для біметалічної литої поверхні він рівний $C_k = 1$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні хладону в трубах апарату:

$$\alpha_o = (103,2 + 0,19 * t_o) * q_B^{0,25} = (103,2 + 0,19 * (-12)) * 3225^{0,25} = 761 \text{ Bm} / (\text{m}^2 * \text{K})$$

де q_B - щільність теплового потоку, отнесеного до внутрішньої поверхні труби:

$$q_B = \alpha_K * \xi * (t_{CP,B} - t_{II}) * \beta^{II} = 47,8 * 1,35 * (-1 - (-4,4)) * 14,7 = 3225 \text{ Bm} / \text{m}^2$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею, рівний:

$$K_H^{II} = \left(\frac{1}{\alpha_{IP,H}} + \frac{\varphi * \delta_T}{\lambda_T} + \frac{\beta_{II}}{\alpha_o} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{28,5} + \frac{8,5 * 0,0025}{45} + \frac{14,7}{761} \right)^{-1} = 18,25 \frac{\text{Bm}}{\text{m}^2 * \text{K}};$$

віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні інею, рівний:

$$K_H = K_H^{II} * \frac{\beta}{\beta^{II}} = 18,25 * \frac{12}{14,7} = 14,9 \frac{\text{Bm}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

Перевіряємо значення раніше прийнятої температури поверхні інею. Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею рівна:

$$\Delta t_p = \frac{q_H}{\alpha_K * \xi} = \frac{201}{47,8 * 1,35} = 3,2^\circ \text{C},$$

де q_H - щільність теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні інею, рівна:

$$q_H = K_H^{II} * (t_{CP,B} - t_o) = 18,25 * (-1 - (-12)) = 201 \frac{\text{Bm}}{\text{m}^2}.$$

Відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур рівна:

$$\delta = \left| \frac{\Delta t_p - \Delta t}{\Delta t_p} \right| * 100\% = \left| \frac{3,2 - 3,4}{3,2} \right| * 100\% = 6\% < 7\%,$$

де $\Delta t = t_{CP,B} - t_{II} = -1 - (-4,4) = 3,4^\circ \text{C}$ - прийнята різниця температур повітря і поверхні інею.

Визначаємо площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача.

Приймаю в камері охолодження груш одному повітроохолоджувачі:

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{H1} = \frac{Q_0}{K_H * (t_{CP.B} - t_0)} = \frac{36000}{14,9 * (-1 - (-12))} = 220, M^2$$

$$F_{H2} = \frac{Q_0}{K_H * (t_{CP.B} - t_0)} = \frac{26500}{14,9 * (-1 - (-12))} = 162, M^2$$

$$F_{H3} = \frac{Q_0}{K_H * (t_{CP.B} - t_0)} = \frac{21500}{14,9 * (-1 - (-12))} = 131,2 M^2$$

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач:

$$V_{B1} = Q_0 / [\rho_B * (h_1 - h_2) * 10^3] = 36000 / [1,293 * (9,64 - 6,47) * 10^3] = 8,78 M^3 / c = 31608 M^3 / ч$$

$$V_{B2} = Q_0 / [\rho_B * (h_1 - h_2) * 10^3] = 25600 / [1,293 * (9,64 - 6,47) * 10^3] = 6,24 M^3 / c = 22464 M^3 / ч$$

$$V_{B3} = Q_0 / [\rho_B * (h_1 - h_2) * 10^3] = 21500 / [1,293 * (9,64 - 6,47) * 10^3] = 5,24 M^3 / c = 18883 M^3 / ч$$

Мінімальний живий перетин повітроохолоджувача з інсєм на теплообмінній поверхні:

$$F_{Ж1} = V_{B1} / \omega_B = 8,78 / 4 = 2,195 M^2$$

$$F_{Ж2} = V_{B2} / \omega_B = 6,24 / 4 = 1,56 M^2$$

$$F_{Ж3} = V_{B3} / \omega_B = 5,24 / 4 = 1,31 M^2$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача:

$$F_{\phi1} = F_{Ж1} * (S_1 * u) / f_{Ж} = 2,195 * (0,085 * 0,012) / 2,9 * 10^{-4} = 7,72 M^2$$

$$F_{\phi2} = F_{Ж2} * (S_1 * u) / f_{Ж} = 1,56 * (0,085 * 0,012) / 2,9 * 10^{-4} = 5,49 M^2$$

$$F_{\phi3} = F_{Ж3} * (S_1 * u) / f_{Ж} = 1,31 * (0,085 * 0,012) / 2,9 * 10^{-4} = 4,61 M^2$$

Орієнтовні геометричні розміри теплообмінної секції повітроохолоджувача:

Ширина:

$$H'_1 = (F_{\phi1} / n)^{0,5} = (7,72 / 1)^{0,5} = 2,78 M$$

$$H'_2 = (F_{\phi2} / n)^{0,5} = (5,49 / 1)^{0,5} = 2,32 M$$

$$H'_3 = (F_{\phi3} / n)^{0,5} = (4,61 / 1)^{0,5} = 2,15 M$$

Довжина:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L'_1 = H'_1 * n = 2,78 * 1 = 2,78 \text{ м}$$

$$L'_2 = H'_2 * n = 1,25 * 1 = 1,25 \text{ м}$$

$$L'_3 = H'_3 * n = 1,15 * 1 = 1,15 \text{ м}$$

Орієнтовне число труб у фронтальному перетині пучка:

$$Z_{II1} = H' / S_1 = 2,78 / 0,085 = 32,7 = 33 \text{ шт}$$

$$Z_{II2} = H' / S_1 = 1,25 / 0,085 = 14,7 = 15 \text{ шт}$$

$$Z_{II3} = H' / S_1 = 1,15 / 0,085 = 13,6 = 14 \text{ шт}$$

Число труб впоперек потоку повітря округлюємо до цілого значення.

Ширина:

$$H_1 = Z_{II1} * S_1 = 33 * 0,085 = 2,8 \text{ м}$$

$$H_2 = Z_{II2} * S_1 = 15 * 0,085 = 1,275 \text{ м}$$

$$H_3 = Z_{II3} * S_1 = 14 * 0,085 = 1,19 \text{ м}$$

Довжина:

$$L_1 = F_{\phi 1} / H_1 = 7,72 / 2,8 = 2,76 \text{ м}$$

$$L_2 = F_{\phi 2} / H_2 = 5,49 / 1,275 = 4,31 \text{ м}$$

$$L_3 = F_{\phi 3} / H_3 = 4,61 / 1,19 = 3,87 \text{ м}$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині повітроохолоджувача:

$$n_{ж1} = F_{ж1} / f_{ж} = 2,195 / 2,9 * 10^{-4} = 7569 \text{ шт}$$

$$n_{ж2} = F_{ж2} / f_{ж} = 1,56 / 2,9 * 10^{-4} = 5380 \text{ шт}$$

$$n_{ж3} = F_{ж3} / f_{ж} = 1,31 / 2,9 * 10^{-4} = 4517 \text{ шт}$$

Площа сухої зовнішньої поверхні одного ряду труб у фронтальному перетині повітроохолоджувача:

$$F_{H1} = f_H * n_{ж} = 8,98 * 10^{-3} * 7569 = 68 \text{ м}^2$$

$$F_{H2} = f_H * n_{ж2} = 8,98 * 10^{-3} * 5380 = 48 \text{ м}^2$$

$$F_{H3} = f_H * n_{ж3} = 8,98 * 10^{-3} * 4517 = 41 \text{ м}^2$$

Орієнтовне число труб по ходу повітря в повітроохолоджувачі:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Z_{\text{PP}1} = F_H / F_{H1} = 220 / 68 = 3,24 \text{ м}$$

$$Z_{\text{PP}2} = F_H / F_{H2} = 162 / 48 = 3,375 \text{ м}$$

$$Z_{\text{PP}3} = F_H / F_{H3} = 131,2 / 41 = 3,2 \text{ м}$$

Розрахункові параметри теплообмінної секції повітроохолоджувача сумарна довжина труб апарату:

$$\Sigma L_1 = L * Z_{\text{П}1} * Z_{\text{PP}1} = 1,5 * 33 * 4 = 198 \text{ м}$$

$$\Sigma L_2 = L * Z_{\text{П}2} * Z_{\text{PP}2} = 1,5 * 15 * 4 = 90 \text{ м}$$

$$\Sigma L_3 = L * Z_{\text{П}3} * Z_{\text{PP}3} = 1,5 * 14 * 4 = 84 \text{ м}$$

площа зовнішньої поверхні:

$$F_{\text{Д}1} = \Sigma L_1 * \pi * d_{\text{ВН}} * \beta = 198 * 3,14 * 0,02 * 12 = 149 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{Д}2} = \Sigma L_2 * \pi * d_{\text{ВН}} * \beta = 90 * 3,14 * 0,02 * 12 = 68 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{Д}3} = \Sigma L_3 * \pi * d_{\text{ВН}} * \beta = 84 * 3,14 * 0,02 * 12 = 63 \text{ м}^2$$

глибина секції;

$$B = S_2 * Z_{\text{PP}} = 0,085 * 4 = 0,34 \text{ м}$$

Підбираємо повітроохолоджувачі серії Alfa Laval Optigo CC або Optigo CCB, які призначені для холодильних камер зберігання та технологічних приміщень з додатними температурами.

Таблиця 21. Результати підбору повітроохолоджувачів.

Камера	Розрахункове навантаження, кВт	Навантаження з запасом 10 %, кВт	Обраний тип
№1	36,0	39,6	Alfa Laval Optigo CCB
№2	25,6	28,2	Alfa Laval Optigo CC
№3	43,0	47,3	Alfa Laval Optigo CCB

Підбір обладнання виконано за умов температури повітря в камері +1°C та температури кипіння холодоагенту -10°C. Для забезпечення стабільної роботи системи прийнято резерв холодопродуктивності 10 %. За результатами підбору для камер холодопродуктивністю 25,6–43 кВт рекомендовано застосування повітроохолоджувачів Alfa Laval серій Optigo CC та Optigo CCB.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

7. Розрахунок повітряного конденсатора

Для конденсатора з повітряним охолодженням приймаємо конструкцію з пластичастим орбренням, рис.7,1

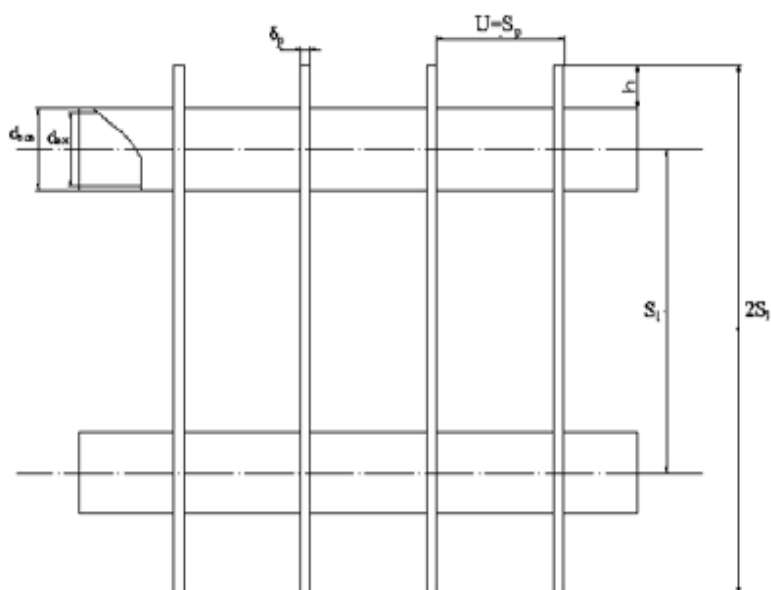


Рисунок.7.1 Теплообмінна секція

Визначаємо вихідні дані для розрахунку

- теплове навантаження $Q_k=37,4$ кВт
- температура конденсації $t_k=45$ °С
- холодильний агент R404 а
- розрахункова температура зовнішнього повітря $t_{зov}=30$ °С
- відносна вологість зовнішнього повітря $\varphi=50\%$
- основні розміри елементів орбреної поверхні
- зовнішній діаметр труби $d_{зov}=0.015$ м
- внутрішній діаметр труби $d_{вн}=0.013$ м
- ребра пластинчаті алюмінієві
- шаг ребер $S_p=0.004$ м
- товщина ребер $\delta_p=0.0004$ м
- умовна висота ребра $h_p=0.028$ м
- крок труби по фронту повітря $S_1=0.028$ м
- крок труби по фронту повітря $S_2=0.028$ м

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

- Матеріал труб - мідь (Cu)
- матеріал ребер - алюміній (Al)
- розташування труб у пучку – коридорне
- характеристики труб обрано за даними виробника Flincoil

Задаємося різницею температур повітря на вході 30 °С, та на виході з конденсатора 36 °С

$$\Delta t = 36 - 30 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

1. Визначаємо логарифмічну різницю температур:

$$\Theta = \frac{\Delta t}{\ln\left(\frac{t_k - t_n}{\Delta t}\right)} = \frac{30}{\ln\left(\frac{10}{30}\right)} = 6.55$$

Визначаємо середнє значення температури:

$$t_{п.ср.} = (\Delta t + t_n) / 2 = (36 + 30) / 2 = 33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Густина $\rho = 1.102 \text{ кг/м}^3$

Теплоємність $c_p = 1.007 \text{ кДж/кг}$

$$\nu_{пар} = (13.45 + 0.0885 \cdot t_{п.ср} + 0.00013 \cdot t_{п.ср}^2) \cdot 10^{-6} = (13.45 + 0.0885 \cdot 33 + 0.00013 \cdot 33^2) \cdot 10^{-6} = 1.637 \cdot 10^{-5}$$

коефіцієнт теплопровідності повітря при температурі 36 °С

$$\lambda_{п} = 0.024 + 0.8 \cdot 10^{-4} \cdot t_{п.ср} = 0.024 + 0.8 \cdot 10^{-4} \cdot 36 = 0.027 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$$

Масова витрата повітря складає:

$$G_{п} = Q_k / c_p \cdot \Delta t = 37,4 / 1.007 \cdot 36 = 1,03 \text{ кг/с}$$

Обємна витрата повітря складає:

$$V_{п} = G_{п} / \rho = 2.152 / 1.102 = 0,94 \text{ м}^3/\text{с}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

2. Визначаємо площу живого перерізу апарата, для чого попередньо приймаємо швидкість повітря $\omega=6$ м/с

$$F_{ж} = V_{п}/\omega = 0,94/6 = 0.16$$

Визначаємо площу зовнішньої теплообмінної поверхні 1 м. труби
Поверхня труби між ребрами, розрахована для 1 м. довжини оребреної труби:

$$F_{тр} = \pi \cdot d_{зов} \cdot (1 - \delta_p / S_p) = 3.14 \cdot 0.015 \cdot (1 - 0.0004 / 0.004) = 0.042 \text{ м}^2/\text{м}$$

Поверхня ребер, розрахована для 1м довжини оребреної труби:

$$F_p = 2 \cdot (S_1 - \pi d_{зов}^2 / 4) \cdot 1 / S_p = 2 \cdot (0.028 - \pi \cdot 0.015^2 / 4) \cdot 1 / 0.028 = 0.304 \text{ м}^2/\text{м}$$

3. Зовнішня поверхня оребреної труби довжиною 1 м.

$$F_3 = F_{тр} + F_p = 0.042 + 0.304 = 0.346 \text{ м}^2/\text{м}$$

Зовнішня поверхня 1м. гладкої труби:

$$F_0 = \pi \cdot d_{зов} = 3.14 \cdot 0.015 = 0.047 \text{ м}^2/\text{м}$$

4. Еквівалентний діаметр міжтрубної-ребристої ячейки для проходження повітря:

$$d_e = \frac{2 \cdot (S_1 - d_{зов}) \cdot (S_p - \delta_{вн})}{(S_1 - d_{зов}) + (S_p - \delta_{вн})} = \frac{2 \cdot (0.028 - 0.015) \cdot (0.004 - 0.0004)}{(0.028 - 0.015) + (0.004 - 0.0004)} = 5.64 \cdot 10^{-3}$$

Приймаємо кількість паралельних секцій $a=4$ і розраховуємо довжину пластин по ходу повітря.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

5. Довжина в напрямі потоку повітря:

a - кількість рядів труб в заданому напрямі, 4

$$L=S_1 \cdot a=0.028 \cdot 4=0.112 \text{ м}$$

6. Визначаємо число Рейнольдса і характер руху повітря:

$$Re= \omega \cdot d_e / \nu= 6 \cdot 5.64 \cdot 10^{-3} / 1.637 \cdot 10^{-5}=2066$$

Знаходимо коефіцієнти:

$$c_H=0.518-0.02315 \cdot (L/d_e)+0.425 \cdot 10^{-3} \cdot (L/d_e)^2-3 \cdot 10^{-6} \cdot (L/d_e)^3 \cdot (1.36-0.24 \cdot R/1000)=$$
$$0.518-0.02315 \cdot (0.112/5.64 \cdot 10^{-3})+0.425 \cdot 10^{-3} \cdot (0.112/5.64 \cdot 10^{-3})^2-3 \cdot 10^{-6} \cdot (0.112/5.64 \cdot 10^{-3})^3 \cdot (1.36-0.24 \cdot 2066/1000)=0.169$$

$$n=0.45+0.0066 \cdot L/d_e=0.45+0.0066 \cdot 0.112/5.64 \cdot 10^{-3}=0.581$$

$$m=-0.028+0.08 \cdot R/1000=-0.028+0.08 \cdot 2066/1000=0.137$$

$$N= c_H \cdot R^n \cdot (L/d_e)^m= 0.169 \cdot 2066^{0.581} \cdot (0.112/5.64 \cdot 10^{-3})^{0.137}=21.48$$

коефіцієнт тепловідачі з боку повітря:

$$\alpha_k=N \cdot \lambda_{п}/d_e= 21.48 \cdot 0.027/5.64 \cdot 10^{-3}=101.5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

7. Визначаємо коефіцієнт тепловідачі з боку повітря віднесений до повної оребреної поверхні труби:

λ - коефіцієнт теплопровідності, 217 Вт/м·К

$$m_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_k}{\lambda \cdot \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 101.5}{217 \cdot 0.004}} = 48.36$$

$$\rho_1 = 1.28 \cdot \frac{S_1}{d_{зоб}} \left(\sqrt{\frac{S_1}{S_2}} - 0.2 \right) = .28 \cdot \frac{0.028}{0.015} \left(\sqrt{\frac{0.028}{0.028}} - 0.2 \right) = 1.911$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Умовна висота ребра:

$$h_p = 0.5 \cdot d_{\text{зов}}(\rho_1 - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln(\rho_1)) = 0.5 \cdot 0.015(1.911 - 1) \cdot (1 + 0.35 \cdot \ln(1.911)) = 0.00838 \text{ м}$$

8. Коефіцієнт ефективності ребра:

$$\Sigma_p = \frac{th(m_1 \cdot h_p)}{m_1 \cdot h_p} = \frac{th(48.36 \cdot 0.00838)}{48.36 \cdot 0.00838} = 98.83 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Визначаємо щільність теплового потоку з боку поверхні до повітря, віднесений до зовнішньої поверхні апарата. Для визначення опору мастильного забруднення:

$$\lambda_m = 0.12 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}, \delta_m = 0.0005 \text{ м}$$

Дані на трубу:

$$\lambda_{\text{тр}} = 384 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}, \delta_{\text{тр}} = 0.001 \text{ м}$$

$$\theta_{\text{пл}} = 1$$

$$q_{\text{fn}} = \frac{\Theta_{n1}}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{н.прив.}}} \right) + \left(\frac{\delta_{\text{мп}}}{\lambda_{\text{мп}}} + \frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} \right) \left(\frac{F_p - F_{\text{мп}}}{F_o} \right)} = \frac{1}{\left(\frac{1}{98.83} \right) + \left(\frac{0.001}{384} + \frac{0.0005}{0.12} \right) \left(\frac{0.304 - 0.042}{0.047} \right)} = 24.54$$

Вт/м²

9. Коефіцієнт тепловідачі від холодильного агента R404a до внутрішньої поверхні труби. Властивості R404a при 40 °С:

теплота конденсації $r = 33.8 \text{ кДж/кг}$

густина рідини $\rho_p = 1252 \text{ кг/м}^3$

коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0.064 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

коефіцієнт динамічної вязкості $\mu = 1.59 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$\Delta t = 129.3 \cdot 10^3 \text{ тоді,}$$

10. Питомий тепловий потік від агента до зовнішньої поверхні $q_{aF_{BH1}}$
 Внутрішня поверхня труби довжиною 1 м.

$$F_{BH} = \pi \cdot d_{BH} = 3.14 \cdot 0.013 = 0.041 \text{ м}^2$$

Визначаємо щільність теплового потоку з боку агента, віднесену до зовнішнього поверхні $q_{aF_{BH1}}$:

$$q_{aF_{BH1}} = \alpha_a \cdot \theta_a \cdot F_{BH} / F_{зОВН} = 2211 \cdot 1 \cdot (0.0408 / 0.305) = 261,5 \theta^{0.75}$$

11. Вирішуємо з графічного рівняння $q_{aF_{BH1}} = 261,5 \theta^{0.75}$ та $q_{F_{ЗП}} = 23.2(6.55 - \theta_a)$ і визначаємо щільність теплового потоку $q_{F_{ЗОВ}}$ та температурні напори з боку агента і з боку повітря. При побудові графіка спочатку викладаємо на осі ординат масштабне значення логарифмічного напору і будуємо з початку координат лінійну залежність $q_{F_{ЗП}} = 21.6 \cdot \theta_{П}$



12. Визначаємо зовнішню поверхню:

$$F_{ЗН} = Q_k / q_{F_{ЗП}} = 37400 / 141,7 = 163.87 \text{ м}^2$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Сумарна довжина труб в апараті:

$$\Sigma L = F_{zn} / F_{зтр} = 163.87 / 0.345 = 474,5 \text{ м}$$

$$F_{жр} = (S_1 - d_3)(S_p - \delta_p) = (0.028 - 0.015)(0.004 - 0.001) = 0.000039 \text{ м}^2$$

13. Визначаємо кількість оребрених елементів у фронтальному перетині апарата:

$$n_{ре} = F_{ж} / F_{жр} = 0.325 / 0.000039 = 8333$$

Визначаємо сумарну довжину труб у фронтальному перетині пучка

$$L_{\phi} = S_p \cdot n_{ре} = 0.004 \cdot 8333 \text{ м}$$

14. Визначаємо площу вільного фронтального перетину апарата на вході повітря:

$$S_{\phi} = F_{ж} \cdot S_1 \cdot S_p / F_{жр} = 0.325 \cdot 0.028 \cdot 0.004 / 0.000039 = 0.933 \text{ м}^2$$

Повітряне охолодження конденсатора забезпечується двома осьовими вентиляторами ЕС-типу. Загальна витрата повітря через конденсатор становить 12650 м³/год, що забезпечує відведення теплового навантаження конденсатора при роботі на холодоагенті R404A.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

8. Розрахунок діаметрів трубопроводів

Для рідкого холодильного агента рекомендована швидкість (0,5-1,5) м/с.

Прийmemo швидкість 1 м/с

G - Масова витрата холодильного агента

ρ - щільність відкого холодильного агента

V - швидкість щільного холодильного агента

$\rho=638$ кг/м³, V=1 м/с

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\rho \cdot V \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.227}{638 \cdot 1 \cdot 3.14}} = 0.021 \text{ м}$$

Для парообразного холодильного агента рекомендована швидкість для горизонтального трубопровода не менше 10 м/с. для вертикальних (12) м/с

Вертикальний участок

$\rho_1=3.46$ кг/м³, V₁=12 м/с

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\rho_1 \cdot V_1 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.227}{3.46 \cdot 12 \cdot 3.14}} = 0.083 \text{ м,}$$

тоді при V₂=10 м/с

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\rho_1 \cdot V_2 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.128}{3.46 \cdot 10 \cdot 3.14}} = 0.091 \text{ м}$$

Участок на нагнітанні

$\rho_2=26$ кг/м³

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\rho_2 \cdot V_2 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.227}{26 \cdot 10 \cdot 3.14}} = 0.034 \text{ м}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

9. Охорона праці

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально - економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці. Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Завдання охорони праці - звести до мінімуму ймовірність поразки або захворювання працюючі з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих факторів.

Хладонові холодильні установки підрозділяють на 2 групи залежно від годинного обсягу , описувано поршнями компресора. При розташування в приміщенні декількох однакових компресорів (по холодопродуктивності група визначається по V_h одного компресора. У нашому випадку $V_h=0,04 \text{ м}^3/\text{з}$, віднесемо установку до групи В.

Трубопроводи холодильних установок фарбують у кольори, що відповідає їхньому призначенню:

- усмоктувальний - у синій;
- нагнітаючий - у червоний;
- рідинні - срібlistий.

Класифікація виробництва по ступені вибухонебезпечної й пожежної небезпеки.

По пожежної, вибухонебезпечної небезпеки приміщення холодильної станції стаяться до категорії Д. Дане приміщення ставиться категорії П-III з підвищеною небезпекою поразки електричним струмом.

Властивості хладону-404а

Хладон 404а. Температура кипіння при атмосферному тиску становить – 29,8 °С.

Хладон 404а важкий, безбарвний газ із дуже слабким специфічним запахом, що відчувається при змісті хладона в повітрі більше 20% від обсягу.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Гранично припустима концентрація пар R 404a в повітрі виробничих приміщень дорівнює $3000 \text{ м}^2/\text{м}^3$. R 404a не горить, у суміші з повітрям не запалюється й не вибухає. Але при зіткненнями з нагрітими поверхнями або при наявності відкритого полум'я хладон розкладається. З утворенням токсичних речовин, утвориться водень і невелика кількість фторофосгена. Продукти розкладання не мають запаху, кольори й це збільшує небезпеку отруєння R 404a, що вимагає підвищеної герметичності системи холодильних установок.

Обслуговуючий персонал холодильної установки повинен уміти надавати першу допомогу потерпілим при отруєнні й поразці холодоагентом.

При удушенні, викликаній нестатком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним фреоном, необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Рекомендується питво (міцний солодкий чай, кава, лимонад), вдихання кисню протягом 30-45 хвилин. У випадку припинення подиху варто робити штучне дихання до приходу лікаря.

При влученні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закопують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно негайно звернутися до лікаря.

До постачання питною водою висувають наступні вимоги: температура води повинна бути $20-28^\circ\text{C}$, не повинна містити в собі шкідливих домішок.

Техніка безпеки при експлуатації встаткування. Робота компресорного встаткування пов'язана з виникненням небезпечних і шкідливих факторів, обумовлених наявністю в компресора частин, що рухаються, і високого тиску. Для безпечної експлуатації компресорів необхідно, головним чином, забезпечити їхню герметичність, раціональне змащення й достатнє охолодження. Кожний поршневий компресор повинен бути обладнаний запобіжним клапаном, установленим на лінії нагнітання. Запобіжні клапани (а так само запобіжні розривні пристрої) використовують для захисту установок від підвищення в них тиску вище межі, установленими правилами техніки безпеки.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

У посудинах і трубопроводах, призначених для різних рідин і газоподібних агресивних і неагресивних середовищ із температурами 223 - 873 К и тиском до 32 Мпа застосовують запобіжні клапани прямої дії (пружинні й важільно-вантажні).

Виконаємо розрахунок запобіжного клапана. Клапан підбирається по величині площі перетину клапана, що дорівнює найменшій площі перетину в проточній частині -Р и за значенням коефіцієнт витрати газу для даної конструкції клапана - а, що

визначається виготовлювачем, [7]:

$$F \cdot \alpha = \frac{G}{B \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}} \quad (9.1)$$

де: G - масова витрата газу через запобіжний клапан - G=0,6...1 кг/з, приймаємо рівним 0,7 кг/з;

μ - коефіцієнт витрати приймаємо 0,75

p_1 і p_2 -максимальний абсолютний тиск перед клапаном і за ним, Па,

p_1 приймається на 15 % більше розрахункового, отже для проектованої установки $p_1 = 1,15 \cdot 1,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,38 \cdot 10^6 \text{ Па}$; p_2 приймаємо рівним атмосферному ($0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$), тому що газ при виході із клапана буде попадати безпосередньо в атмосферу;

ρ - щільність середовища при тиску p_1 і температурі перед клапаном ($t=98 \text{ }^\circ\text{C}$), $\rho=52,83 \text{ кг/м}^3$; [1, т.24]

У - коефіцієнт розширення стікаючого струменя, приймаємо рівним $B=0,476$ [1, т.25].

$$F = \frac{0,6}{0,75 \cdot 0,476 \sqrt{2 \cdot 75,5(1,4 \cdot 10^6 - 0,1 \cdot 10^6)}} = 9,76 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,67 \cdot 10^{-5}}{3,14}} = 1,1 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_y=15 \text{ мм}$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Правила безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском посудина, що працює під тиском - герметично закрита ємність, призначена для проведення хімічних і теплових процесів.

На всі посудини й апарати холодильних установок незалежно від виду застосовуваного холодоагенту поширюються Правила пристрою й безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском, затверджені Гостехнадзором.

Найбільш частими причинами аварій і вибухів посудин, що працюють під тиском, є перевищення гранично припустимого тиску, порушення температурного режиму, втрата посудиною механічної міцності, порушення технологічного режиму роботи. Недостатня кваліфікація обслуговуючого персоналу й відсутність необхідного технологічного нагляду.

Будь-які посудини, що працюють під тиском, виготовляють на підприємствах, що розташовують відповідною технічною базою й мають дозволом інспекції Гостехнадзора на їхнє виготовлення.

Всі посудини, що працюють під тиском, до їхнього пуску в роботу повинні бути зареєстровані в органах Гостехнадзора. Посудини, що працюють під тиском, повинні піддаватися технічним оглядам: внутрішньому огляду й гідравлічним випробуванням. На посудинах холодильних установок гідравлічні випробування дозволяється замінити пневматичними на пробний тиск. Внутрішній огляд посудин холодильних установок

через їхню конструкцію замінюється пневматичними випробуваннями. Об проведені випробування роблять запис у паспорт посудини.

Електробезпе́чність устаткування.

Електробезпе́чність - це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого й небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля й статичної електрики. Основними мірами захисту від поразки електричним струмом є: забезпечення неприступності струмоведучих частин, що перебувають під напругою, для випадкового дотику; електричний поділ мережі; усунення небезпеки

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						54
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

поразки з появою напруги на корпусах, кожухах і інших частинах електроустановки, що досягається застосуванням малих напруг, використанням подвійної ізоляції, вирівнюванням потенціалу, захисним заземленням, зануленням, відключенням і ін.; застосування спеціальних електрозахисних засобів - переносних приладів і пристосувань; організація безпечної експлуатації електроустановок.

Класифікація приміщень по ступені поразки електричним струмом

Всі приміщення діляться по ступені поразки людей електричним струмом на три класи:

1. без підвищеної небезпеки
2. с підвищеною небезпекою
3. особливо небезпечні

Приміщення без підвищеної небезпеки - це сухі, беспильні приміщення з нормальною температурою повітря й з ізолюючими (наприклад, дерев'яними) підлогами, тобто в які відсутньої умови, властиві приміщенням з підвищеною небезпекою й особливо небезпечним.

Приміщення з підвищеною небезпекою характеризуються наявністю одного з наступних п'яти умов, що створюють підвищену небезпеку:

вогкості, коли відносна вологість повітря довгостроково перевищує 75%; такі приміщення називають сирими;

високої температури, коли температура повітря довгостроково (понад добу) перевищує +35 °С; такі приміщення називають жаркими;

струмопровідного пилу, коли за умовами виробництва в приміщеннях виділяється те до провідний технологічний пил (наприклад, вугільна, металева, і т.п.) у такій кількості, що вона осідає на проводах, проникає усередину машин, апаратів т т.п.; такі приміщення називають курними зі струмопровідним пилом; струмопровідних підлог металевих, земляних, залізобетонних, цегельних і т.п.;

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

можливості одночасного дотику людини з маючого з'єднання із землею металокопункціям будинків, технологічним апаратам, механізмам і т.п., з одного боку, і до металевих корпусів електроустаткування - з іншої.

Приміщення особливо небезпечні характеризуються наявністю одного з наступних трьох умов, що створюють особливу небезпеку:

особливої вогкості, коли відносна вологість повітря близька до 100% (стіни, підлога й предмети, що перебувають у приміщенні, покриті вологою); такі приміщення називають особливо сирими;

хімічно активного або органічного середовища, тобто приміщення, у яких постійно або протягом тривалого часу втримуються агресивні пари, гази, рідини, що утворюють відкладення або цвіль, що діють руйнуючі на ізоляцію й струмоведучі частини електроустаткування; такі приміщення називають приміщеннями з хімічно активним або органічним середовищем;

одночасної наявності двох або більше умов, властивих приміщенням з підвищеною небезпекою.

Класифікація встаткування по ПУЕ.

ПУЕ регламентує пристрій електроустаткування у виробничих приміщеннях і для зовнішніх технологічних установок. Вибір і установку електроустаткування роблять відповідно до цих правил на основі класифікації вибухонебезпечних зон і сумішей.

Зона класу В-1. До неї відносять приміщення, у яких можуть утворюватися вибухонебезпечні суміші пар і газів з повітрям при нормальних умовах роботи

Зона класу В-1а, У цю зону входять приміщення, у яких вибухонебезпечні суміші не утворюються при нормальних умовах експлуатації встаткування, але можуть утворитися при аваріях або несправностях.

Зона класу В-1б. До цього класу відносять:

а) приміщення, у яких можуть утримуватися горючі пари й гази з високою нижньою межею запалення (15% і більше), що володіють різким заходом

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

б) приміщення, у яких можливе утворення лише локальних вибухонебезпечних сумішей в обсязі менш 5% приміщення.

Зона класу В-1м У цю зону входять зовнішні установки, у яких перебувають вибухонебезпечні гази, пари й ЛВЖ

Зона класу В-П, До неї відносять приміщення, у яких виробляється обробка горючих пилів і волокон, здатних утворювати вибухонебезпечні суміші з повітрям при нормальних режимах роботи.

Зона класу В-Па. У цю зону входять приміщення, у яких вибухонебезпечні пило-повітряні суміші можуть утворюватися в результаті аварій і несправностей.

Приміщення й установки, у яких утримуються ГЖ і горючі пили, нижня концентраційна межа яких вище 63г/м^3 , відносять до пожароопасним і класифікують у такий спосіб.

Зона класу П-1. До неї відносять приміщення, у яких утримуються ГЖ.

Зона класу П-П. У цю зону входять приміщення, у яких утримуються горючі пили з нижньою концентраційною межею вище 65г/м^3 .

Зона класу П-Па. До неї відносять приміщення, у яких утримуються тверді горючі речовини, не здатні переходити у зважений стан.

Установки класу П-Ш. До них відносять зовнішні установки, у яких утримуються ГЖ (з температурою спалаху вище 61°C) або тверді горючі речовини.

Устаткування по класифікації вибухонебезпечні зони сумішей ставиться до зони класу В-1б (б)

Електробезпе́чність устаткування.

Електробезпе́чність - це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого й небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги й електромагнітного поля.

Приміщення машинного відділення по ступені небезпеки поразки електричним струмом відносно до приміщень із підвищеною безпекою. Електричним струмом ставляться до приміщень із підвищеною безпекою.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

В машинному відділенні є струмопровідні підлоги й досить тісно розташована технологічне встаткування.

До основних технічних засобів, що забезпечують безпека робіт в електроустановках, відносять: захисне заземлення, занулення, вирівнювання потенціалів, захисне відключення, електричне поділ мережі, застосування малої напруги, огороження й блокування, ізоляцію струмоведучих частин, застосування підвищеної частоти, електрозахитних засобів.

Використання цих засобів у різних сполученнях дозволяє забезпечити захист людей від дотику до струмоведучих частин, від небезпечного переходу напруги на неструмоведучі частини, від крокових напруг і т.п.

Найчастіше використовують захисне заземлення. Захисним заземленням називають навмисне електричне з'єднання із землею або її еквівалентом металевих неструмоведучих частин, які можуть виявитися під напругою. Воно призначено для усунення поразки електричним струмом у випадку дотику до неструмоведучих металевих частин електроустановки, оказавшимся під напругою.

Гранично припустимий опір заземлення в електроустановках з напругою до 1000 У не повинне перевищувати 4 Ом у будь-який час року (R4 Ом). При цьому струм, що проходить через тіло людини < 0.05 А. [2]

Вибираємо тип і геометричні розміри заземлень: контурне - $l = 2\text{м}$; $d = 40$ мм. Відстань між вертикальними заземленнями вибираємо рівним

$$L = 1 \text{ м.}$$

Визначаємо розрахунковий питомий опір ґрунту:

$$\rho_{\text{расч.}} = \rho_{\text{физ.}} \cdot \psi, \text{ де} \quad (9.2)$$

$$\rho_{\text{физ.}} = 80 \text{ Ом} - \text{питомий опір ґрунту}; [1]$$

$$\psi = 2 - \text{кліматичний коефіцієнт. [1]}$$

$$\rho_{\text{расч.}} = \rho_{\text{физ.}} \cdot \psi = 2 \cdot 80 = 160 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

$R_{\text{стр.}}$ - опір одного вертикального заземлителя з урахуванням опору ґрунту.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

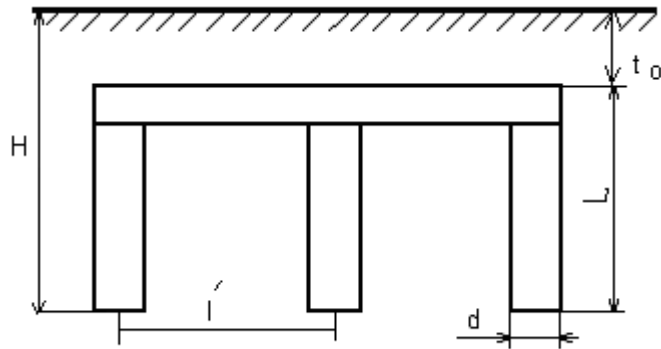


рис. 10.1

$$R_{стр.} = \frac{\rho_{расч.}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(\ln \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4H + l}{4H - l} \right), \text{ Ом} \quad (9.3)$$

$$d = 40 \text{ мм}, \quad l = 2 \text{ м}, \quad t_0 = 1, \quad H = L/2 + t_0 = 1.5 \text{ м}$$

$$R_{стр.} = \frac{160}{2 \cdot \pi \cdot 1} \left(\ln \frac{2 \cdot 2}{0.04} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1,5 + 1}{4 \cdot 1,5 - 1} \right) = 63, \text{ Ом}$$

Визначимо кількість вертикальних заземлювачів

$$n_{расч.} = \frac{R_{стр.}}{R_{расч.}} \quad (9.4)$$

$$n_{расч.} = \frac{63}{4} = 16 = 20, \text{ шт}$$

Визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів

$$R_{СВ} = \frac{R_{стр.}}{\eta \cdot n} = \frac{63}{20 \cdot 0.6} = 5,25, \text{ Ом} \quad (9.5)$$

η - коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів [1, т.20]

Довжина сполучної смуги при розміщенні по контурі

Опір смуги з урахуванням опору ґрунт

$$R_{пол.} = \frac{\rho_{расч.}}{\eta \cdot 2\pi \cdot l_{пол.}} \ln \frac{l_{пол.}^2}{d \cdot t_0} = \frac{160}{0.55 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 88} \ln \frac{88 \cdot 2}{0.02 \cdot 0.05} = 5.14, \text{ Ом} \quad (10.11)$$

Загальний опір всієї системи

$$R_{общ.} = \frac{R_{общ.ст.} \cdot R_{пол.}}{R_{общ.ст.} + R_{пол.}} = \frac{5.14 \cdot 5.25}{5.14 + 5.25} = 2,6, \text{ Ом} \quad (9.6)$$

$$R_{общ.} < R_{дон}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Пожежна профілактика

Заходу щодо пожежної профілактики підрозділяють на:

Організаційні - передуматриваючі правильну експлуатацію машин, правильний зміст будинків, території, протипожежний інструктаж робітників та службовців і т.д.

Технічні - передуматриваючі дотримання протипожежних правил, норм при проектуванні будинків, при пристрої електропроводів і встаткування, опалення, вентиляції, висвітлення, правильне розміщення встаткування.

Режимні - передуматриваючі заборону паління в не встановлених місцях
Експлуатаційні - профілактичні огляди, що передбачають своєчасні, ремонти й випробування технологічного встаткування. [1]

Матеріали, застосовувані для конструкцій, що обгороджують, і обробки приміщень, повинні бути вогнестійкими. У будинку повинне бути передбачене не менш двох евакуаційних виходів. У приміщеннях необхідно обмежити застосування дерева. Проходи, коридори й робочі місця не слід захаращувати архівними матеріалами, папером і т.д. У системі вентиляції повинні бути передбачені клапани для перекриття воздуховодов при пожежі. Повітроводи, вентиляційні камери й регулюючі пристрої систем виконуються з неспалених матеріалів.

Пожежна автоматична сигналізація.

Найбільш ефективним засобом боротьби з пожежею на обчислювальному центрі є установка на них системи електричної пожежної сигналізації.

Пожежна електрична сигналізація служить для швидкого повідомлення служби пожежної охорони про виниклу пожежу в якому-небудь приміщенні або спорудженні підприємства. У системи автоматичного пожежогасіння включається також і пожежна сигналізація. При необхідності пожежна сигналізація може бути сполучена з охоронною сигналізацією.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Система автоматичної пожежної сигналізації складається з извещателей-датчиков, установлюваних у приміщеннях, що захищають від пожежі, прийомної станції (розташованої в приміщенні пожежної команди), джерел електроживлення й електричної мережі, що зв'язують извещатели із прийомною станцією.

Системи автоматичного пожежогасіння.

Серед автоматичних систем пожежогасіння на промислових підприємствах найпоширеніші спринклерні й дренчерні установки. Вони являють собою розділену розподільну водогінну мережу з розпилювача водяних струменів або повітряно-механічної піни за допомогою спринклерних або дренчерних голівок.

Спринклерна розпилююча голівка має вихідний отвір, закритий скляним клапаном, утримуваним замком, виготовленим з легкоплавкого металевго сплаву.

При підвищенні температури повітря, нагрітого полум'ям пожежі, що почалося, внаслідок розплавлення сплаву замок розпадається й звільняє клапан, через який вода, падаючи на розетку, розпорошується й зрошує палаючу речовину. Сплав замка застосовують із температурою плавлення 72, 93, 141, 182 °С у залежності від умов можливого загоряння. Одночасно за допомогою контрольно-сигнального апарата подається звуковий сигнал, возвещающий про пожежу.

Дренчерні установки групової дії також складаються з розгалужі трубопроводів, обладнаних дренчерними розпилювачами голівками, але без замків, з відкритими отворами для виходу води. Вихід води закритий клапаном групової дії. Пуск води для гасіння пожежі може здійснюватися вручну або автоматично.

Виробнича санітарія.

Норми по виробничій санітарії й гігієні праці визначають пристрій виробничих і побутових приміщень, робочих місць відповідно до фізіології й гігієною праці, а також безпечні межі змісту в повітрі виробничих приміщень газів, пар і т.д.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Правила й норми по техніці безпеки й виробничій санітарії необхідно дотримувати як при проектуванні, так і при експлуатації промислових об'єктів, устаткування.

Розрахунок продуктивності вентиляції.

Вентиляція призначена для запобігання нагромадження в повітрі приміщення шкідливих речовин, а також для забезпечення заданих метеорологічних умов у виробничому приміщенні. Вона досягається видаленням із приміщення забрудненого повітря (витяжна вентиляція) і подачею в нього свіжого повітря (припливна вентиляція). У загальному випадку ці кількості повітря повинні бути рівні. Можливості вентиляції по відводу тепла із приміщення обмежені температурою зовнішнього повітря. По способі переміщення повітря розрізняють природну й штучну вентиляцію, а так само змішану.

Для проєктованого необхідний пристрій аварійної вентиляції, тому що можливо раптове надходження в повітря більших кількостей шкідливих речовин (при витoku холодоагенту). Для розрахунку продуктивності вентиляції необхідно знати кількість шкідливих речовин, що попадають у повітря робочої зони. Кількість повітря, необхідного для вентиляції можна визначити, знаючи кількість шкідливих речовин, що виділяються, і їхньої концентрації в що видаляє й приточном повітрі. Для зразкових розрахунків використаємо метод кратності:

$$L = k \cdot V, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (9.7)$$

де k – коефіцієнт кратності, $1/\text{година}$,

V – обсяг приміщення, м^3 ,

Коефіцієнти кратності вентиляції представлені в наступній таблиці:

Речовина	Витяжка	Приплив	Аварійна витяжка
Хладони	4	3	4

Обсяг цеху становить

$$V = A \cdot B \cdot H, \text{ м}^3 \quad (9.8)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де A – довжина цеху, $A = 12$ м;

$У$ – ширина цеху, $В = 24$ м;

H – висота цеху, $H = 5$ м.

$$L = 12 \cdot 24 \cdot 5 \cdot 3,5 = 5040 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Потужність електродвигуна вентилятора визначається по формулі:

$$N = \frac{k \cdot L \cdot H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{вент.}} \cdot \eta_{\text{перед.}}}, \text{ квт.} \quad (9.9)$$

де H – аеродинамічний опір приймаємо 250 Па.

k - коефіцієнт запасу, приймаємо $1,5$

$$\eta_{\text{вент.}} = 0,6 \div 0,8, \text{ приймаємо } \eta_{\text{вент.}} = 0,7,$$

$$\eta_{\text{перед.}} = 0,9 \div 1, \text{ приймаємо } \eta_{\text{перед.}} = 0,95.$$

Тоді потужність електродвигуна вентилятора:

$$N = \frac{1,5 \cdot 1260 \cdot 5040 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} \approx 0,8 \text{ кВт}$$

$DO = 3$ кратність притяжної вентиляції

$L=3 \cdot 5 \cdot 12 \cdot 24= 4320 \text{ м}^3/\text{год}$ потрібний повітрообмін

$$N = \frac{1,5 \cdot 960 \cdot 4320 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} \approx 0,3 \text{ кВт}$$

$DO = 4$ кратність аварійної вентиляції

Встановлюємо вентилятори (2 шт. робочих; 1 резервний для аварійної вентиляції). Відповідно до виконаного розрахунку по каталозі вибираємо підходящий вентилятор. ЦИ – 70 №5 $N_y=0,55$ $n=915$ обмін.

Розрахунок виробничого освітлення.

Правильно спроектоване й виконане освітлення на будь-якім підприємстві забезпечує можливість правильної виробничої діяльності. Стан нервової системи, схоронність зору людини й безпека на виробництві значною мірою залежить від умов освітлення. Із цієї причини необхідно зробити розрахунок системи штучного висвітлення приміщення, у якому перебувають робітники, що стежать за роботою встаткування в машинному відділенні пересувної рефрижераторної установки.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Розрахунок системи штучного висвітлення проводимо при наступних вихідних даних:

Довжина цеху, $A = 12,0$ м;

Ширина цеху, $B = 24,0$ м;

висота підвісу світильника $h = 4,5$ м;

напруга в мережі $V = 220$ У.

До початку розрахунку необхідно зробити вибір джерел світла, тип світильників, систему освітлення. Вибираємо як джерело світла газорозрядні лампи. Система освітлення - загальна. Вибираємо світильники типу ПВЛП. Далі розподіляємо світильники й визначаємо їхню кількість.

Забезпечення рівномірного розподілу джерела досягається в тому випадку, якщо відношення відстані між центрами світильників (L) до висоти їхнього підвісу над робочою поверхнею ($h_{\text{раб}}$) становить певне число для типу світильників.

У цьому випадку приймаємо $\frac{L}{h_{\text{раб}}} = 1,2$

Приймаємо $h_{\text{раб}} = 4,5$ м, тоді $L = 5,25$ м

Визначаємо кількість необхідних світильників:

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2} \quad (9.10)$$

$$N = \frac{12,0 \cdot 24,0}{5,25^2} = 9,6 \approx 10 \text{ світильника}$$

Визначаємо світловий потік ламп світильника:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot \kappa \cdot z \cdot 100}{N \cdot \eta}, \text{ лм} \quad (9.11)$$

де E_n – мінімальна нормована освітлення, приймаємо $E_n = 100$ лк[1],

S – площа приміщення, $S = 288,0$ м²,

κ – коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп, $\kappa = 1,3$, [1].

z - відношення середньої освітлення до мінімального,

$z = 1,1$ (для люмінесцентних ламп),

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η - коефіцієнт використання світлового потоку, що залежить від величини i - індексу приміщення [1].

Визначимо індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{h_{\text{раб.}} \cdot (A + B)}, \quad (9.12)$$

$$i = \frac{12,0 \cdot 24,0}{4,5 \cdot (12,0 + 24,0)} = 1,8$$

$$\Phi = \frac{100 \cdot 12 \cdot 24 \cdot 1,3 \cdot 1,1}{9 \cdot 1,8} = 25422 \text{ лм}$$

Відповідно до виконаного розрахунку вибираємо 5 світильників із трьома лампами ($n=2$) ЛБ 80 ($r=80$ Вт) зі світловим потоком 5220 лм.

Потужність електроосвітлювальної установки:

$$R = r \cdot N \cdot n = 80 \cdot 9 \cdot 2 = 1440 \text{ Вт.}$$

Долікарняна допомога потерпілому.

У випадку отруєння робочою речовиною холодильної установки потерпілого потрібно вивести на свіже повітря або в чисте тепле приміщення, зняти з нього забруднений холодильним агентом одяг, простежити, щоб подих його було вільним, і надати йому повний спокій.

У всіх випадках отруєння давати вдихати кисень (протягом 30 - 45 хв.) і зігрівати хворого грілками. При цьому потрібно дотримуватися обережності, щоб не викликати опіків, тому що при глибокому сні можливе зниження болючої чутливості. Добре дати міцний солодкий чай або кава. Якщо буде потреба дати вдихати з ватки нашатирний спирт.

Висновок по розділу:

В Україні на даний момент погано виконуються права людини, а тим більше її безпекою паці при виробництві, тому необхідно приймати рішення для профілактики та покращенню умов праці в цій сфері. Розглянуті питання охорони праці дозволяють покращити самопочуття людей, умови праці, а також приводять до зниження виробництво травматизму, професійних захворювань.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі на тему «Розробка холодильної установки для зберігання фруктів місткістю 350 т у м. Миколаїв на основі природних холодоагентів» було виконано комплекс досліджень та інженерних розрахунків, спрямованих на створення ефективної системи холодопостачання для холодильника, призначеного для тривалого зберігання груш.

У ході роботи проведено аналіз технології післязбирального охолодження та визначено основні параметри мікроклімату, необхідні для забезпечення якісного зберігання продукції. Встановлено, що підтримання температури повітря на рівні $-1 \div +1^\circ\text{C}$, високої відносної вологості (90–95 %) та рівномірного розподілу повітряних потоків є визначальними факторами для збереження товарних властивостей груш та мінімізації їх втрат.

Виконано розрахунок теплопритоків до холодильних камер з урахуванням кліматичних умов м. Миколаїв, конструктивних характеристик будівлі, тепловиділень від продукції, вентиляції, освітлення та технологічного обладнання. За результатами розрахунків визначено холодопродуктивність системи, яка забезпечує підтримання необхідних режимів зберігання для загальної місткості 350 т.

На основі отриманих теплових навантажень виконано підбір основного холодильного обладнання. Для забезпечення необхідної холодопродуктивності прийнято компресорно-конденсаторні агрегати та повітроохолоджувачі сучасних конструкцій, які забезпечують ефективний теплообмін та рівномірний розподіл охолодженого повітря по об'єму камер.

Окремим етапом роботи було проведено порівняльний аналіз холодоагентів R404A та R600a. Для обох холодоагентів виконано теплові розрахунки за однакових режимних умов: температура кипіння -10°C , температура конденсації $+45^\circ\text{C}$, перегрів пари на всмоктуванні 20 K та переохолодження рідкого холодоагенту 5 K. Результати розрахунків показали, що холодильний коефіцієнт системи при використанні R404A становить 2,32, тоді як для R600a його значення зростає до 4,25. Таким чином, застосування

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

R600a дозволяє підвищити енергетичну ефективність холодильної установки приблизно в 1,8 разів.

Крім покращення енергетичних показників, використання R600a забезпечує суттєве зменшення екологічного навантаження завдяки значно нижчому потенціалу глобального потепління ($GWP \approx 3$) порівняно з R404A ($GWP \approx 3922$). Це відповідає сучасним тенденціям розвитку холодильної техніки та міжнародним вимогам щодо поступового скорочення використання холодоагентів з високим впливом на клімат.

Проведений аналіз підтвердив, що **R404A та R600a не є взаємозамінними у межах одного компресорно-конденсаторного агрегату без конструктивних змін**. Для роботи на R600a підібрано поршневий компресорний агрегат **BITZER 4JEP-15Z-40P**. Для роботи з вуглеводневими холодоагентами необхідно застосовувати спеціалізоване обладнання, адаптоване до його фізико-хімічних властивостей та вимог безпеки. Це ускладнює модернізацію існуючих систем, проте забезпечує значні екологічні та енергетичні переваги при переході на природні холодоагенти.

Практичні рекомендації

1. Вибір обладнання для R600a

- Використовувати компресори та арматуру, спеціально адаптовані для роботи з ізобутаном (R600a).
- Забезпечити відповідність електрообладнання вимогам вибухозахисту, оскільки R600a є горючим холодоагентом.
- Передбачити систему вентиляції та датчики витoku для підвищення рівня безпеки.

2. Модернізація існуючих систем на R404A

- При переході на R600a необхідна заміна компресорно-конденсаторних агрегатів, розширювальних вентилів та частини трубопроводів.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

- Виконати ретельне очищення системи від залишків старого холодоагенту та мастила.
- Використовувати синтетичні мастила, сумісні з R600a.

3. Експлуатація холодильних камер

- Підтримувати температуру $-1 \pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$ та відносну вологість 90–95 %.
- Забезпечити рівномірний розподіл повітряних потоків для мінімізації усушки плодів.
- Регулярно перевіряти герметичність системи та стан теплоізоляції.

4. Енергозбереження

- Використовувати сучасні повітроохолоджувачі з оптимізованою теплообмінною поверхнею.
- Впровадити автоматизовану систему керування режимами зберігання.
- Застосовувати рекуперацію тепла для потреб підприємства (наприклад, підігрів води).

5. Екологічні аспекти

- Поступово відмовлятися від R404A через його високий GWP.
- Орієнтуватися на використання природних холодоагентів (R600a, CO₂, аміак) відповідно до міжнародних стандартів.
- Забезпечити утилізацію відпрацьованих холодоагентів згідно з чинними нормами.

У результаті виконаної роботи розроблено технічно обґрунтований проект холодильної установки для зберігання груш загальною місткістю 350 т. Запропоновані технічні рішення забезпечують підтримання необхідних параметрів технологічного процесу зберігання, надійну роботу обладнання, зниження питомого енергоспоживання та підвищення екологічної безпеки системи. Отримані результати можуть бути використані під час проектування нових або модернізації існуючих підприємств зі зберігання фруктової продукції.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перелік використаних джерел

1. Мельник О.В., Дрозд С.В. «Вплив інгібіторів етилену на якість та тривалість зберігання груш сорту Яніс» // Наукові праці Уманського НУС. – 2021.
2. Мелехова Л.О. «Післязбиральна фізіологія та технологія зберігання плодових культур» – Київ: Аграрна наука, 2011.
3. Литвиненко В.В. «Технологія зберігання та переробки плодів і овочів» – Харків: Основа, 2015.
4. Кошкін М.М., Сакун І.А. Холодильні машини. – Київ : Вища школа, 2009. – 423 с.
5. Бараненко О.В., Куц В.С., Соколовська І.О. Холодильна техніка та технологія. – Одеса : Астропринт, 2018. – 452 с.
6. Герасимов В.Г. Холодильні установки. – Київ : Техніка, 2006. – 312 с.
7. Stoecker W.F., Jones J.W., McDonald R.J. Refrigeration and Air Conditioning. – New York : McGraw-Hill, 1982. – 608 p.
8. ASHRAE Handbook – Refrigeration. – Atlanta : ASHRAE, 2022. – Розділи «Fruits, Vegetables and Nuts» та «Cold Storage Facilities».
9. Thompson J.F., Mitchell F.G., Rumsey T.R., Kasmire R.F., Crisosto C.H. Commercial Cooling of Fruits, Vegetables and Flowers. – Oakland : University of California, Division of Agriculture and Natural Resources, 2008. – 61 p.
10. Kader A.A. Postharvest Technology of Horticultural Crops. – 3rd ed. – Oakland : University of California Agriculture and Natural Resources, 2002. – 535 p.
11. Snowdon A.L. A Colour Atlas of Post-Harvest Diseases and Disorders of Fruits and Vegetables. Volume 1: General Introduction and Fruits. – London : Wolfe Scientific Ltd., 1990. – 302 p.
12. Wills R., McGlasson B., Graham D., Joyce D. Postharvest: An Introduction to the Physiology and Handling of Fruit, Vegetables and Ornamentals. – 5th ed. – Sydney : UNSW Press, 2007. – 227 p.
13. Bitzer Refrigerant Report. – Sindelfingen : BITZER Kühlmaschinenbau GmbH, 2024. – 132 p.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

14. Alfa Laval Industrial Air Coolers Catalogue. – Lund : Alfa Laval Corporate AB, 2024.

15. CoolProp Documentation. Open Source Thermophysical Property Database. – Довідкова документація з термодинамічних властивостей холодоагентів та теплових розрахунків холодильних систем.

16. ДСТУ EN 378-1:2017. Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги щодо безпеки та охорони довкілля. Частина 1. Основні вимоги, визначення, класифікація та критерії вибору.

17. James S.J., James C. The Food Cold-Chain and Climate Change. – Food Research International. – 2010. – Vol. 43. – P. 1944–1956.

18. Конспект лекцій з дисципліни «Аналіз та проектування енергетичних систем» для студентів СВО «Бакалавр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» галузі знань 14 «Електрична інженерія» денної та заочної форм навчання / Хмельнюк М.Г., Трандафілов В.В., Яковлева О.Ю. – Одеса: ОНТУ, 2022 р. – 164 с.

19. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст]: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева; Одес. нац. акад. харч. технологій, — Одеса, 2018. — 228 с.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.3.5</i>	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		