

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Проект системи охолодження для камер зберігання яблук
у м. Одеса місткістю 700 т

Здобувача Бородатий Я.Р.

3 курсу ЕН-141 групи

Керівник к.т.н, доц. Яковлева О.Ю.

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

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 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

Бородатий Ярослав Ростиславович

1. Тема роботи Проект системи охолодження для камер зберігання яблук у
м. Одеса місткістю 700 т

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

Фруктосховище місткістю 700 т, м Одеса. Будівля холодильника одноповерхова з
висотою камер 6 м, з сіткою колон 9х12 м. У 5-х камерах з температурним режимом
 $t_k=2^{\circ}\text{C}$ і відносній вологості повітря камери $\phi_k=0.9$ передбачається тривале
зберігання яблук. В якості холодильного агента було прийнято аміак R 717.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Теоретична частина, 2. Визначення будівельної

площі камер холодильника, 3. Визначення товщини теплоізоляції камер,

4. Розрахунок теплового навантаження камер, 5. Тепловий розрахунок холодильної

системи, 6. Розрахунок повітряного конденсатора, 7. Розрахунок

повітроохолоджувача, 8. Підбір компресорів та допоміжного устаткування,

9. Розрахунок магістральних трубопроводів, 10. Охорона праці,

Висновки, Перелік використаної літератури.

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 Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання Бородатий Я.Р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	25.05-25.05.2026	виконано
2	Вступ	16.03-20.03.2026	виконано
3	Теоретична частина	20.03-30.03.2026	виконано
4	Визначення будівельної площі камер холодильника	01.04-03.04.2026	виконано
5	Визначення товщини теплоізоляції камер	05.04-10.04.2026	виконано
6	Розрахунок теплового навантаження камер	11.04-15.04.2026	виконано
7	Тепловий розрахунок холодильної системи	16.04-20.04.2026	виконано
8	Розрахунок повітряного конденсатора	21.04-25.04.2026	виконано
9	Розрахунок повітроохолоджувача	27.04-10.05.2026	виконано
10	Підбір компресорів та допоміжного устаткування	11.05-16.05.2026	виконано
11	Розрахунок магістральних трубопроводів	16.05-17.05.2026	виконано
12	Охорона праці	18.05-22.05.2026	виконано
13	Висновки	22.05-23.05.2026	виконано
14	Перелік літературних джерел	24.05-25.05.2026	виконано
15	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	25.05-27.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник Бородатий Я.Р.

Керівник роботи Яковлева О.Ю.

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

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

Здобувач-дипломник Бородатий Ярослав Ростиславович

РЕФЕРАТ

У кваліфікаційній роботі проведена розробка системи охолодження для фруктосховища місткістю 700 тонн, яка є важливим завданням для забезпечення продовольчої безпеки та зменшення втрат продукції. Використання природних холодоагентів R717 (NH₃) відповідає сучасним екологічним вимогам та міжнародним стандартам.

Прийнято оптимальні параметри зберігання яблук: температура +2 °С, відносна вологість 90%.

Система охолодження базується на компресійних установках із сучасними поршневими компресорами Bitzer, повітряними конденсаторами Alfa Laval марки BNMT1001AT та стельовими повітроохолоджувачами Alfa Laval марки BLAH353AS.

Використання контейнерного зберігання та активної вентиляції забезпечує рівномірний температурний режим і знижує втрати маси продукції.

Підібрані сучасні ресивери, віддільники рідини, масловіддільники та маслосбірники, що гарантують стабільну роботу системи та захист компресорів.

Ключові слова: холодильна установка – фруктосховище – яблука – аміак

ABSTRACT

This thesis details the development of a cooling system for a 700-tonne fruit storage facility, which is a key task for ensuring food security and reducing product losses. The use of the natural refrigerant R717 (NH₃) complies with current environmental requirements and international standards.

Optimal storage parameters for apples have been adopted: temperature +2 °C, relative humidity 90 per cent.

The refrigeration system is based on compression units featuring modern Bitzer piston compressors, Alfa Laval BNMT1001AT air-cooled condensers and Alfa Laval BLAH353AS ceiling-mounted air coolers.

The use of containerised storage and active ventilation ensures a uniform temperature regime and reduces product weight loss.

State-of-the-art receivers, liquid separators, oil separators and oil collectors have been selected to guarantee stable system operation and protect the compressors.

Keywords: refrigeration unit – fruit storage facility – apples – ammonia

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

	стор.
Реферат.....	4
Вступ.....	6
1 Теоретична частина.....	8
2 Визначення будівельної площі камер холодильника	23
3 Розрахунок товщини теплоізоляції камер	24
4 Визначення теплового навантаження камер	27
5 Тепловий розрахунок холодильної системи.....	37
6 Розрахунок повітряного конденсатора	41
7 Розрахунок повітроохолоджувача	47
8 Підбір компресорів та допоміжного устаткування.....	57
9 Розрахунок магістральних трубопроводів.....	63
10 Охорона праці.....	64
Висновки.....	84
Перелік використаної літератури.....	85

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проект системи охолодження для камер зберігання яблук у м. Одеса місткістю 700 т	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Бородатий Я.Р.						
Перевір.		Яковлева О.Ю.					5	87
Реценз.						ОНТУ гр. ЕН-141		
Н. Контр.		Яковлева О.Ю.						

ВСТУП

Забезпечення населення якісною плодоовочевою продукцією протягом усього року є одним із важливих завдань агропромислового комплексу України. Серед плодів тривалого зберігання особливе місце займають яблука, які є одним із найбільш поширених видів фруктових продуктів та характеризуються високою харчовою цінністю. Водночас після збирання врожаю яблука залишаються біологічно активним продуктом, у якому продовжуються процеси дихання, дозрівання та випаровування вологи, що призводить до поступового погіршення якості та втрати маси [13,23].

Актуальність роботи обумовлена необхідністю зменшення післязбиральних втрат плодово-ягідної продукції та забезпечення стабільного постачання споживачів якісними яблуками протягом року. За відсутності належних умов зберігання втрати продукції можуть досягати значних величин, що негативно впливає на економічні показники підприємств та ефективність функціонування аграрного сектору. Найбільш ефективним способом збереження якості яблук є використання сучасних холодильних систем, здатних підтримувати оптимальні параметри температури та відносної вологості повітря в камерах зберігання [5,13].

Особливого значення питання енергоефективності холодильних систем набуває в умовах постійного зростання вартості енергетичних ресурсів та необхідності скорочення викидів парникових газів. Сучасні тенденції розвитку холодильних технологій спрямовані на використання високоефективного обладнання, удосконалених схем холодопостачання, природних холодоагентів та автоматизованих систем керування, що дозволяє знизити експлуатаційні витрати та підвищити надійність роботи холодильних комплексів [8, 14-23].

Для кліматичних умов міста Одеса проблема тривалого зберігання яблук є особливо актуальною через високі літні температури навколишнього середовища, що зумовлюють підвищені теплопритоки до холодильних камер та збільшення витрат енергії на виробництво холоду. У зв'язку з цим виникає

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

необхідність розробки сучасного холодильника місткістю 700 т із застосуванням енергоефективної холодильної установки, здатної забезпечити необхідні технологічні параметри зберігання продукції при мінімальних енерговитратах.

Метою роботи є розробка проекту системи охолодження для камер зберігання яблук місткістю 700 т у місті Одеса, яка забезпечує підтримання необхідних параметрів мікроклімату, надійне зберігання продукції та високий рівень енергоефективності.

Об'єктом дослідження є холодильник для зберігання яблук місткістю 700 т.

Предметом дослідження є процеси виробництва холоду та холодильного зберігання яблук із використанням сучасної енергоефективної холодильної системи.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати техніко-економічне обґрунтування проекту;
- визначити місткість та компонування камер зберігання;
- виконати теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій;
- розрахувати теплопритоки до камер;
- визначити необхідну холодопродуктивність установки;
- здійснити підбір основного холодильного обладнання;
- оцінити енергетичні та техніко-економічні показники роботи системи.

Практичне значення роботи полягає у розробці проекту холодильної установки, яка забезпечує ефективне та економічно доцільне зберігання яблук із мінімальними втратами якості продукції протягом тривалого терміну експлуатації.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Сучасний стан та перспективи холодильного зберігання яблук

Яблука належать до найбільш поширених плодових культур, які споживаються населенням протягом усього року. Значна сезонність їх виробництва обумовлює необхідність тривалого зберігання врожаю після збирання. Одним із найбільш ефективних способів збереження якості плодів є використання холодильних камер, що забезпечують підтримання необхідних параметрів мікроклімату протягом усього періоду зберігання[13,23].

Після збирання яблука продовжують залишатися біологічно активним продуктом. У плодах відбуваються процеси дихання, дозрівання та випаровування вологи, які супроводжуються виділенням теплоти та поступовою втратою маси. За відсутності контрольованих умов зберігання значно прискорюються процеси старіння продукції, погіршується її товарний вигляд та знижуються споживчі властивості. Тому створення ефективних систем холодопостачання є одним із ключових факторів забезпечення продовольчої безпеки та зменшення післязбиральних втрат плодово-овочевої продукції.

Таблиця 1.1 – Світова структура післязбиральних втрат плодовоовочевої продукції у 2020 році.

Джерело: складено за даними [1, 7].

Регіон	Післязбиральні втрати (PHL), %
Північна Америка та Європа	9,9 %
Латинська Америка та Карибський басейн	12,3 %
Північна Африка та Західна Азія	14,8 %
Центральна та Південна Азія	13,6 %

Східна та Південно-Східна Азія	15,1 %
Австралія та Нова Зеландія	13,6 %
Африка на південь від Сахари	21,4 %

Аналіз світових післязбиральних втрат плодоовочевої продукції демонструє, що значна частина вирощеної продукції не доходить до кінцевого споживача через недосконалість технологій зберігання, транспортування та післязбиральної обробки. У середньому світові втрати становлять близько 14 % від загального обсягу виробництва продовольства.

Як видно з рисунка 1.1, найвищий рівень втрат спостерігається в країнах Африки на південь від Сахари, де він досягає 21,4 %. Основними причинами є недостатній розвиток холодильних ланцюгів, нестача складських потужностей, обмежений доступ до енергоресурсів та низький рівень механізації аграрного сектору. Водночас у країнах Північної Америки та Європи втрати становлять лише 9,9 %, що пояснюється широким використанням сучасних холодильних технологій, автоматизованих логістичних систем та ефективного контролю якості продукції [1, 5].

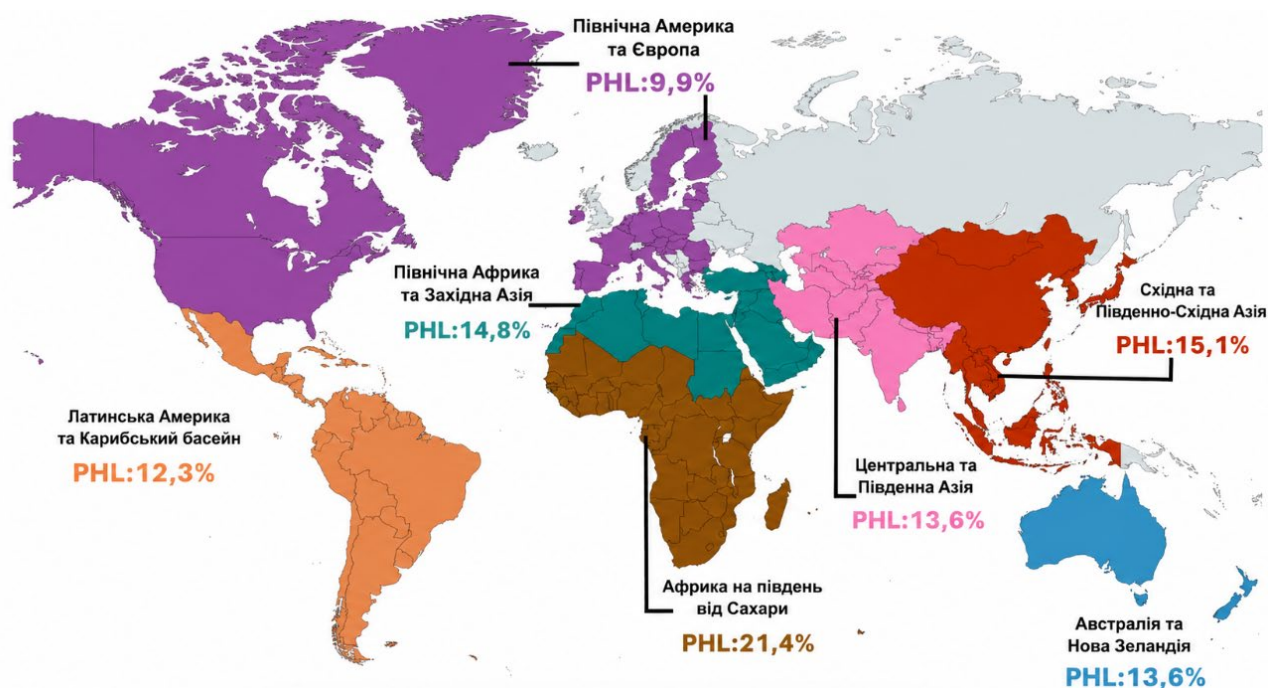


Рисунок 1.1 – Світова структура післязбиральних втрат плодоовочевої продукції у 2020 році

Джерело: адаптовано за даними FAO та оглядом «Minimizing postharvest food losses: a vital strategy to alleviate food insecurity and malnutrition in developing nations» (2024).

Для плодоовочевої продукції, зокрема яблук, післязбиральні втрати безпосередньо пов'язані з температурним режимом зберігання. Після збору врожаю плоди продовжують процеси дихання та дозрівання, що супроводжуються виділенням теплоти та вологи. За відсутності охолодження інтенсивність цих процесів різко зростає, що призводить до втрати маси, погіршення зовнішнього вигляду та зниження харчової цінності продукції.

Особливої актуальності проблема набуває в умовах південних регіонів України, зокрема Одеської області, де в літній та осінній періоди температура зовнішнього повітря може перевищувати +35 °C. За таких умов без використання холодильних камер тривале зберігання яблук практично неможливе.

Світовий досвід показує, що найбільш ефективним способом скорочення післязбиральних втрат є впровадження сучасних холодильних комплексів із підтриманням температури близько 0 °C та відносної вологості повітря 90–95 %. Використання таких систем дозволяє значно знизити інтенсивність біохімічних процесів у плодах та забезпечити їх зберігання протягом 6–9 місяців із мінімальними втратами маси та якості.

У зв'язку з цим проєктування холодильника для зберігання яблук місткістю 700 т у м. Одеса є актуальним інженерним завданням. Реалізація такого об'єкта сприятиме скороченню післязбиральних втрат продукції, підвищенню економічної ефективності садівничих підприємств та забезпеченню населення якісними фруктами протягом усього року.

Таким чином, наведені світові статистичні дані підтверджують, що зменшення післязбиральних втрат є одним із найефективніших напрямків підвищення продовольчої безпеки. Одним із головних інструментів вирішення цієї проблеми є застосування сучасних холодильних систем

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зберігання, що обґрунтовує актуальність розробки проєкту холодильника для зберігання яблук місткістю 700 т у місті Одеса.

Історично розвиток технологій зберігання харчових продуктів розпочався задовго до появи механічних холодильних машин. Давні цивілізації використовували природний лід, підземні сховища та спеціальні споруди для підтримання низьких температур. Подальший розвиток науки та техніки привів до створення парокомпресійного холодильного циклу, який сьогодні є основою більшості промислових холодильних установок [8-10]. Саме завдяки впровадженню механічного охолодження стало можливим будівництво великих холодильних комплексів для тривалого зберігання фруктів, овочів та інших харчових продуктів.

1.2 Розвиток промислових холодильних систем та сучасні тенденції галузі

Протягом останнього десятиліття промислова холоди́льна галузь зазнала суттєвих змін, масштаби яких перевищують рівень технологічного прогресу попередніх кількох десятиліть. Якщо раніше під час проєктування холодильних установок переважав консервативний підхід, що базувався на використанні перевірених технічних рішень, то сьогодні розвиток галузі визначається вимогами екологічної безпеки, енергоефективності та зниження впливу на навколишнє середовище.

Одним із головних чинників трансформації холоди́льної індустрії стали міжнародні екологічні нормативи, спрямовані на скорочення використання холодоагентів із високим потенціалом руйнування озонового шару та значним потенціалом глобального потепління. Поступова відмова від гідрохлорфторвуглецевих (HCFC) та гідрофторвуглецевих (HFC) холодоагентів стимулювала пошук альтернативних рішень, здатних забезпечити необхідні експлуатаційні характеристики без негативного впливу на довкілля [14-23].

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Одночасно з екологічними викликами зросли вимоги до безпеки експлуатації холодильних систем. Підвищена увага до ризиків, пов'язаних із використанням великих заправок аміаку, сприяла появі нових концепцій побудови холодильних установок, основною метою яких стало зменшення кількості холодоагенту в системі при збереженні високої холодопродуктивності та надійності роботи.

У результаті сформувався новий напрям розвитку холодильних технологій, який поєднав переваги промислових та комерційних холодильних систем. Відбулося активне впровадження низькозарядних аміачних установок, каскадних систем на базі аміаку та діоксиду вуглецю, а також децентралізованих схем холодопостачання. Такі рішення дозволяють значно скоротити кількість аміаку в системі, підвищити рівень безпеки та знизити витрати на технічне обслуговування [8, 9, 14–20].



Рис. 1.2 – Еволюція промислових холодильних систем та холодоагентів від традиційних HFC до сучасних природних холодоагентів (NH₃, CO₂ та вуглеводнів).

Особливе місце серед сучасних технологій займають системи на діоксиді вуглецю (R744). Завдяки нульовому потенціалу руйнування озонового шару та мінімальному впливу на глобальне потепління CO₂ сьогодні розглядається як один із найбільш перспективних природних холодоагентів [15, 16, 20]. Значний прогрес у розвитку транскритичних CO₂-систем дозволив розширити сферу їх застосування від торговельного холодильного обладнання до великих логістичних центрів, харчових підприємств та холодильних складів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Крім того, у сучасних холодильних установках дедалі ширше використовуються вуглеводневі холодоагенти, які характеризуються високою енергоефективністю та низьким екологічним впливом. Незважаючи на певні обмеження, пов'язані з горючістю, удосконалення систем автоматизації та безпеки сприяє їх поступовому впровадженню в різних сферах холодильної техніки.

Сучасний етап розвитку промислового холоду характеризується переходом до концепції сталого розвитку, де основними критеріями вибору технології є не лише початкові капітальні витрати, а й енергетична ефективність, екологічна безпечність, експлуатаційні витрати та життєвий цикл обладнання. Саме тому природні холодоагенти, зокрема аміак та діоксид вуглецю, сьогодні розглядаються як основа майбутнього розвитку холодильних систем.

Для холодильників зберігання фруктів і овочів особливого значення набувають рішення, що поєднують високу енергоефективність із можливістю точного підтримання температурно-вологісного режиму. У зв'язку з цим перспективними напрямками є застосування аміачних установок із вторинними холодоносіями, CO₂-систем, інверторного компресорного обладнання та інтелектуальних систем керування, що забезпечують мінімальні енерговитрати при збереженні високої якості продукції протягом тривалого терміну зберігання.

Важливим напрямком розвитку холодильних систем стало вдосконалення холодоагентів. Перші установки працювали на аміаку, діоксиді сірки та інших робочих речовинах, які мали певні недоліки з точки зору безпеки експлуатації. Згодом широкого поширення набули синтетичні холодоагенти, а в останні десятиліття особлива увага приділяється екологічним аспектам холодильних технологій. Сучасні системи проєктуються з урахуванням міжнародних екологічних вимог, спрямованих на скорочення викидів парникових газів та зменшення впливу на навколишнє середовище.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для яблук вирішальне значення мають параметри температури та відносної вологості повітря. Наукові дослідження показують, що найбільш сприятливими умовами є температура близько 0 °С та відносна вологість 90–95 %. За таких умов значно сповільнюються біохімічні процеси всередині плодів, зменшуються втрати маси та подовжується термін зберігання. Водночас надмірне зниження температури може призводити до фізіологічних пошкоджень окремих сортів яблук, тому вибір режиму охолодження потребує ретельного обґрунтування.

1.3 Вплив умов зберігання та блокаторів етилену на якість яблук в РГС

Тривале зберігання яблук є необхідною умовою стабільного забезпечення ринку свіжою продукцією протягом року. Лише незначна частина врожаю реалізується безпосередньо після збирання, тоді як основний обсяг плодів потребує зберігання протягом декількох місяців. Ефективність такого зберігання значною мірою залежить від здатності уповільнювати процеси дихання, дозрівання та старіння плодів, які супроводжуються погіршенням їх товарних і смакових характеристик [2].

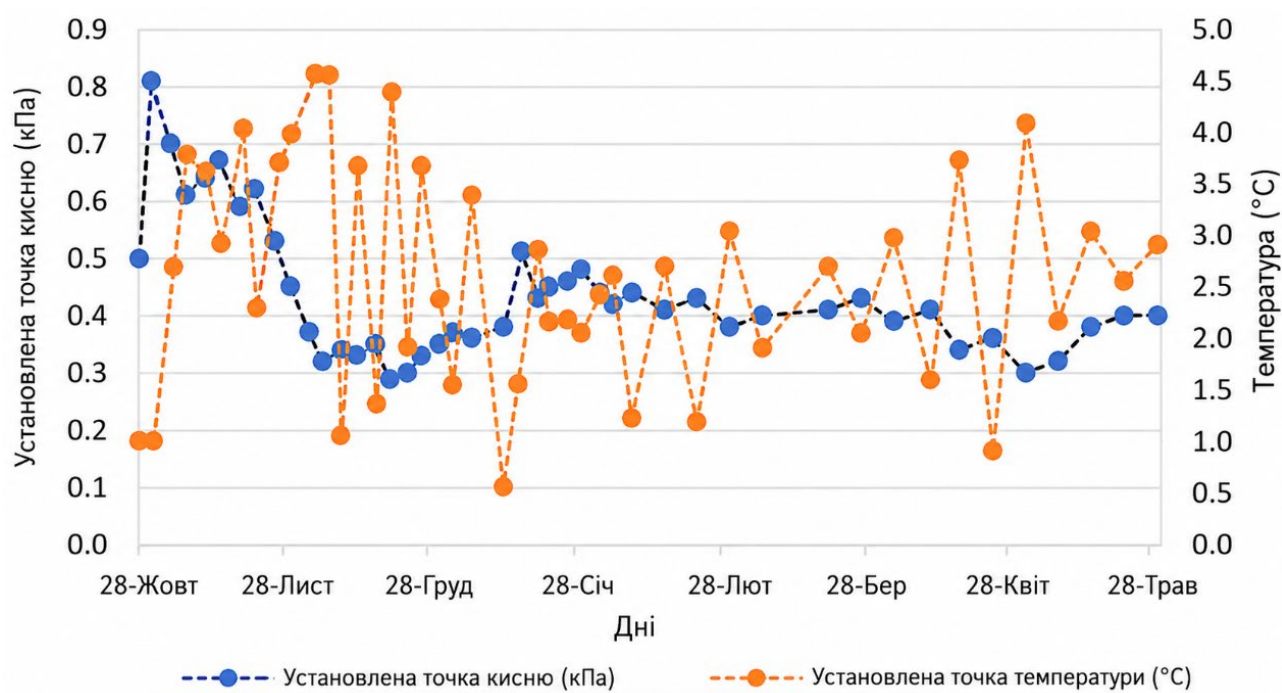


Рис 1.3 – Зміна концентрації кисню та температури в камері з динамічно контролюваною атмосферою (DCA) під час зберігання яблук
Джерело: адаптовано за Khera et al., 2024.

Традиційно для збереження якості яблук використовуються низькі температури, регульоване газове середовище та спеціальні препарати, що пригнічують дію етилену. Одним із найбільш поширених методів є застосування сховищ із контрольованою атмосферою (СА), де підтримується знижений вміст кисню та контрольована концентрація вуглекислого газу. Такий підхід дозволяє сповільнити фізіологічні процеси в плодах і знизити ризик розвитку фізіологічних захворювань під час тривалого зберігання [2, 13].

Однак сучасні дослідження свідчать, що фізіологічний стан плодів змінюється протягом усього періоду зберігання, тому використання постійних параметрів атмосфери не завжди забезпечує оптимальні результати. У зв'язку з цим останніми роками активно розвиваються технології динамічно контрольованої атмосфери (DCA), які дозволяють адаптувати концентрацію кисню відповідно до поточного стану плодів. Основною перевагою таких систем є можливість підтримання вмісту кисню на мінімально допустимому рівні без переходу плодів до анаеробного дихання. Це забезпечує більш ефективне пригнічення процесів дозрівання та краще збереження якості продукції.

Важливу роль у сучасних технологіях зберігання відіграє препарат 1-метилциклопропен (1-МСП), який є ефективним інгібітором дії етилену. Механізм його дії полягає у блокуванні етиленових рецепторів у тканинах плодів, що призводить до уповільнення процесів дозрівання. Використання 1-МСП дозволяє зберігати твердість яблук, зменшувати інтенсивність дихання, сповільнювати втрату органічних кислот та підтримувати високу товарну якість плодів навіть після тривалого періоду зберігання. Особливо важливим є те, що застосування даного препарату сприяє збереженню якості продукції під час транспортування на великі відстані та розширює можливості експорту фруктів.

Результати досліджень показують, що ефективність 1-МСП залежить від сорту яблук та умов зберігання. Найкращі результати досягаються при

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поєднанні обробки препаратом із низькими концентраціями кисню в камерах зберігання. Водночас реакція різних сортів на такі технології може суттєво відрізнятись, що потребує проведення додаткових досліджень для кожного конкретного сорту.

Особливий інтерес викликає застосування технології DCA у поєднанні з регулюванням температурного режиму. На відміну від традиційних сховищ, де температура підтримується на постійному рівні, динамічні системи дозволяють змінювати температуру залежно від фізіологічного стану плодів. Такий підхід забезпечує більш раціональне використання енергії та сприяє формуванню кращих смакових і ароматичних властивостей яблук після завершення зберігання.

Сучасні системи контролю атмосфери використовують моніторинг концентрації кисню, вуглекислого газу, інтенсивності дихання та інших фізіологічних показників плодів. Це дозволяє максимально точно адаптувати умови зберігання до потреб продукції та мінімізувати післязбиральні втрати. Використання таких технологій є одним із найбільш перспективних напрямів розвитку фруктосховищ нового покоління.

Отже, результати сучасних досліджень підтверджують доцільність використання технологій контрольованої та динамічно контрольованої атмосфери в поєднанні з інгібіторами етилену для тривалого зберігання яблук. Для великих холодильних комплексів це відкриває можливість суттєвого збільшення терміну зберігання продукції, збереження її якості та скорочення післязбиральних втрат при одночасному підвищенні економічної ефективності експлуатації холодильних систем.

Сучасні фруктосховища являють собою складні інженерні об'єкти, у яких особлива увага приділяється теплоізоляції. Основним завданням теплоізоляційних конструкцій є мінімізація теплопритоків із навколишнього середовища та зниження навантаження на холодильне обладнання. Для цього широко використовуються сендвіч-панелі з пінополіуретановим наповнювачем, екструдований пінополістирол та інші матеріали з низькою

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплопровідністю. Використання сучасних теплоізоляційних рішень дозволяє суттєво скоротити витрати електроенергії протягом усього терміну експлуатації холодильника.

1.4 Сучасні теплоізоляційні панелі для холодильних камер та устаткування камери

Однією з основних вимог до сучасних холодильників є забезпечення стабільного температурного режиму при мінімальних витратах енергії. Ефективність роботи холодильної установки значною мірою залежить від теплоізоляційних властивостей огорожувальних конструкцій, через які відбуваються основні теплопритоки із навколишнього середовища. Саме тому під час будівництва холодильних складів, морозильних камер та логістичних центрів дедалі ширше застосовуються сендвіч-панелі з пінополіуретановим наповнювачем (PUF) [3, 11].

Конструктивно такі панелі складаються з двох зовнішніх металевих листів та внутрішнього шару жорсткого пінополіуретану високої щільності. Поліуретановий шар виконує функцію теплового бар'єра, суттєво обмежуючи передачу теплоти між внутрішнім об'ємом холодильника та навколишнім середовищем. Завдяки низькому коефіцієнту теплопровідності пінополіуретан належить до найбільш ефективних теплоізоляційних матеріалів, що використовуються в холодильній техніці.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1</i>	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

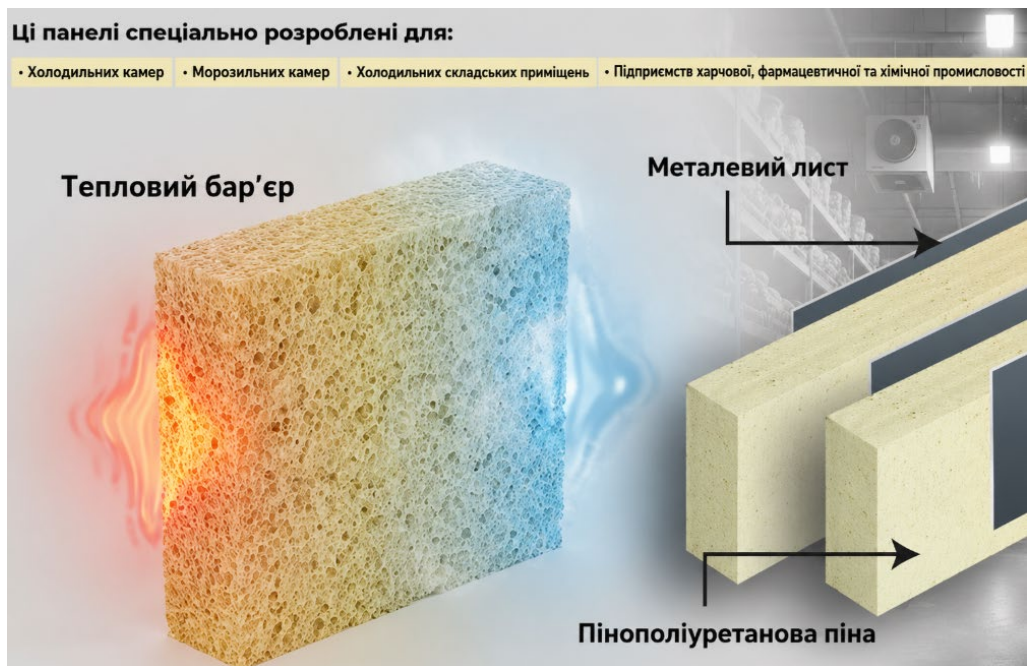


Рис 1.4 – Конструкція сучасної сендвіч-панелі з пінополіуретановою теплоізоляцією

Джерело: Адаптовано з EPACK Prefab. PUF Insulated Sandwich Panels for Cold Storage Applications. 2024.

Однією з головних переваг пінополіуретанових панелей є високий рівень теплоізоляції. Використання таких конструкцій дозволяє підтримувати стабільну температуру в холодильних камерах незалежно від сезонних коливань температури зовнішнього повітря. Це особливо важливо для фруктосховищ та овочесховищ, де навіть незначні відхилення температурного режиму можуть призводити до прискорення біохімічних процесів у продукції та збільшення післязбиральних втрат.

Крім високих теплоізоляційних характеристик, сендвіч-панелі забезпечують значне зниження енергоспоживання холодильних установок. Зменшення теплопритоків через огорожувальні конструкції дозволяє скоротити навантаження на компресорне обладнання, знизити споживання електроенергії та підвищити загальну енергоефективність холодильної системи. За тривалого терміну експлуатації економія електроенергії може становити значну частину експлуатаційних витрат підприємства [3, 8, 11].

Важливою перевагою пінополіуретанових панелей є також їх стійкість до впливу вологи. У холодильних камерах постійно виникають процеси конденсації водяної пари, тому матеріали огорожувальних конструкцій

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

повинні зберігати свої теплоізоляційні властивості навіть в умовах підвищеної вологості. Металеве облицювання панелей захищає теплоізоляційний шар від механічних пошкоджень та корозії, а герметичні замкові з'єднання забезпечують високий рівень повітронепроникності конструкції.

Завдяки невеликій масі та високій механічній міцності сендвіч-панелі широко використовуються під час будівництва холодильних комплексів великої місткості. Вони дозволяють скоротити строки монтажу, зменшити навантаження на несучі конструкції будівлі та спростити подальшу модернізацію або розширення холодильних приміщень.

Сучасні холодильні склади для зберігання плодово-овочевої продукції, м'яса, риби, молочних виробів та фармацевтичної продукції переважно будуються саме із застосуванням сендвіч-панелей на основі пінополіуретану. Поєднання високої теплоізоляційної здатності, довговічності, вологостійкості та енергоефективності робить їх одним із найбільш перспективних конструктивних рішень для об'єктів холодної інфраструктури.

Таким чином, використання пінополіуретанових сендвіч-панелей дозволяє забезпечити необхідний рівень теплоізоляції холодильника, знизити теплові навантаження на систему холодопостачання та підвищити економічну ефективність експлуатації камер зберігання яблук місткістю 700 т, що проєктуються для умов м. Одеса.

Під час проєктування холодильних камер необхідно враховувати всі джерела теплопритоків. До основних складових теплового навантаження належать теплопередача через огорожувальні конструкції, інфільтрація зовнішнього повітря, теплота дихання продукції, надходження теплоти від освітлення, електрообладнання та персоналу. Особливістю фруктосховищ є наявність додаткового тепловиділення від самих плодів, яке виникає внаслідок процесів дихання та дозрівання. Саме тому розрахунок теплового балансу є одним із найважливіших етапів проєктування системи холодопостачання.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення необхідних параметрів мікроклімату в холодильних камерах застосовуються повітроохолоджувачі з примусовою циркуляцією повітря. Важливою умовою їх роботи є підтримання невеликої різниці температур між повітрям камери та поверхнею теплообміну. Це дозволяє уникнути надмірного висушування продукції та забезпечити рівномірний розподіл температури по всьому об'єму камери. У процесі експлуатації на поверхні випарників утворюється шар інею, тому сучасні холодильні установки обладнуються системами автоматичного відтаювання.

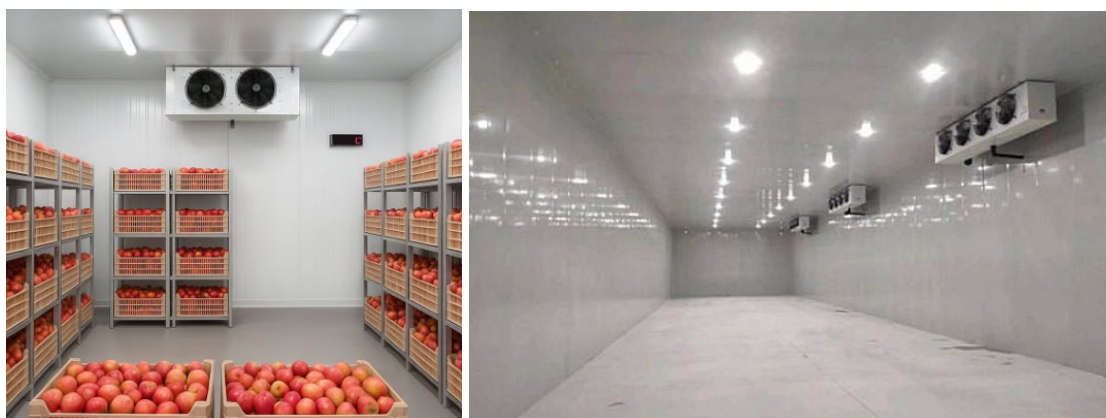


Рис. 1.5 – Устаткування камери зберігання яблук

Джерело: адаптовано за матеріалами компанії Sunnyda, Apple Cold Storage, Fruit Chilled Storage Manufacturer in China.

Сучасні тенденції розвитку холодильних технологій спрямовані на підвищення енергоефективності обладнання. Дослідження показують, що завдяки використанню сучасних компресорів, систем автоматичного керування, ефективної теплоізоляції та оптимізації режимів роботи можливо знизити енергоспоживання холодильних комплексів на десятки відсотків. Особливо важливим це є для холодильників великої місткості, де витрати на електроенергію становлять значну частину експлуатаційних витрат підприємства.

Таким чином, аналіз сучасних досліджень свідчить про необхідність застосування високоефективних холодильних систем для тривалого зберігання яблук. Для умов м. Одеса та холодильника місткістю 700 т доцільним є використання сучасної автоматизованої холодильної установки, яка забезпечуватиме підтримання температури близько 0 °С, відносної

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вологості 90–95 % та мінімальні енергетичні витрати протягом усього періоду експлуатації. Це дозволить зменшити втрати продукції, підвищити економічну ефективність зберігання та забезпечити стабільне постачання яблук споживачам протягом року.

Висновки до розділу 1.

У результаті проведеного аналізу сучасних наукових публікацій, нормативної документації та технічних рішень у сфері холодильного зберігання плодоовочевої продукції встановлено, що забезпечення ефективного зберігання яблук є одним із важливих напрямів розвитку агропромислового комплексу та холодильної логістики. Визначено, що основною причиною післязбиральних втрат яблук є недотримання оптимальних параметрів температурно-вологісного режиму під час зберігання. Світовий досвід свідчить, що використання сучасних холодильних комплексів дозволяє суттєво знизити втрати продукції та забезпечити збереження її товарної якості протягом тривалого часу.

Аналіз сучасних технологій показав, що найбільш сприятливими умовами для тривалого зберігання яблук є підтримання температури на рівні близько 0 °С та відносної вологості повітря 90–95 %. Додаткове застосування технологій контрольованої атмосфери (CA), динамічно контрольованої атмосфери (DCA) та інгібіторів етилену дозволяє ще більше сповільнити процеси дозрівання плодів і збільшити тривалість їх зберігання.

Встановлено, що сучасний розвиток холодильних систем спрямований на підвищення енергоефективності, зменшення екологічного впливу та впровадження природних холодоагентів. Найбільш перспективними напрямками є використання аміачних холодильних установок, систем на діоксиді вуглецю та комбінованих схем холодопостачання з мінімальним екологічним навантаженням.

Проведений аналіз конструктивних рішень показав, що важливим фактором енергоефективності холодильника є використання сучасних

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1</i>	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплоізоляційних матеріалів. Найбільш поширеним рішенням для будівництва холодильних камер є сендвіч-панелі з пінополіуретановим наповнювачем, які забезпечують низькі теплопритоки та дозволяють зменшити витрати електроенергії на виробництво холоду.

Також встановлено, що для забезпечення рівномірного температурного поля в камерах зберігання доцільним є застосування повітроохолоджувачів із примусовою циркуляцією повітря та автоматичними системами відтаювання, які забезпечують стабільну роботу холодильного обладнання протягом усього періоду експлуатації.

З урахуванням кліматичних умов м. Одеса та необхідності зберігання 700 т яблук обґрунтовано доцільність розробки сучасного холодильного комплексу з високоефективною холодильною установкою, сучасною теплоізоляцією та автоматизованою системою керування параметрами мікроклімату.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1</i>	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ВИЗНАЧЕННЯ БУДІВЕЛЬНОЇ ПЛОЩІ КАМЕР ХОЛОДИЛЬНИКА

Дані для розрахунку:

Фруктосховище для зберігання яблук місткістю $G=700$ тон (камери $t_k=2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_k=0.9$), розташоване в м. Одеса ($t_n=32\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_n=0.55$).

Приймаємо норму завантаження для камер зберігання яблук в дерев'яних ящиках $g_w=0.4\text{ т/м}^3$. Тоді загальний вантажний об'єм складе:

$$V_{\text{гр}}=G/g_w=700/0.45=1555\text{ м}^3 \quad (2.1)$$

При розрахунку вантажної площі камер приймаємо, що висота штабелю вантажу, укладеного в ящикних піддонах складає $h_{\text{гр}}=4$ м при будівельній висоті $h_{\text{стр}}=6$ м (приймаємо завантаження в камері по 3 пакети по висоті). Тоді вантажна площа всіх камер:

$$F_{\text{гр}}=V_{\text{гр}}/h_{\text{гр}}=1555/4=389\text{ м}^2 \quad (2.2)$$

Приймаємо коефіцієнт використання будівельної площі для великих камер зберігання фруктів $\beta_F=0.8$, тоді загальна будівельна площа камер:

$$F_{\text{стр}}=F_{\text{гр}}/\beta_F=389/0.8=486\text{ м}^2 \quad (2.3)$$

Вибираємо як опорну площу одного будівельного прямокутника $f_{\text{стр}}=108\text{ м}^2$.

Кількість будівельних прямокутників:

$$n=F_{\text{стр}}/f_{\text{стр}}=541/108=5 \quad (2.4)$$

За необхідною площею вибираємо для зберігання яблук п'ять камер 9×12 .

Дійсна місткість камери зберігання:

$$G_k=9 \cdot 12 \cdot 0.8 \cdot 4 \cdot 0.45=155\text{ тон}$$

Дійсна місткість сховища:

$$G=4 \cdot G_k=5 \cdot 155=777\text{ тон}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 РОЗРАХУНОК ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ КАМЕР

Місто Одеса відноситься до середньої кліматичної зони, і літня температура повітря 32°C . Середньорічна температура повітря $9,8^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі зовнішніх стін визначається по формулі:

$$K_{nc} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+t_k)} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.1)$$

$$K_{nc} = 0.16 \cdot e^{0.022(40+2)} = 0.4 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі стелі зорищем:

$$K_{ch} = 1.05 K_{nc} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.2)$$

$$K_{ch} = 1.05 \cdot 0.4 = 0.42 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Коефіцієнт теплопередачі внутрішніх стін і перегородок:

$$K_{bc} = 1.18 K_{nc} \quad [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.3)$$

$$K_{bc} = 1.18 \cdot 0.4 = 0.47 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Товщина ізоляційного шару для огорожі визначається по формулі:

$$\delta_{из} = \left[\frac{1}{K} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_k} \right) \right] \cdot \lambda_{из} \quad [\text{м}] \quad (3.4)$$

де K – відповідний коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

α_n, α_k – розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі із зовнішньої і внутрішньої сторін огорожі $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

δ_i и λ_i – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару м;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\lambda_{из}$ – розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності
вибраного ізоляційного матеріалу огорожі, Вт/(м·К).

Вибір ізоляційної конструкції огорож і розрахунок товщини теплової
ізоляції огорож.

Для стін вибираємо стандартні легкі пінополіуретанові панелі типу
«сендвіч» з коефіцієнтом теплопровідності ізоляції пінополіуретану [3]
 $\lambda_{из}=0.03$ Вт/(м·К) (стандартна товщина панелей 40,60,80,100 мм).

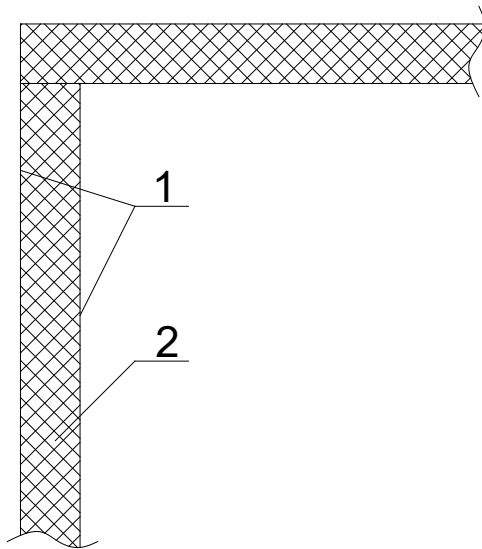


рис. 3.1 – Конструкція «сендвіч» панелей

1 – алюмініва фольга;

2 – теплоізоляція пінополіуретан.

Для зовнішніх поверхонь зовнішніх стін і покриттів приймаємо
 $\alpha_n=23$ Вт/(м²К), для внутрішніх поверхонь з помірною примусовою
циркуляцією повітря приймаємо $\alpha_k=9$ Вт/(м²К).

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції зовнішніх стін:

$$\delta_{из}=(1/0.4-(1/23+1/9))\cdot 0.03=0.07 \text{ м, приймаємо } \delta_{из}=0.08 \text{ м.}$$

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{нс}=1/(1/23+1/9+0.08/0.03)=0.35 \text{ Вт/(м}^2\text{К).}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Для зовнішніх поверхонь внутрішніх стін (коридор) приймаємо $\alpha_{\text{нп}}=8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції внутрішніх стін:

$$\delta_{\text{из}}=(1/0.47-(1/9+1/8))\cdot 0.03=0.057 \text{ м, приймаємо } \delta_{\text{из}}=0.06 \text{ м.}$$

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{\text{вс}}=1/(1/8+0.06/0.03+1/9)=0.45 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Приймаємо між камерами зберігання ізоляцію таку ж, як і для перегородок.

Визначаємо розрахункову товщину ізоляції стелі:

$$\delta_{\text{из}}=(1/0.42-(1/23+1/9))\cdot 0.03=0.067 \text{ м, приймаємо } \delta_{\text{из}}=0.08 \text{ м.}$$

Знаходимо дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{\text{ст}}=1/(1/23+1/9+0.08/0.03)=0.35 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1</i>	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ КАМЕР

Загальне теплове навантаження на холодильне устаткування:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \text{ Вт} \quad (4.1)$$

Q_1 – теплопритоки через огорожі;

Q_2 – теплопритоки від холодильної обробки вантажів;

Q_3 – теплопритоки, пов'язані з вентиляцією приміщень;

Q_4 – експлуатаційні теплопритоки;

Q_5 – теплопритоки від дихання охолоджених плодів.

4.1 Розрахунок теплопритоків через огорожі

У загальному випадку для будь-якої огорожі теплоприток через огорожу розраховується по формулі:

$$Q_1 = kF(\Delta t + \Delta t_c), \text{ Вт}, \quad (4.2)$$

де k – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

F – площа огорожі м^2 ;

Δt – різниця між зовнішньою і внутрішньою температурою камери;

Δt_c – різниця температур від дії сонячного випромінювання.

$$\Delta t_c = p \cdot (q_c \cdot \epsilon_c / \alpha_n) \quad (4.3)$$

де p – коеф. проникнення, залежить від масивності огорожі;

q_c – розр. напруга сон. випромінювання для літнього періоду $\text{Вт}/\text{м}^2$;

ϵ_c – коеф. поглинання сон. випромінювання поверхнею огорожі;

α_n – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні в навколишнє середовище, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Із-за навісів рамп теплопритоки від сонячної радіації до зовнішніх західних стін відсутні.

Для 45° північної широти для південних стін вибираємо $q_c = 384 \text{ Вт}/\text{м}^2$, $\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, фарба біла - $\epsilon = 0.3$, легка конструкція $p = 1$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо різницю температур від сонячного випромінювання для південних стін камер: $\Delta t_c = 1 \cdot 384 \cdot 0.3 / 23 = 5 \text{ К}$

Для 47° північної широти для даху з горищем приймаємо $\Delta t_c = 10 \text{ К}$

Підлога у камерах схову не обігрівається, тому визначення теплопритоків через ґрунт ведеться позонно:

$$Q_{\Pi} = (t_n - t_k) \sum_{i=1}^4 (k_{yc})_i F_i \quad [\text{Вт}] \quad (4.4)$$

де F_i – площі відповідних зон, м^2 ;

k_{yc} – коефіцієнт теплопередачі зони, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

Розрахунок ведемо для площ тих, що потрапили у відповідну зону. Для обліку компенсації збільшення щільності теплового потоку площу першої зони збільшуємо на 4 м^2 (один кут).

Коефіцієнти теплопровідності в зони 1,2,3,4-у відповідно:

$K_{\text{усл}} = 0.48; 0.24; 0.12; 0.07 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Камери розташовано симетрично, площа відповідних зон однакова у кожної камери.

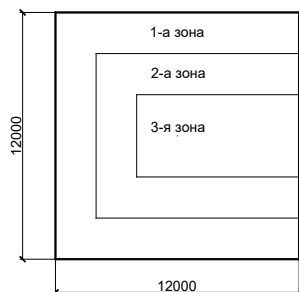


Рис 4.1 – Схема розташування концентричних зон в камері

Таблиця 4.1 – Розрахунок підлоги по зонах

	1-я зона, $F_1, \text{м}^2$	2-я зона, $F_1, \text{м}^2$	3-я зона, $F_1, \text{м}^2$	$\sum_{i=1}^4 (k_{yc})_i F_i, \text{Вт/К}$
Камера №1	72	48	32	49.92
Камера №2	72	48	32	49.92
Камера №3	72	48	32	49.92
Камера №4	72	48	32	49.92
Камера №5	72	48	32	49.92

Розрахунки теплопритоків крізь огорожі по усіх камерах зводимо в загальну таблицю 4.2.

Таблиця 4.2 – Теплопритоки крізь огорожі

Камера №1		K, Вт/(м²K)	F, м²	t _к , °C	t _н , °C	Δt _с , °C	Q1, Вт
	Північ	0,4	74,88	2	32	0	899
	Захід	0,4	71,68	2	32	0	860
	Південь	0,47	74,88	2	18	0	563
	Схід	0,47	71,68	2	2	0	0
	Підлога	49,92		2	32	0	1498
	Стеля	0,42	109,2	2	32	10	2439
	Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ1, Вт						6259
Камера №2		K, Вт/(м²K)	F, м²	t _к , °C	t _н , °C	Δt _с , °C	Q1, Вт
	Північ	0,47	74,88	2	18	0	563
	Захід	0,4	71,68	2	32	0	860
	Південь	0,4	74,88	2	32	5	1048
	Схід	0,47	71,68	2	2	0	0
	Підлога	49,92		2	32	0	1498
	Стеля	0,42	109,2	2	32	10	2439
	Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ2, Вт						6408
Камера №3		K, Вт/(м²K)	F, м²	t _к , °C	t _н , °C	Δt _с , °C	Q1, Вт
	Північ	0,4	73,29	2	32	0	879
	Захід	0,47	71,68	2	2	0	0
	Південь	0,47	73,29	2	18	0	551
	Схід	0,47	71,68	2	18	0	539
	Підлога	49,92		2	32	0	1498
	Стеля	0,42	109,2	2	32	10	2388
	Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ3, Вт						5855
Камера №4		K, Вт/(м²K)	F, м²	t _к , °C	t _н , °C	Δt _с , °C	Q1, Вт
	Північ	0,47	73,29	2	18	0	551
	Захід	0,47	71,68	2	2	0	0
	Південь	0,4	73,29	2	32	0	879
	Схід	0,47	71,68	2	18	5	707
	Підлога	49,92		2	32	0	1498
	Стеля	0,42	109,2	2	32	10	2388
	Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ4, Вт						6023
Камера №5		K, Вт/(м²K)	F, м²	t _к , °C	t _н , °C	Δt _с , °C	Q1, Вт
	Північ	0,47	73,29	2	18	0	551
	Захід	0,47	71,68	2	2	0	0
	Південь	0,4	73,29	2	32	0	879
	Схід	0,47	71,68	2	18	5	707
	Підлога	49,92		2	32	0	1498
	Стеля	0,42	109,2	2	32	10	2388
	Сумарні теплопритоки по камері, ΣQ5, Вт						6023

Розрахунки решти теплопритоків проводимо по одній камері, оскільки умови роботи і площі камер відрізняються незначно.

4.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

Теплопритоки від холодильної обробки вантажу розраховують по формулі:

$$Q_2 = (Q_{2B} + Q_{2T}) \cdot (\tau_{\text{ц}} / \tau_p) \quad [\text{Вт}], \quad (4.5)$$

де Q_{2B} – теплопритоки від добового надходження фруктів, Вт;

Q_{2T} – теплопритоки від тари, що поступає з вантажем, Вт;

$\tau_{\text{ц}}$ – тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту час;

τ_p – час, в перебігу якого споживається холод, год;

$$Q_{2B} = G_{\text{п}} \cdot (h_{\text{п}} - h_{\text{к}}) / 0.0864 \quad [\text{Вт}], \quad (4.6)$$

де $h_{\text{п}}, h_{\text{к}}$ – ентальпія фруктів при початковій і кінцевій температурі обробки, відповідно, кДж/кг;

$G_{\text{п}}$ – максимальне добове надходження вантажу в камеру, т.

Приймаємо максимальне добове надходження вантажу в камери 10% від місткості камер.

Фрукти в камери поступають з рефрижераторного транспорту з температурою $t_{\text{п}} = 8^\circ\text{C}$, охолоджуються в камері до температури зберігання.

Ентальпія фруктів при початковій температурі $h_{\text{п}} = 302$ кДж/кг, ентальпія фруктів при кінцевій температурі $h_{\text{к}} = 279$ кДж/кг

Визначаємо теплоприток при охолодженні вантажу:

$$Q_{2\text{гр}} = 0.1 \cdot 155 \cdot (302 - 279) / 0.0864 = 4621 \text{ Вт}.$$

Теплопритоки від тари, що поступає з вантажем, можна визначити по формулі:

$$Q_{2\text{тари}} = G_{\text{т}} \cdot C_{\text{т}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{к}}) / 0.0864 \quad [\text{Вт}], \quad (4.7)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де C_T – теплоємність тари, приймаємо для дерев'яних ящиків
 $C_T=2.5 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$.

G_T – маса тари, т, приймаємо для дерев'яних ящиків в кількості 20% від маси вантажу.

t_n, t_k – температура тари при початковій і кінцевій температурі, відповідно, $^{\circ}\text{C}$.

Визначуваний теплоприток від охолодження тари:

$$Q_{2\text{тари}}=0.2\cdot0.07\cdot248\cdot2.5\cdot(8-2)/0.0864=603 \text{ Вт.}$$

Тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту – $\tau_{\text{ц}}=24 \text{ год}$.

Загальний теплоприток від обробки вантажу в режимі охолодження:

$$Q_2=(4621+603)\cdot(24/24)=5224 \text{ Вт}$$

4.3. Розрахунок теплопритоків при вентиляції камери

Теплопритокі від вентиляції камери визначаються по формулі:

$$Q_3=V_{\text{стр}}\cdot a\cdot\rho_k\cdot(h_3-h_k) \text{ [Вт]}, \quad (4.8)$$

де $V_{\text{буд}}$ – будівельний об'єм камери, м^3 , $V_{\text{буд}}=12\cdot12\cdot6=864 \text{ м}^3$;

a – кратність повітрообміну в добу, в режимі зберігання приймаємо $a=3$;

ρ_k – щільність повітря при температурі і відносній вологості камери, $\text{кг}/\text{м}^3$, $\rho_k=1.016 \text{ кг}/\text{м}^3$;

h_3, h_k – ентальпії повітря при температурі зовнішньою і камери, $\text{кДж}/\text{кг}$, $h_n=74 \text{ кДж}/\text{кг}$, $h_k=12 \text{ кДж}/\text{кг}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоприток від вентиляції:

$$Q_3 = 864 \cdot 3 \cdot 1.016 \cdot (74 - 12) / (3.6 \cdot 24) = 1890 \text{ Вт.}$$

4.4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків

До експлуатаційних теплопритоків відносяться теплопритоки від людей, що працюють в приміщенні, від освітлення камери, від електродвигунів повітроохолоджувачів і допоміжного устаткування, інфільтрація через двері камери.

Сумарні експлуатаційні теплопритоки визначаються по формулі:

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''' \quad [\text{Вт}], \quad (4.9)$$

де Q_4' - теплопритоки от ел. освітлення, Вт;

Q_4'' - теплопритоки от електродвигунів, Вт;

Q_4''' - теплопритоки от працюючих людей, Вт;

Q_4'''' - теплопритоки при відкритті дверей, Вт.

Теплоприток від електричного освітлення визначається по формулі:

$$Q_4' = q_4' \cdot j_{\text{св}} \cdot F_{\text{стр}} \quad [\text{Вт}], \quad (4.10)$$

де q_4' – норма щільності освітлення, приймаємо 3 Вт/м²;

$j_{\text{св}}$ – коефіцієнт одночасності роботи світильників, приймаємо 3 зони освітлення $j_{\text{св}} = 0.33$.

Теплоприток від освітлення:

$$Q_4' = 3 \cdot 0.33 \cdot 144 = 144 \text{ Вт}$$

Теплоприток від електродвигунів повітроохолоджувачів визначаємо по формулі:

$$Q_4'' = j_{\text{дв}} \cdot \sum N_{\text{дв}} \quad [\text{Вт}], \quad (4.11)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $j_{\text{дв}}$ – коефіцієнт одночасності роботи, в режимі зберігання приймаємо $j_{\text{дв}}=0.5$;

$\sum N_{\text{дв}}$ – розрахункова потужність ел.дв., Вт.

Оскільки холодильник знаходиться на стадії проектування і потужність електродвигунів апаратів, встановлених в камері, є величиною невідомою, то орієнтовано $\sum N_{\text{дв}}$ можна розрахувати по формулі:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot m \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3), \text{ Вт} \quad (4.12)$$

де m – коефіцієнт відношення потужності електродвигуна до його холодопродуктивності, в режимі зберігання $m=0.08$.

$$\sum N_{\text{дв}} = 1.2 \cdot 0.08 \cdot (6200 + 5224 + 1890) = 1278 \text{ Вт}$$

Визначаємо теплоприток від електродвигунів апаратів:

$$Q_4'' = 0.5 \cdot 1278 = 639 \text{ Вт}$$

Теплопритокі від людей, що працюють в камері, визначаються по формулі:

$$Q_4''' = (270 - 6 \cdot t_k) \cdot n \text{ [Вт]}, \quad (4.13)$$

де n – кількість людей, що працюють в камері, приймаємо $n=2$ при площі менше 200м^2 .

Теплоприток від людей:

$$Q_4''' = (270 - 6 \cdot 2) \cdot 2 = 516 \text{ Вт.}$$

Теплопритокі від інфільтрації через двері визначаються по формулі:

$$Q_4'''' = B \cdot F_{\text{стр}} \text{ [Вт]}, \quad (4.14)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де B – витрати холоду при відкритті дверей Вт/м^2 , приймаємо для камер площею 108 м^2 и будівельною висотою 6 м – $B=9 \text{ Вт/м}^2$.

Теплоприток від інфільтрації через двері:

$$Q_4''' = 9 \cdot 108 = 1296 \text{ Вт.}$$

Сумарні експлуатаційні теплопритоки:

$$Q_4 = 144 + 639 + 516 + 1296 = 2595 \text{ кВт}$$

4.5 Розрахунок теплопритоків від дихання охолоджених овочів

У загальному випадку для овочесховищ теплопритоки від дихання охолоджених фруктів розраховуються по формулі:

$$Q_5 = q_5' \cdot G_{\text{п}} + q_5'' \cdot (G_{\text{к}} - G_{\text{п}}), [\text{Вт}], \quad (4.15)$$

де q_5' - тепловиділення плодів при температурі їх надходження в камеру, Вт/т ;

q_5'' - тепловиділення фруктів при температурі зберігання, Вт/т ;

$G_{\text{п}}$ – максимальне одноразове надходження фруктів в камеру, т.

$$G_{\text{п}} = 0.1 \cdot 155 = 17.36 \text{ т}$$

Тепловиділення фруктів визначаються:

$$q_t = q_0 \cdot e^{bt} [\text{Вт/т}], \quad (4.16)$$

де q_0 – тепловиділення фруктів при $0 \text{ }^\circ\text{C}$;

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

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для $t_{\text{п}}=8\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$q_5' = 12.1 \cdot e^{0.0932 \cdot 8} = 25.5 \text{ Вт/т.}$$

Для $t_{\text{п}}=2\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$q_5'' = 12.1 \cdot e^{0.0932 \cdot 2} = 14.6 \text{ Вт/т.}$$

$$Q_5 = 25.5 \cdot 17.36 + 14.6 \cdot (248 - 17.36) = 3810 \text{ Вт.}$$

Таблиця 4.3 – Звідна таблиця теплопритоків

	$Q_1, \text{Вт}$	$Q_2, \text{Вт}$	$Q_3, \text{Вт}$	$Q_4, \text{Вт}$	$Q_5, \text{Вт}$	$\Sigma Q_{\text{кам}}, \text{Вт}$
Камера №1	6259	5224	1890	2595	3810	19778
Камера №2	5855	5224	1890	2595	3810	19374
Камера №3	6023	5224	1890	2595	3810	19542
Камера №4	6259	5224	1890	2595	3810	19778
Камера №5	6408	5224	1890	2595	3810	19927

Таким чином, сумарне навантаження на прилади в режимі охолодження в кожній камері складає $Q_0=19\div 20$ кВт. Для уніфікації устаткування прилади охолодження для всіх камер підбираємо по максимальному навантаженню. У камерах, як прилади, що охолоджують, будуть використані повітроохолоджувачі з безпосереднім кипінням хладону усередині труб, в кількості 2 штук в кожній камері, які забезпечать рівномірне температурно-вологове поле в процесі зберігання. Відповідно, навантаження на один апарат $Q_{\text{по}}=20/2=10$ кВт.

При розрахунку навантаження на компресора теплопритоки від холодильної обробки вантажу і експлуатаційні теплопритоки приймаємо у розмірі 50%, інші у розмірі 100%.

Сумарне навантаження на компресора:

$$\Sigma Q_0 = (6259 + 6408 + 5855 + 6023) + 0.5 \cdot 5 \cdot (5224 + 2595) + 5 \cdot (1890 + 3810) = 62983 \text{ Вт.}$$

Таким чином, встановлюємо паралельно 3(1) компресори з холодопродуктивністю 21 кВт, що мають загальну лінію всмоктування і нагнітання.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплове навантаження на один компресор, визначається з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолодженні у розмірі 5 %, $\kappa=1.05$, і коефіцієнта робочого часу $b=0.9$:

$$Q_{0 \text{ комп}} = \kappa \cdot Q_0 / b = 1.05 \cdot 21 / 0.9 = 24.5 \text{ кВт} \quad (4.17)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1</i>	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуватимуться повітряні конденсатори. Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 °С вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 32 + 10 = 42 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Як прилади охолодження в камерах будуть використані підвісні повітроохолоджувачі. Температура кипіння агента в таких апаратах приймається на 7-10 °С нижче за розрахункову температуру повітря в камері.

При роботі на холодоагенті R717, який використовуватиметься як холодильний агент, немає необхідності в додатковому перегріві на всмоктуванні, для забезпечення безпечної роботи компресорів, тому регенеративний теплообмінник в системі відсутній.

Тепловий розрахунок буде проводитись за наступними даними:

- холодильний агент – R717(аміак)
- температура кипіння R717 $t_0 = -6 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- потрібна холодопродуктивність $Q_{0 \text{ комп}} = 24.5 \text{ кВт}$;
- температура конденсації агента $t_k = 42 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- сумарний перегрів на всмоктуванні $\Theta = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- переохолодження після конденсатора $\Delta t_{\text{по}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

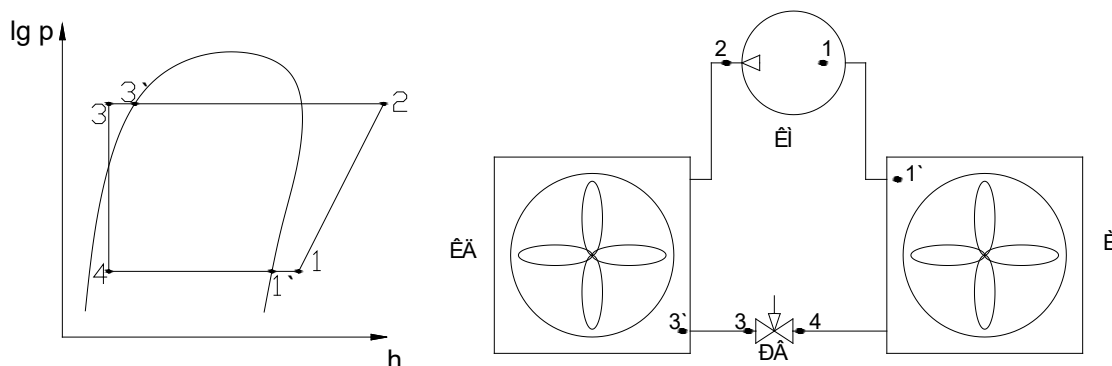


рис. 5.1 – Термодинамічний цикл і умовна схема холодильної машини

Процеси, відбиті в циклі:

1-2 – стискування в компресорі;

2-3 – конденсація;

3-4 – дроселювання агента;

4-5 – кипіння у випарнику;

1'-1 – перегрівши на всмоктуванні;

3'-3 – переохолодження після конденсатора.

Таблиця 5.1 – Розрахункові дані циклу холодильної машини

	1'	1	2	3	4
t, °C	-6	-1	80	38	-6.3
P, бар	5	5	19	19	5
h, кДж/кг	1366	1384	1413	1258	1258
v, м³/кг	-	0.045	-	-	

Питомі характеристики циклу:

- питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_{1'} - h_4 = 1366 - 1258 = 108 \text{ кДж/кг} \quad (5.1)$$

- питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 108 / 0.045 = 2400 \text{ кДж/м}^3 \quad (5.2)$$

- питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1 = 1413 - 1384 = 29 \text{ кДж/кг} \quad (5.3)$$

Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 = 24.5 / 108 = 0.23 \text{ кг/с} \quad (5.4)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_1 = 0.23 \cdot 0.045 = 0.01 \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.5)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_k/P_0)^{1/m} - 1] = 1 - 0.03 \cdot [(19/5) - 1] = 0.916 \quad (5.6)$$

$$\lambda'_w = (T_0 + \Theta) / (\alpha \cdot T_k + \beta \cdot \Theta) = (267 + 20) / (1.12 \cdot 315 + 0.5 \cdot 20) = 0.79$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w = 0.916 \cdot 0.79 = 0.72$$

Об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h = V_d / \lambda = 0.01 / 0.72 = 0.014 \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.7)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l = 0.23 \cdot 29 = 6.67 \text{ кВт} \quad (5.8)$$

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i = \lambda'_w + b \cdot t_0 = 0.79 - 6 \cdot 0.001 = 0.784 \quad (5.9)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / \eta_i = 6.67 / 0.784 = 8.5 \text{ кВт} \quad (5.10)$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр} = 0.014 \cdot 40 = 0.56 \text{ кВт}, \quad (5.11)$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, для фреонових компресорів $P_{тр} = 40$ кПа.

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 8.5 + 0.56 = 9.06 \text{ кВт} \quad (5.12)$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел} = 9.06 / 0.9 = 10.07 \text{ кВт}, \quad (5.13)$$

де $\eta_{ел}$ - ККД електродвигуна компресора.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2 – Результати теплового розрахунку

Параметри	
Холодопродуктивність, кВт	24.5
Температура кипіння, °C	-6
Температура конденсації, °C	42
Перегрів в випарнику °C	5
Переохолодження в конденсаторі, °C	5
Тиск кипіння/конденсації, бар	5/19
Теор. об'єм, описаний поршнями, м³/с	0.014
Ефективна потужність компресора, кВт	9.06
Електрична потужність компресора, кВт	10.07

6 РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА

За результатами теплового розрахунку:

$$\sum Q_k = 3 \cdot (Q_{0 \text{ комп}} + N_e) = 3 \cdot (24.5 + 10.1) = 100 \text{ кВт}$$

Приймаємо для відведення теплоти конденсації повітряний конденсатор з продуктивністю $Q_k = 100 \text{ кВт}$

Дані для розрахунку:

Теплове навантаження: $Q_k = 100 \text{ кВт}$

Розрахункова температура зовнішнього повітря: $t_n = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

Відносна вологість зовнішнього повітря: $\phi_n = 0.6$

Зовнішній діаметр труби: $d = 0.022 \text{ м}$

Внутрішній діаметр труби: $d_{\text{вн}} = 0.02 \text{ м}$

Товщина ребра: $\delta = 0.0008 \text{ м}$

Крок ребер: $u = 0.008 \text{ м}$

Ширина ребра: $B = 0.044 \text{ м}$

Матеріал труб/ребер: сталь

Крок труб по ходу/проти ходу повітря: $S_1/S_2 = 0.044/0.088 \text{ м}$

Розташування труб в пучку: шахове

Форма ребра: пластинчасте

Агент: R717

6.1 Тепловий розрахунок конденсатора

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі $\Delta t = 5 \text{ К}$, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2 = t_n + \Delta t = 32 + 5 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 32 + 10 = 42 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату – $w = 8 \text{ м/с}$.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

- зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = B^2 - 0.25 \cdot \pi \cdot d^2 + 4 \cdot B \cdot \delta = 0.044^2 - 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.022^2 + 4 \cdot 0.044 \cdot 0.0008 = 1.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{tr} = \pi \cdot d \cdot (u - \delta) = 3.14 \cdot 0.022 \cdot (0.008 - 0.0008) = 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d \cdot u = 3.14 \cdot 0.022 \cdot 0.008 = 0.55 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{п} = f_p + f_{tr} = 1.7 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 10^{-3} = 2.2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

- коефіцієнт обребрення β и ступінь обребрення ϕ_n :

$$\beta = f_{п} / f_{вн} = 2.2 / 0.55 = 4$$

$$\phi_n = f_{п} / f_{tr} = 2.2 / 0.5 = 4.4$$

За довідковими даними [15] вибираємо теплофізичні властивості повітря при t_n :

- кінематична в'язкість $\nu = 16.2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0.027 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $Pr = 0.7$;
- щільність $\rho = 1.16 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- теплоємність $c = 1.005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Визначальний розмір для умов тепловіддачі від поверхні конденсатора до повітря для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_e = 2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta) / (S_1 - d + u - \delta), \text{ м} \quad (6.1)$$

$$d_e = 2 \cdot (0.044 - 0.022) \cdot (0.008 - 0.0008) / (0.044 - 0.022 + 0.008 - 0.0008) = 0.011 \text{ м}$$

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = w \cdot d_e / \nu \quad (6.2)$$

$$Re = 8 \cdot 0.011 / 16.2 \cdot 10^{-6} = 5358$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu = 0.178 \cdot [(S_1 - d) / d_e]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (6.3)$$

$$Nu = 0.178 \cdot [(0.044 - 0.022) / 0.011]^{-0.14} \cdot 5358^{0.6} = 27.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = Nu \cdot \lambda / d_e \quad (6.4)$$

$$\alpha_k = 27.8 \cdot 0.027 / 0.011 = 69.1 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Умовна висота ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot (1.15 \cdot B/d - 1)(1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot B/d)), \text{ м} \quad (6.5)$$

$$h' = 0.5 \cdot 0.022 \cdot (1.15 \cdot 0.044/0.022 - 1)(1 + 0.35 \cdot \ln(1.15 \cdot 0.044/0.022)) = 0.018 \text{ м}$$

Для сталевих труб коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{тр} = 47 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$,
для сталевих ребер $\lambda_p = 47 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh[(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] / [(2 \cdot \alpha_k / (\delta \cdot \lambda_p))^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)] \quad (6.6)$$

$$E = \tanh[(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 47))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] / [2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 47))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)] = 0.91$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{пр} = \alpha_k \cdot (f_p \cdot E / f_{п} + 1 / \varphi_n), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.7)$$

$$\alpha_{пр} = 69.1 \cdot (1.7 \cdot 0.91 / 2.2 + 1 / 4.4) = 64.2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару мастила:

товщина – $\delta_m = 0.0005 \text{ м}$;

коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_m = 0.12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні апарату визначимо по формулі:

$$K = [(1 / \alpha_{пр} + 8 \cdot f_{п} / (\pi \cdot (d^2 + d_{вн}^2)) \cdot (0.5 \cdot (d - d_{вн}) / \lambda_{тр} + \delta / \lambda_p + \delta_m / \lambda_m)]^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.8)$$

$$K = [(1 / 64.2 + 8 \cdot 2.2 \cdot 10^{-3} / (\pi \cdot (0.022^2 + 0.002^2)) \cdot (0.5 \cdot (0.022 - 0.02) / 47 + 0.0008 / 47 + 0.0005 / 0.12)]^{-1} = 23.8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Властивості агента (R717) визначаємо за довідковими даними [15] при визначальній температурі конденсації t_k :

- щільність конденсату $\rho_k = 1120 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності конденсату $\lambda_k = 0.0756 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату $\mu_k = 2.2 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- теплота паротворення $r = 165 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг}$.

Щільність теплового потоку з боку конденсуючого холодильного агента, використовуючи загальну температуру стінки труби $t_{ст}$, можна виразити по формулі:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q=\beta^{-1}\cdot 0.72\cdot [9.81\cdot r\cdot \rho_K^2\cdot \lambda_K^3\cdot (\mu_K\cdot d_{BH})^{-1}]^{0.25}\cdot (t_K-t_{CT})^{-0.75}, \text{ Вт/м}^2 \quad (6.9)$$

$$q=4^{-1}\cdot 0.72\cdot [9.81\cdot 165\cdot 10^3\cdot 1120^2\cdot 0.0756^3\cdot (2.2\cdot 10^{-4}\cdot 0.02)^{-1}]^{0.25}\cdot (42-t_{CT})^{-0.75}= \\ =678\cdot (42-t_{CT})^{-0.75}$$

Щільність теплового потоку з боку повітря, використовуючи загальну температуру стінки труби t_{CT} , можна виразити по формулі:

$$q=K\cdot (t_{CT}-t_H), \text{ Вт/м}^2 \quad (6.10)$$

$$q=K\cdot (t_{CT}-t_H)=23.8\cdot (t_{CT}-32)$$

Вирішуючи спільно систему рівнянь 5.9 і 5.10, визначимо шукану щільність теплового потоку через стінку: $q=168.2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Повну оребрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F=Q_K\cdot 10^3/q, \text{ м}^2 \quad (6.11)$$

$$F=100\cdot 10^3/168.2=595 \text{ м}^2$$

6.2 Конструктивний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через апарат:

$$V=Q_K/(c\cdot \rho\cdot \Delta t), \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.12)$$

$$V=100/(1.16\cdot 1.005\cdot 6)=17.15 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$\text{Площа «живого» перетину конденсатора: } F_{\text{ж}}=V/w=14.3/8=1.7 \text{ м}^2$$

$$\text{Сумарна довжина труб в апараті: } \sum L=F_{\text{ж}}/f_{\text{п}}=1.7/(2.2\cdot 10^{-3})=772 \text{ м}$$

Площу «живого» перетину одного ребристого елемента визначимо по формулі:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$f_{\text{ж}} = S_1 \cdot u - (2 \cdot h' \cdot \delta + d \cdot u), \text{ м}^2 \quad (6.13)$$

$$f_{\text{ж}} = 0.044 \cdot 0.008 - (2 \cdot 0.018 \cdot 0.0008 + 0.022 \cdot 0.008) = 0.1465 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату: $n_{\text{ре}} = F_{\text{ж}} / f_{\text{ж}} = 1.7 / 0.1465 \cdot 10^{-3} = 11604$

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\sum L_{\text{ф}} = u \cdot n_{\text{ре}} = 0.008 \cdot 11604 = 92.8 \text{ м}$$

$$\text{Площа фронтального перетину апарату: } S_{\text{ф}} = S_1 \cdot \sum L_{\text{ф}} = 0.044 \cdot 92.8 = 4.1 \text{ м}^2$$

По графіках характеристик вентиляторів [6] вибираємо чотири вентилятори марки ВО-12-303-6,3 при орієнтовному натиску $H = 130 \text{ Па}$.

Діаметр вентиляторів $D_{\text{в}} = 0.63 \text{ м}$, кількість $z = 4$

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

$$\text{- ширина } B_{\text{к}} = (S_{\text{ф}} / z)^{0.5} = (4.1 / 4)^{0.5} = 1.01 \text{ м};$$

$$\text{- довжина } L_{\text{к}} = B_{\text{к}} \cdot z = 1.01 \cdot 4 = 4.04 \text{ м}.$$

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{\text{ф}} = B_{\text{к}} / S_1 = 1.01 / 0.044 = 23$$

Дійсні геометричні розміри конденсатора:

$$\text{- ширина } B_{\text{к}} = N_{\text{ф}} \cdot S_1 = 23 \cdot 0.044 = 1.01 \text{ м};$$

$$\text{- довжина } L_{\text{к}} = S_{\text{ф}} / B_{\text{к}} = 4.1 / 1.01 = 4.06 \text{ м}.$$

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N = \sum L / \sum L_{\text{ф}} = 772 / 92.8 \approx 9$$

$$\text{Висота секції: } H_{\text{к}} = S_2 \cdot N = 0.088 \cdot 9 = 0.79 \text{ м}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

7 РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

У розрахунку використовуються наступні дані:

- холодопродуктивність апарату $Q_0=10000$ Вт;
- температура повітря камери $t_k=2$ °С;
- відносна вологість повітря камери $\phi_k=0.9$;
- швидкість повітря в живому перетині $V_B=3$ м/с;
- форма ребра – кругле;
- матеріал труб сталь $\lambda_{тр}=50$ Вт/(м·К), $d_n=0.02$ м, $d_{вн}=0.016$ м;
- матеріал ребер сталь $\lambda_p=50$ Вт/(м·К),
- крок ребер $u=0.008$ м, висота ребра $h_p=0.02$ м, товщина ребра у підстави $\delta_{op}=0.002$ м, у вершини $\delta_{вр}=0.0006$ м діаметр ребра $D_p=0.063$ м;
- температура кипіння агента (R 717) $t_0=-6$ °С;
- товщина інею, що осів $\delta_i=0.0015$ м, $\lambda_i=0.2$ Вт/(м·К).

Розрахунок

Приймаємо по графіку залежності від t_k підохолодження в апараті $\Delta t=2$.

Температура на виході з апарату:

$$t_B = t_k - \Delta t = 2 - 2 = 0 \text{ °С}$$

Середня температура повітря:

$$t_c = 0.5 \cdot (t_k + t_B) = 0.5 \cdot (2 - 0) = 1 \text{ °С}$$

Задаємося середньою температурою поверхні ПО, покритою інеєм:

$$t_n = -2.9 \text{ °С}.$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

По таблицях визначаємо вологовміст насиченого повітря при:

$$t_k - d_k'' = 0.0044 \text{ кг/кг}; t_{\text{п}} - d_{\text{п}}'' = 0.003 \text{ кг/кг}; t_{\text{в}} - d_{\text{в}}'' = 0.0038 \text{ кг/кг}.$$

Вологовміст повітря в камері при t_k по таблиці $d_k = 0.0039 \text{ кг/кг}$

Вологовміст на виході з повітроохолоджувача:

$$d_{\text{в}} = d_k - (d_k - d_{\text{п}}'') \cdot (t_k - t_{\text{в}}) / (t_k - t_{\text{п}}) \quad [\text{кг/кг}] \quad (7.1)$$

$$d_{\text{в}} = 0.0039 - (0.0039 - 0.003) \cdot (2 + 0) / (2 + 2.8) = 0.0035 \text{ кг/кг}.$$

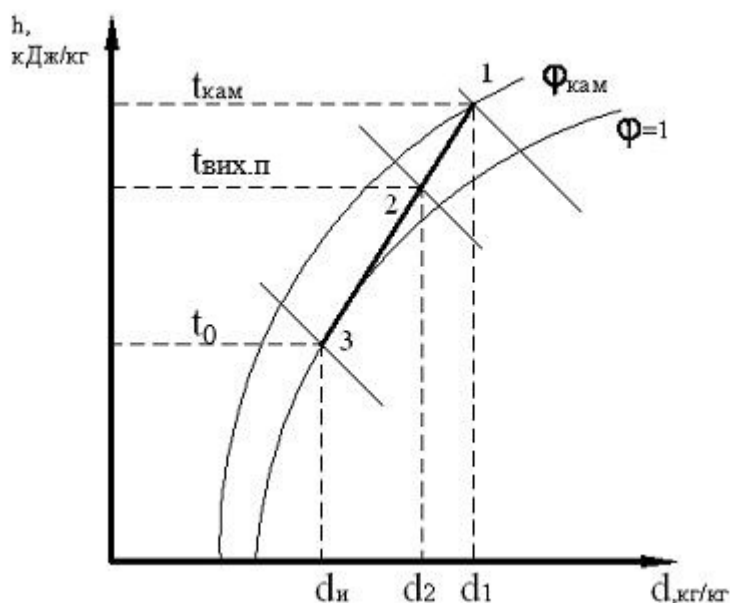


рис. 6.1 – Процес обробки повітря у повітроохолоджувачі в h-d діаграмі.

Відносна вологість на виході з апарату:

$$\phi_{\text{в}} = d_{\text{в}} / d_{\text{в}}'' = 0.0035 / 0.0038 = 0.93$$

Ентальпія повітря визначається по формулі:

$$h = 1.006 \cdot t + (2835 + 2.09 \cdot t) \cdot d \quad [\text{кДж/кг}] \quad (7.2)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$h_k = 1.006 \cdot 2 + (2835 + 2.09 \cdot 2) \cdot 0.0039 = 13.08 \text{ кДж/кг}$$

$$h_b = 1.006 \cdot 0 + (2835 + 2.09 \cdot 0) \cdot 0.0035 = 9.97 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{\pi} = 1.006 \cdot (-2.8) + (2835 + 2.09 \cdot (-2.8)) \cdot 0.0038 = 5.61 \text{ кДж/кг}$$

Поперечний і подовжній крок труб при коридорній компоновці:

$$S_1 = S_2 = D_p + 2 \cdot \delta_i + 0.003 = 0.063 + 2 \cdot 0.0015 + 0.003 = 0.069 \text{ м}$$

Геометричні параметри прийнятого ребристого елементу.

Зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = 0.5 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_n^2) + \pi \cdot D_p \cdot \delta_{вр} = 0.5 \cdot \pi \cdot (0.063^2 - 0.02^2) + \pi \cdot 0.063 \cdot 0.0006 = 5.7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot d_n \cdot (u - \delta_{ор}) = 3.14 \cdot 0.02 \cdot (0.008 - 0.0002) = 3.77 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Внутрішня поверхня труби ребристого елементу:

$$f_{вн} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u = 3.14 \cdot 0.016 \cdot 0.008 = 4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Повна зовнішня поверхня ребристого елементу:

$$f_{\pi} = f_p + f_{тр} = (5.7 + 3.77) \cdot 10^{-3} = 6.1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт оребрення:

$$\beta = f_{\pi} / f_{вн} = 6.1 / 0.4 = 15.2$$

Ступінь оребрення:

$$\phi = f_{\pi} / (\pi \cdot d_n \cdot u) = 6.1 / (\pi \cdot 0.02 \cdot 0.008) = 12.14$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умовний ступінь оребрення:

$$\beta_n = f_n / f_{тр} = 6.1 / 0.38 = 16.19$$

Геометричні характеристики поверхні інею.

Зовнішня поверхня інею на ребрі:

$$\begin{aligned} f_{рi} &= 0.5 \cdot \pi \cdot [(D_p + 2 \cdot \delta_i)^2 - (d_n + 2 \cdot \delta_i)^2] + \pi \cdot (D_p + 2 \cdot \delta_i) \cdot (\delta_{вр} + 2 \cdot \delta_i) = 0.5 \cdot \pi \cdot \\ &\cdot [(0.053 + 2 \cdot 0.0015)^2 - (0.02 + 2 \cdot 0.0015)^2] + \pi \cdot (0.063 + 0.003) \cdot (0.0006 + 0.003) = \\ &= 6.8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Внутрішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами:

$$\begin{aligned} f_{тр i} &= \pi \cdot (d_n + 2 \cdot \delta_i) \cdot (u - \delta_{ор} - 2 \cdot \delta_i) = 3.14 \cdot (0.02 + 0.003) \cdot (0.008 - 0.0002 - 0.003) = \\ &= 2.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Повна зовнішня поверхня інею на ребристому елементі:

$$f_i = f_{тр i} + f_{р i} = (6.8 + 0.22) \cdot 10^{-3} = 7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Коефіцієнт оребрення поверхні, покритої інеєм:

$$\beta_i = f_i / f_{вн} = 7 / 0.4 = 17.3$$

Площа `живого` перетину одного ребристого елемента з інеєм:

$$\begin{aligned} f_{ж} &= (S_1 - d_n - 2 \cdot \delta_i) \cdot u - 2 \cdot h_p \cdot [0.5 \cdot (\delta_{вр} + \delta_{ор}) + 2 \cdot \delta_i] = (0.069 - 0.02 - 0.003) \cdot 0.008 - \\ &- 2 \cdot [0.5 \cdot (0.0006 + 0.0002) + 0.003] = 4.4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \end{aligned}$$

Теплообмін з боку повітря.

Теплофізичні властивості повітря при t_c :

- кінематична в'язкість $\nu_b = 13.28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_b = 0.0244 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
- число Прандтля $Pr_b = 0.707$;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- щільність $\rho_B = 1.293 \text{ кг/м}^3$.

Коефіцієнт вологовипадіння визначається по формулі:

$$\xi = 1 + (d_k - d_p) \cdot \phi_k \cdot (2835 - 2.09 \cdot t_p) / [(1.006 + 1.87 \cdot d_p) \cdot (t_k - t_p)] \quad (7.3)$$

$$\xi = 1 + (0.0044 \cdot 0.9 - 0.003) \cdot (2835 - 2.09 \cdot (-2.8)) / [(1.006 + 1.87 \cdot 0.003) \cdot (2 + 2.8)] = 1.073$$

По таблицях розрахункових залежностей для прийнятого типу трубного пучка ребристого елемента і відповідної сфери застосування вибираємо визначальний розмір і розрахункову залежність для визначення критерію Нусельта.

Визначальний розмір:

$$L_0 = d_H / \beta_H + (1 - \beta_H^{-1}) [0.785 \cdot (D_p^2 - d_H^2)]^{0.5} \quad (7.4)$$

$$L_0 = 0.2 / 16.19 + (1 - 16.19^{-1}) [0.785 \cdot (0.063^2 - 0.02^2)]^{0.5} = 0.051 \text{ м}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_B = w_B \cdot L_0 / \nu_B \quad (7.5)$$

$$Re_B = 3 \cdot 0.051 / (13.28 \cdot 10^{-6}) = 11498$$

Число Нусельта:

$$Nu_B = 0.18 \cdot C_s \cdot C_z \cdot Re_B^{0.65 \cdot \beta_H^{0.07}} \cdot \beta_H^{-0.7} \quad (7.6)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

Оскільки $S_2/d_H=3.45>2$ і кількість труб по передумовах більше 4 шт, то коефіцієнти $C_s=C_z=1$.

$$Nu_B=0.18 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 11498^{0.65} \cdot 16.2^{0.07} \cdot 16.2^{-0.7} = 41.3$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні повітроохолоджувача до повітря:

$$\alpha_B = Nu_B \cdot \lambda_B / L_0 \quad (7.7)$$

$$\alpha_B = 41.3 \cdot 0.0244 / 0.051 = 19.8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_{B \text{ пр}} = [(\alpha_B \cdot \xi)^{-1} + \delta_i / \lambda_i]^{-1} \quad (7.8)$$

$$\alpha_{B \text{ пр}} = [(19.8 \cdot 1.073)^{-1} + 0.0015 / 0.2] = 18.3 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Умовна висота ребра:

$$h' = h_p \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(D_p / d_H)] = 0.02 \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(0.063 / 0.02)] = 0.028 \text{ м}$$

Безрозмірний комплекс

$$mh' = [4 \cdot \alpha_{B \text{ пр}} / ((\delta_{B \text{ пр}} + \delta_{op}) \cdot \lambda_p)]^{0.5} \cdot h' = 2 \cdot [18.3 / (0.008 \cdot 150)]^{0.5} = 0.384$$

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = [\tanh(mh')] / mh' \quad (7.9)$$

$$E = [\tanh(0.384)] / 0.384 = 0.953$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра:

$$\psi = 1 - 0.058 \cdot mh' = 1 - 0.058 \cdot 0.384 = 0.977$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елементу:

$$\alpha_{в пр} = \alpha_{в пр} \cdot (f_p \cdot E \cdot \psi + f_{тр}) / f_{п} \quad [Вт/(м^2 \cdot К)] \quad (7.10)$$

$$\alpha_{в пр} = 18.3 \cdot (0.0057 \cdot 0.953 \cdot 0.977 + 0.0004) / 0.006 = 17.1 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$$

Щільність теплового потоку, віднесена до внутрішньої поверхні труби:

$$q_v = \alpha_v \cdot \xi \cdot \beta_i \cdot (t_c - t_{п}) \quad [Вт/м^2] \quad (7.11)$$

$$q_v = 17.1 \cdot 1.073 \cdot 17.34 \cdot (1 + 2.9) = 1436 \text{ Вт}/м^2$$

Коефіцієнт тепловіддачі в трубах апарату:

$$\alpha_0 = 32 \cdot \omega p^{0.47} \cdot q_v^{0.15} [Вт/(м^2 \cdot К)] \quad (7.12)$$

де ωp – масова швидкість агента, по графіку залежності від щільності теплового потоку знаходимо $\omega p = 80 \text{ кг}/(м^2 \cdot с)$

$$\alpha_0 = 32 \cdot 80^{0.47} \cdot 1436^{0.15} = 747 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею:

$$K_{ні} = [\beta_i / \alpha_0 + 1 / \alpha_{в пр i} + \phi \cdot (0.5 \cdot (d_n - d_{вн}) / \lambda_t)]^{-1} [Вт/(м^2 \cdot К)] \quad (7.13)$$

$$K_{ні} = [17.34 / 747 + 1 / 17.1 + 12.14 \cdot (0.5 \cdot (0.02 - 0.016) / 50)]^{-1} = 12.19 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні сухої поверхні:

$$K_n = K_{ni} \cdot \beta / \beta_i = 12.19 \cdot 15.17 / 17.34 = 10.67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Перевіряємо раніше прийняту температуру поверхні апарату:

- щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні інею:

$$q_n = K_{ni} \cdot (t_c - t_0) = 10.67 \cdot (1 + 6) = 85.3 \text{ Вт/м}^2;$$

- розрахункова різниця температур:

$$\Delta t_p = q_n / (\alpha_v \cdot \xi) = 85.3 / (19.8 \cdot 1.073) = 4.02 \text{ }^\circ\text{C};$$

- відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур:

$$\varepsilon = [|\Delta t_p - (t_c - t_n)| / \Delta t_p] \cdot 100\% = [4.02 - (1 + 2.9)] / 4.02 \cdot 100\% = 3 \%$$

Оскільки відносна погрішність задовольняє необхідній погрішності розрахунку (<5%), тоді шукана зовнішня поверхня повітроохолоджувача:

$$F_n = Q_0 / [K_n \cdot (t_c - t_0)] = 10000 / (10.67 \cdot 7) = 133.7 \text{ м}^2$$

Компонувальний розрахунок повітроохолоджувача.

Конструктивно проєктований повітроохолоджувач складатиметься з двох однакових теплообмінних секцій, через які прокачуватиметься вентиляторами тепле повітря, що відводиться з штабелів вантажу. Відповідно, холодопродуктивність і зовнішня площа кожної секції складатиме половину від розрахункових.

Об'ємна витрата повітря через секцію повітроохолоджувача:

$$V_v = Q_0 \cdot 10^{-3} / [\rho_v \cdot (h_k - h_v)] \quad (6.14)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_B = 3.35 / [1.29 \cdot (13.08 - 9.62)] = 0.75 \text{ м}^3/\text{с}$$

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо 2 вентилятор марки ВО-12-303-4 при орієнтовному натиску $H = 120 \text{ Па}$ з діаметром вентилятора $D_B = 0.4 \text{ м}$.

Мінімальний `живий` перетин повітроохолоджувача:

$$F_{\text{ж}} = V_B / w_B = 0.75 / 3 = 0.25 \text{ м}^2$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача:

$$F_{\text{ф}} = F_{\text{ж}} \cdot S_1 \cdot u / f_{\text{ж}} = 0.25 \cdot 0.069 \cdot 0.008 / 0.00044 = 0.32 \text{ м}^2$$

Задаємося орієнтовною довжиною теплообмінної секції $L' = 1 \text{ м}$, тоді ширина секції : $H' = F_{\text{ф}} / L' = 0.32 / 1 = 0.32 \text{ м}$.

Число труб у фронтальному перетині пучка з округленням до цілого:

$$z_1 = H' / S_1 = 0.32 / 0.069 = 4.6$$

Приймаємо дійсне число труб $z_1 = 5 \text{ шт}$

Дійсна ширина і довжина секції:

$$H = z_1 \cdot S_1 = 5 \cdot 0.069 = 0.345 \text{ м}$$

$$L = F_{\text{ф}} / H = 0.32 / 0.345 = 0.92 \text{ м}$$

Кількість труб по ходу повітря з округленням до найближчого більшого цілого: $z_2 = F_H / [f_{\text{п}} \cdot (F_{\text{ж}} / f_{\text{ж}})] = 40 / [0.0061 \cdot (0.25 / 0.00038)] = 10 \text{ шт}$

Розрахункові параметри теплообмінної поверхні:

- сумарна довжина труб апарату:

$$\Sigma L = L \cdot z_1 \cdot z_2 = 0.81 \cdot 12 \cdot 10 = 97.2 \text{ м};$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- площа зовнішньої поверхні:

$$F_d = \Sigma L \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot \beta = 97.2 \cdot 3.14 \cdot 0.016 \cdot 15.17 = 74.1 \text{ м}^2;$$

- глибина секції:

$$B = S_2 \cdot z_2 = 0.069 \cdot 10 = 0.69 \text{ м.}$$

Перевірка по аеродинамічному опору.

Аеродинамічний опір пучків оребрених труб з круглими ребрами визначається по формулі:

$$\Delta P = 0.26 \cdot C_Z \cdot C_L \cdot C_t \cdot (\omega p)^{1.92} \quad (7.15)$$

Еквівалентний діаметр: $d_e = 2 \cdot [u \cdot (S_1 - d_n) - 2 \cdot \delta_p \cdot h_p] / (2 \cdot h_p + u) =$
 $= 2 \cdot [0.008 \cdot (0.069 - 0.02) - 2 \cdot 0.0013 \cdot 0.02] / (2 \cdot 0.02 + 0.008) = 0.014 \text{ м}$

Коефіцієнт, що враховує лінійні розміри ребер:

$$C_L = L_0^{0.22} / d_e^{0.3} = 0.051^{0.22} / 0.014^{0.3} = 1.87$$

Коефіцієнт, що враховує фізичні властивості повітря:

$$C_t = v_B^{0.08} / \rho_B^{0.92} = (13.28 \cdot 10^{-6})^{0.08} / 1.293^{0.92} = 0.322$$

Коефіцієнт, що враховує режим течії $C_Z = z_2$, оскільки $z_2 > 6$

Т.ч.

$$\Delta P = 0.26 \cdot 1.87 \cdot 0.322 \cdot 14 \cdot (3 \cdot 1.293)^{1.92} = 60 \text{ Па}$$

При виборі вентилятора натиск був прийнятий 120 Па, звідки витікає, що вибраний тип вентилятора забезпечить нормальну циркуляцію повітря через теплообмінну поверхню.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

8 ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ ТА ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ

8.1 Підбір компресорів, конденсаторів та повітроохолоджувачів

Підбір компресорів здійснимо по потрібній холодопродуктивності на один компресор в режимі зберігання яблук $Q_0=25$ кВт з параметрами роботи, представленими при тепловому розрахунку. Підбираємо компресорний агрегат використовуючи програмне забезпечення BITZER Software 7.1. Вибираємо 3(1) поршневі компресори фірми **Bitzer** марки **W4PA** з холодопродуктивністю за даних умов $Q_0=28.6$ кВт і споживаною електричною потужністю $N_{ел}=8.33$ кВт.

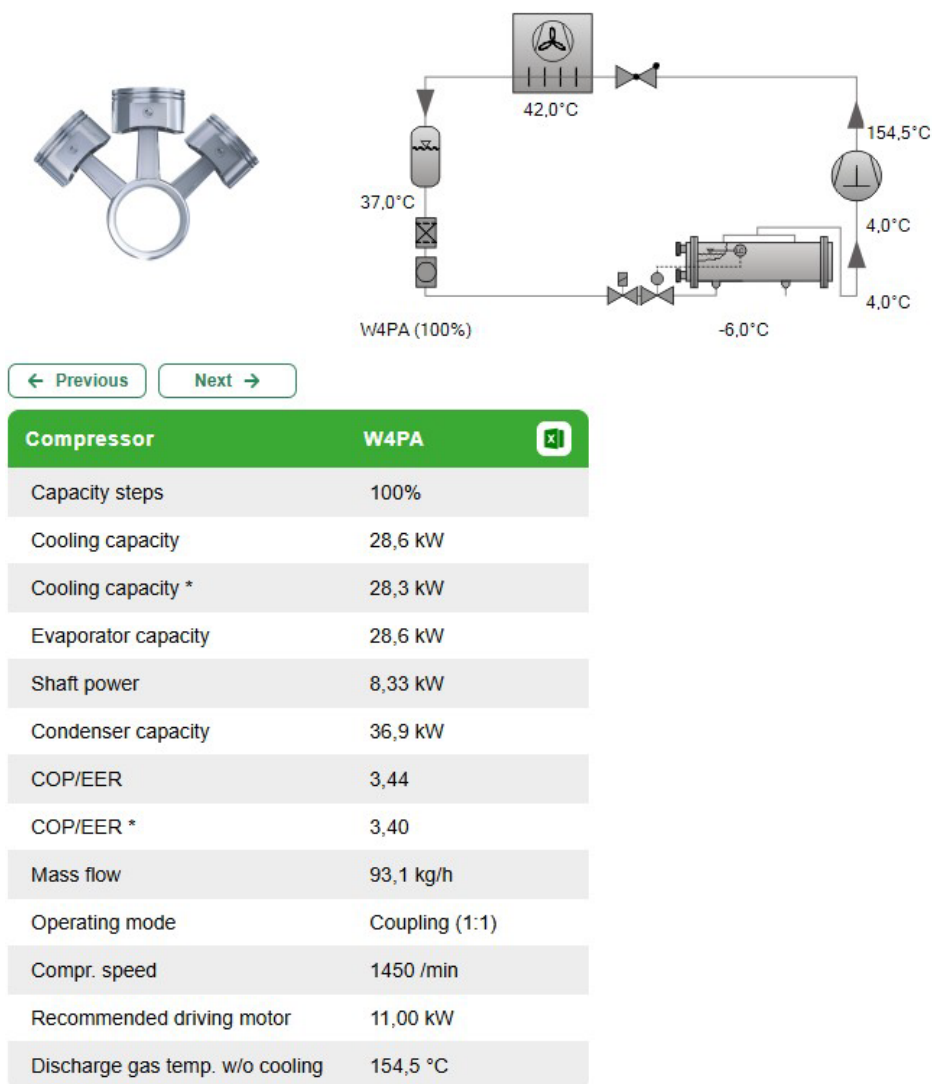


Рис. 8.1 Скріншот ПЗ BITZER Software 7.1

Technical Data

Displacement (1450rpm 50Hz)	47,14 m3/h
Displacement (1750rpm 60Hz)	56,9 m3/h
No. of cylinder x bore x stroke	4 x 55 mm x 57 mm
Allowed speed range	750 .. 1750 1/min
Weight	77 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 25 bar
Connection suction line	DN 32
Connection discharge line	DN 25
Oil type NH3	Reniso KC68 (Standard)

Extent Of Delivery (Standard)

Oil charge	4,0 dm3
Protective charge	Standard
Suction shut-off valve	Standard
Discharge shut-off valve	Standard
Water-cooled cylinder heads	Standard

Available Options

Coupling (...-K) w. A/C + medium	KK411 [<11kW] / KK420 [<22kW] (Option)
Coupling (...-K) w. low temp.	KK415 [<7.5kW] / KK425 [<22kW] (Option)
Coupling housing	Option
Motor pulley (...-S)	190, 210, 230 mm (Option)
V-belts	3 x SPA (Option)
Discharge gas temperature sensor	Option (incl. INT69VS)
Start unloading	Option

Рис. 8.2 Скріншот ПЗ BITZER Software 7.1

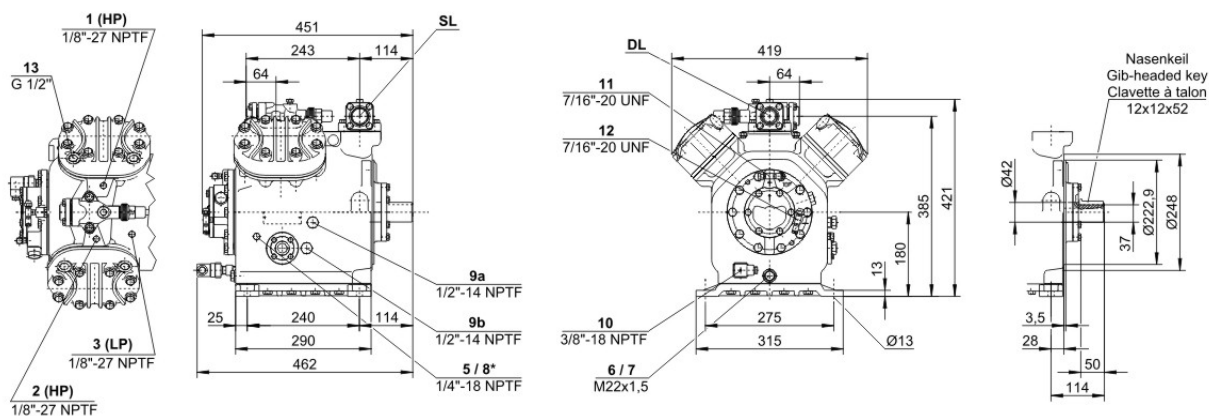


Рис. 8.3 Компрессорный агрегат W4PA.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1

Арк.

58

$$\Sigma Q_K = 3 \cdot (Q_{0 \text{ КОМП}} + N_e) = 3 \cdot (28.6 + 8.33) = 111 \text{ кВТ}$$

Вибираємо 2 повітряні конденсатори фірми Alfa-Laval марки **BNMT1001AT** потужністю 72.33 кВт при розрахунковій температурі конденсації $t_k=42\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Direct Expansion Air Cooler

Pump Air Cooler

Brine Air Cooler

Air Cooled Condenser

Air Cooled Liquid Cooler

Settings

Duty Mode:

Design

Operating Mode:

Ammonia Condenser

Family:

Condenser

Type:

Alfablue Single row

Alfablue Double row

Alfa V

Series:

BNM

BND

ANV

Alfablue Single row



Fan Input

EC Motor☐

Power supply:

_50Hz

Noise Level:

T

Connection:

D

Blade material:

Auto Selection

ErP2015 compliant☒

Coil Input

MinFinspacing:

2.1

Fin material:

Industrial fin

Tube material:

Stainless Steel

Subcooler☐

NH3 Condensers - Axial fans - 50 Hz

ErP 2015 compliant	
Length	2635.0 [mm]
Height	1495.0 [mm]
Depth	900.0 [mm]
Dry weight (approx +/- 5%)	299.0 [kg]
Surface	187.3 [m²]
Internal volume	29.7 [litres]
Connections (In-Out)	1"1/2 - 1"
Sound power LWA	85 [dB(A)]
Fin Material	Industrial fin
Tube Material	Stainless Steel
No. of Circuits	4
Connection Side	Same
Number of fans	1
Fan diameter	1000.0 [mm]
Rotation speed	870 [rpm]
Nom.power	2400.0 [kW]

Info

Details

Drawing

Calculate

Mech. config...

Attention: Prices in the result-list below are base-prices without any of the selected options. These prices are used for sorting the resultlist.

Selected unit: BNMT1001AD CR IF 2.1 SS

Total price (RCPL) incl. Selected options: 7290 EUR

Рис. 8.4 Скріншот ПЗ AlfaSelect AIR

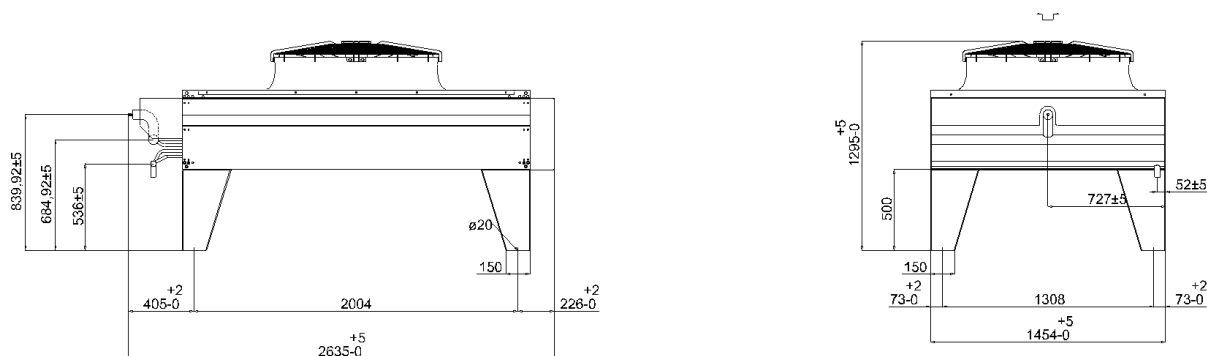


Рис. 8.5 Повітряний конденсатор BNMT1001AT.

У камерах схову вантажу для забезпечення температурного режиму і рівномірного температурного поля буде встановлено по 2 підвісних стельових повітроохолоджувача з розрахунковою холодопродуктивністю по

$Q_0=10$ кВт. Приймаємо повітроохолоджувач марки Alfa-Laval BLAH353AS з холодопродуктивністю $Q_0=10.6$ кВт.

Duty Mode:
Operating Mode:
Family:

Type:

Series:

Design

Ammonia Pump-Bottom

<All Families>

Helpman TYR-B

Helpman TYR-Z

Helpman TYR-A

Helpman TYR-F

TYR-B

AlfaCubic



Calculation

Capacity: 10.00 [kW]
AirTemp: 2.0 [°C]
EvapTemp: -6.0 [°C]
Rel humidity: 85.0 [%]
TempDiff: 8.0 [K]
Fluid: Ammonia

Fan Input

EC Motor

Power supply: 50Hz

Noise Level: H

Blade material: Auto Selection

ErP2015 compliant

Coil Input

MinFinSpacing: 7.0

Fin material: Aluminium

Tube material: Stainless Steel

Calculate

Mech. config...

Pump Air Coolers Single air flow - 50 Hz

DTM	6.53	[K]
ErP 2015 compliant		
Length	1970.0	[mm]
Height	585.0	[mm]
Depth	460.0	[mm]
Dry weight (approx +/- 5%)	69.30	[kg]
Surface	36.79	[m²]
Internal volume	11.5	[litres]
Connections (In-Out)	33 - 42mm	
Sound power LWA	75	[dB(A)]
Fin Material	Aluminium	
Tube Material	Stainless Steel	
Air throw	1 x 20	[m]
No. of Circuits	4	
Connection Side	Same	
Number of fans	3	
Fan diameter	350.0	[mm]

Info

Details

Drawing

Attention: Prices in the result-list below are base-prices without any of the selected options. These prices are used for sorting the resultlist.
Selected unit: BLAH353AS 230VPB CR APA AL 7.0 SS
Total price (RCPL) incl. Selected options: On req EUR

Model	Capacity kW	Surface Area m²	FinSpacing mm	Margin %	Air Flow m³/s	Air Throw m	Sound Pressure dB(A)	Sound Power LWA	Fan Conn	Motor Speed(rpm)	Tot Power Cons (W)	Tot Curr. Abs (A)	Price	Note
BLH253BT	9.19	33.11	7.0	-8.15	1.257	16.59	63	84	D/Y	2450	390.0	0.66	-1	⚠
BLH352BS	9.48	36.79	7.0	-5.24	1.198	17.60	52	73	-	1400	300.0	1.32	-1	⚠
BLH352BT	9.48	36.79	7.0	-5.24	1.198	17.60	52	73	D/Y	1420	488.0	0.92	-1	⚠
BLH353AS	10.60	36.79	7.0	5.96	1.946	19.96	54	75	-	1400	450.0	1.98	-1	⚠
BLH353AT	10.60	36.79	7.0	5.96	1.946	19.96	54	75	D/Y	1420	732.0	1.38	-1	⚠

Рис. 8.6 Скріншот ПЗ AlfaSelect AIR

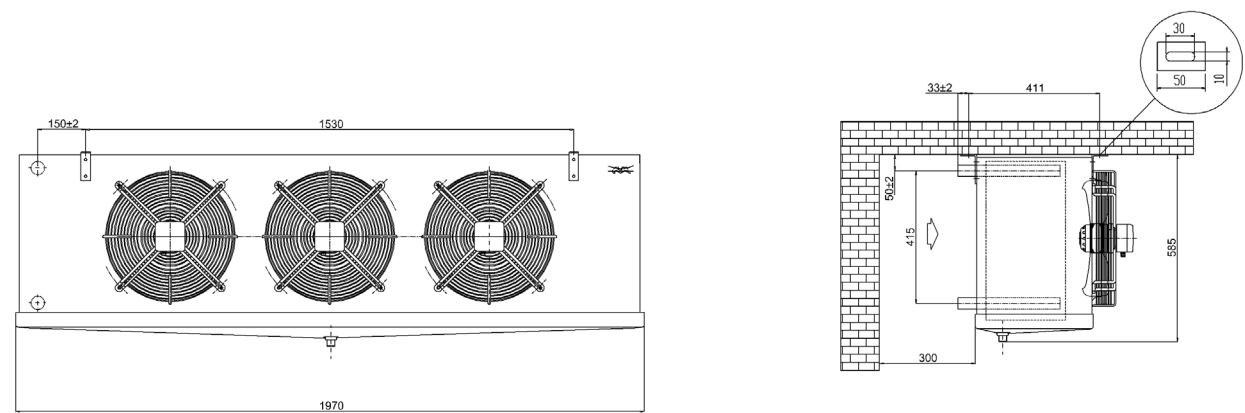


Рис. 8.7 Повітряний охолоджувач BLAH353AS.

8.2 Підбір допоміжного устаткування

Лінійний ресивер призначений для рівномірної подачі рідкого агента на пристрої, що дроселюють, і його зберігання у той час коли система не працює.

Лінійний ресивер призначений для рівномірної подачі рідкого холодоагенту на дроселюючі пристрої та його зберігання при зупинці системи. Розрахунковий об'єм ресивера визначається як не менше 60% об'єму повітроохолоджувачів, з урахуванням коефіцієнта заповнення 50% та запасу 20% для безпеки:

$$V_{\text{Л}} = (0.6 \cdot V_{\text{вип}} 0.5) \cdot 1.2 = 0.68 \text{ м}^3$$

Приймаємо сучасний горизонтальний ресивер **Alfa Laval VLR-0.75**, робочий тиск до 2,0 МПа, діапазон температур $-40 \dots +50$ °С, оснащений запобіжними клапанами Ду 15 мм.

Віддільник рідини

Віддільник рідини захищає компресор від попадання рідкого холодоагенту. Сучасне рішення — вертикальний циліндричний апарат із автоматичними датчиками рівня та сигналізацією. Приймаємо віддільник рідини **Danfoss SLR-200**, робочий тиск до 2,0 МПа, швидкість пари $\leq 0,5$ м/с, діапазон температур $-50 \dots +40$ °С.

Масловіддільник

Масловіддільники призначені для відділення масла, що виходить із компресорів разом із холодоагентом. Підбір здійснюється за діаметром нагнітального патрубку компресора. Приймаємо сучасний циклонний масловіддільник **Alfa Laval OCS-50**, робочий тиск до 2,0 МПа, ефективність відділення масла $\geq 99\%$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Маслозбірник

Маслозбірник використовується для збору масла з апаратів та його подальшого видалення із системи. Приймаємо вертикальний маслозбірник **Baltimore Aircoil MZ-10**, робочий тиск до 2,0 МПа, діапазон температур – 40...+150 °С, оснащений штуцерами для зливу та контролю рівня.

Дренажний ресивер

Для захисту віддільника рідини від переповнення та зберігання холодоагенту при тривалій зупинці системи застосовується дренажний ресивер. Приймаємо горизонтальний ресивер **Alfa Laval VLR-0.75**, аналогічний лінійному, робочий тиск до 2,0 МПа.

Таблиця 8.1 - Підсумкова таблиця допоміжного обладнання

Елемент	Модель	Об'єм / параметри	Робочий тиск	Діапазон температур
Лінійний ресивер	Alfa Laval VLR-0.75	0,75 м³	2,0 МПа	–40...+50 °С
Віддільник рідини	Danfoss SLR-200	Ø200 мм, Н=1,2 м	2,0 МПа	–50...+40 °С
Масловіддільник	Alfa Laval OCS-50	DN50	2,0 МПа	–40...+60 °С
Маслозбірник	BAC MZ-10	10 л	2,0 МПа	–40...+150 °С
Дренажний ресивер	Alfa Laval VLR-0.75	0,75 м³	2,0 МПа	–40...+50 °С

9 РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, [\text{м}^3/\text{с}], \quad (9.1)$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, [\text{м}], \quad (9.2)$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу $\text{м}/\text{с}$.

Нагнітальний трубопровід для одного компресора:

При $t_2 = 80^\circ\text{C}$ и $P_k = 19$ бар – щільність агента $\rho_2 = 86.6 \text{ кг}/\text{м}^3$.

$$V_a = 0.53 / 86.6 = 0.0061 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.0061 / 14)^{0.5} = 0.023 \text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні сталеву трубу 24×1.5 .

Всмоктуючий трубопровід для одного компресора:

При $t_1 = -6^\circ\text{C}$ и $P_0 = 5$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1 = 24.4 \text{ кг}/\text{м}^3$.

$$V_a = 0.53 / 24.4 = 0.022 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.022 / 12)^{0.5} = 0.028 \text{ м}.$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 32×2 .

Трубопровід на сливі від конденсаторів до ресівера:

При $t_3 = 37^\circ\text{C}$ и $P_k = 19$ бар визначаємо щільність агента $\rho_3 = 964 \text{ кг}/\text{м}^3$.

$$V_a = 0.53 \cdot 3 / 964 = 0.0016 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.0012 / 1)^{0.5} = 0.016 \text{ м}.$$

Приймаємо на рідинному зливі сталеву трубу 18×1.6 .

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10 ОХОРОНА ПРАЦІ

Проектоване підприємство призначене для тривалого зберігання яблук. Холодильна установка, що забезпечує підтримку технологічного режиму зберігання в камерах, використовує холодильний агент аміак.

В компресорному цеху знаходиться холодильна машина, апарати якої знаходяться в тому ж приміщенні. Випарний конденсатор розташований поза будівлею. Висота стелі складає 5,5 м. Компресорний цех має два виходи один з яких безпосередньо назовні. Апарати що вимагають постійного обслуговування обладнанні спеціальними майданчиками і сходами. Майданчики і сходи огороженні поручнем. Колектор приборів охолодження знаходиться в компресорному цеху, що дозволяє негайно відрегулювати подачу холодоагенту. Усе устаткування розміщене з необхідними проходами, без труднощів обслуговування. Загальна площа компресорного цеху складає 108 м².

Аміак R717, хімічна формула NH₃. Нормальна температура кипіння мінус 33,35 °С. При атмосферному тиску аміак — безбарвний газ, легше за повітря, з різким задушливим запахом.

Найбільш небезпечними властивостями аміаку є його токсичність і вибухонебезпека. Перебування людини протягом декількох хвилин в приміщенні з об'ємною часткою аміаку в повітрі —0,5÷1% приводить до смертельного результату або сильного отруєння. Температура самозаймання аміаку 630 °С. При об'ємній частці в повітрі понад 11 % і наявності відкритого полум'я аміак починає горіти.

Суміш пари аміаку з повітрям при об'ємній частці 15÷28 % вибухонебезпечна. Максимальний тиск вибуху суміші біля 0,45 МПа. Аміак починає розкладатися при температурі вище 250 °С.

Категорія приміщення за вибухопожежною та пожежною безпекою

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Приміщення аміачних машинних і апаратних відділень по вибухопожежно небезпеці відносяться до категорії "А" (клас вибухонебезпеки В-1б). Їх розміщують, як правило, в одноповерхових будівлях, прибудованих до корпусу холодильника або виробничої будівлі, в якій розміщені споживачі холоду.

У машинному відділенні передбачають не менше двох виходів, один з яких — безпосередньо назовні (через тамбур для середньої і північної смуги). Виходи розташовують на максимально можливій відстані один від одного.

Забезпечення вибухобезпеки експлуатації устаткування

Аміачна холодильна установка – герметична технологічна система, в якій по замкнутому контуру, без виробничих витрат, циркулює холодильний агент. В елементах АХУ відбуваються тільки термодинамічні процеси та пов'язані з ними фазові перетворення аміаку (пара→рідина та рідина→пара).

У приміщеннях та на ділянках аміачної холодильної установки, у суміжних приміщеннях/ділянках, поза приміщеннями, а також у самій установці, за умов нормальної експлуатації технологічної системи витоків холодильного агенту не відбувається, вибухопожежно небезпечна суміш пари аміаку з повітрям не утворюється. Небезпека виникнення вибуху та пожежі з'являється тільки внаслідок позаштатних аварійних ситуацій, аварій, НС техногенного чи природного походження. Захист технологічного устаткування, трубопроводів та арматури від зруйнування під дією надлишкового тиску в системі забезпечений конструктивним виконанням елементів установки, системою захисних клапанів, приладами автоматичного захисту АХУ.

Підбір запобіжного клапану

Пропускна здатність запобіжного клапану вибирається так, щоб у посудині або балоні не створився тиск, що перевищує робочий більш ніж на

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

0.05 МПа для посудин з робочим тиском до 0.3 МПа включно; на 15 % для посудин із $P_{\text{раб}} = 6$ МПа; на 10 % для посудин із $P_{\text{раб}} > 6$ МПа.

Не рідше одного разу в 12 місяців запобіжний клапан перевіряють на стендах з наступним опломбуванням.

Визначимо мінімальну площу перетину клапана

$$F = \frac{M}{\mu \cdot B \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)}} \text{ [м}^2\text{]}, \quad (10.1)$$

де M – масова витрата рідини чи газу, $M = 1.168$ кг/с;

μ – коефіцієнт витрати газу (рідини) для даної конструкції клапану визначається експериментально і записується у його паспорті, $\mu = 0.75$;

B – коефіцієнт, що враховує фізико-хімічні властивості газу при робочих параметрах та залежить від показника адіабати $k = 1.13$ й

відношення тисків $\frac{P_2}{P_1} = 0.076$;

$$B = 1.59 \sqrt{\frac{k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}}$$

P_1, P_2 – відповідно тиск спрацювання клапану та абсолютний тиск за клапаном, $P_2 = 0.1$ МПа, $P_1 = 1.3$ МПа;

ρ – щільність середовища при тиску P_1 та температурі перед клапаном,

$$\rho = 13.5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$F = \frac{1.168}{0.75 \cdot 0.909 \sqrt{2 \cdot 13.5 \cdot (1.3 - 0.1) \cdot 10^6}} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Діаметр клапану

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} \text{ [м]}, \quad (10.2)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{3.14}} = 0.019 \text{ м}$$

Обираємо діаметр клапану з стандартного ряду $d = 0.02 \text{ м}$.

Організація безпечної експлуатації на холодильних установках.

Мета організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках — створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації і ремонту устаткування і систем установок, а також шляхом підтримки технічних знань обслуговуючого персоналу на необхідному рівні.

Адміністрація підприємства забезпечує холодильну установку необхідним штатом персоналу. Чисельність машиністів і слюсарів - ремонтників для обслуговування установки повинна відповідати «Нормативам чисельності робочих холодильних установок». Холодильна установка обслуговується, як правило, не менше чим двома машиністами в зміну. Обслуговування установки одним машиністом в зміну допускається тільки в тому випадку, якщо за умовами технологічного процесу можливе тимчасове припинення холодопостачання з виключенням холодильної установки.

Заземлювання.

Заземлювання потрібно підключати до корпусів електричних машин, трансформаторів, реостатів, металевим корпусам вимикачів, запобіжників та штепселів, каркасам щитів, металевим оболонкам кабелів, приводам електроустаткування, металевим частинам прожекторів та іншим не струмопровідним частинам.

Розрахунок штучного заземлювання

Мета розрахунку полягає у визначенні основних параметрів штучного заземлювання – число, розміри та порядок розміщення окремих заземлювачів та заземлюючих провідників.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

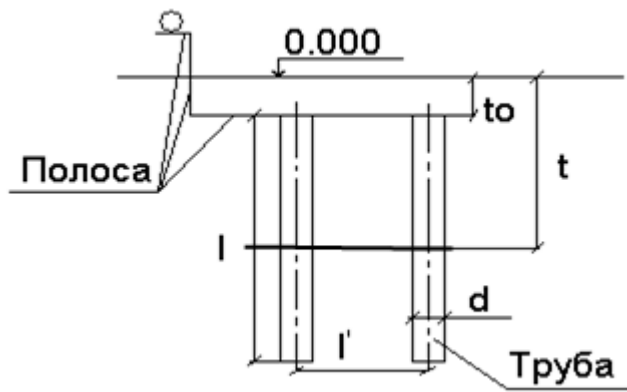


Рис.8.1 – Схема заземлювання

Потрібний опір заземлюючого пристрою в електроустановках з напругою до 1000 В складає $R_{тр} = 4 \text{ Ом}$ [6].

Визначимо розрахункове значення питомого опору ґрунту

$$\rho_p = \rho_\phi \cdot \psi, \quad (10.3)$$

де ρ_ϕ – питомий опір ґрунту – опір 1 м^3 ґрунту між протилежними гранями, до яких прикладені вимірювальні електроди. Питомий опір ґрунту залежить від структури ґрунту, її вологості, розчиненої солі, а також від пори року;

приймаємо $\rho_\phi = 40 \text{ Ом} \cdot \text{м}$ для глини [6]

ψ – кліматичний коефіцієнт, враховуючий сезонні коливання вологості ґрунту, $\psi = 1,1..2$ [6]

приймаємо $\psi = 1,1$.

$$\rho_p = 1,1 \cdot 40 = 44 \text{ Ом} \cdot \text{м}.$$

Для штучного заземлювання приймаємо електроди – вертикальні сталеві труби діаметром 40 мм, полосова сталь $9 \times 3 \text{ мм}$. Спочатку обираємо систему розташування вертикальних заземлювачів – в ряд.

Задаємося довжиною вертикального заземлювача з умови

$$\frac{l'}{l} = 1; 2; 3, \quad (10.4)$$

де l' – відстань між заземлювачами, $l' = 6 \text{ м}$;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

l – довжина заземлювача.

$$l = \frac{l'}{2} = \frac{6}{2} = 3 \text{ м}$$

приймаємо, що $t_o \geq 0.5$ м – глибина, на яку заглиблюються заземлювачі

$$t = \frac{l}{2} + t_o = \frac{3}{2} + 0.5 = 2 \text{ м}$$

Розрахуємо опір одного вертикального заземлювача

$$R_o = \frac{\rho_p}{2\pi l} \cdot \left(\ln \frac{2l}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4t+1}{4t-1} \right) [\text{Ом}], \quad (10.5)$$

$$R_o = \frac{44}{2\pi \cdot 3} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot 3}{0.035} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 2 + 3}{4 \cdot 2 - 3} \right) = 12.93 \text{ Ом}$$

Визначимо кількість вертикальних заземлювачів

$$n = \frac{R_o}{R_{тр}} = \frac{15.29}{4} = 3.23 \text{ шт}$$

обираємо стандартну кількість заземлювачів $n' = 4$ шт.

Визначимо опір системи вертикальних заземлювачів

$$R_{св} = \frac{R_o}{n' \cdot \eta_v}, \quad (10.6)$$

де η_v – коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів,

$$\eta_v = 0.77 [6].$$

$$R_{св} = \frac{12.93}{4 \cdot 0.89} = 3.63 \text{ Ом}$$

Визначимо опір з'єднувальної смуги:

Довжина смуги:

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

Довжина смуги не повинна перевищувати 150 м

Опір смуги:

$$R_n = \frac{\rho_p}{2\pi L \eta_r} \cdot \ln \frac{L^2}{d \cdot t_o}, \quad (10.7)$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де η_r – коефіцієнт використання горизонтальних заземлювачів,
 $\eta_r = 0.92$ [6].

$d = 0.5$; $b = 0.5 \cdot 0.012 = 0.006$ м – для смуги шириною b

$$R_n = \frac{44}{2\pi \cdot 18 \cdot 0.92} \cdot \ln \frac{18^2}{0.006 \cdot 0.5} = 4.9 \text{ Ом}$$

Визначимо загальний опір системи

$$R_c = \frac{R_n \cdot R_{cb}}{R_n + R_{cb}} < R_{тр}$$

$$R_c = \frac{4.9 \cdot 3.63}{4.9 + 3.63} = 2.08 \text{ Ом} < 4 \text{ Ом}$$

Протипожежні заходи

Загальні положення

Протипожежні заходи реалізуються комплексом проектних рішень, спрямованих на:

- попередження виникнення пожежі та вибуху;
- створення умов для ефективного гасіння пожежі;
- обмеження поширення вогню;
- забезпечення безпечної евакуації працівників та матеріальних цінностей.

Нормативна база

В Україні діють:

- **Правила пожежної безпеки для промислових підприємств** (Наказ МВС №1417);
- **Правила будови і безпечної експлуатації аміачних холодильних установок**;
- **ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»**;
- **ДСТУ EN 378:2017 «Холодильні установки та теплові насоси. Вимоги щодо безпеки та охорони довкілля»**.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Організаційні заходи

- Розробка та затвердження інструкцій з пожежної безпеки.
- Проведення регулярних інструктажів та навчань персоналу.
- Забезпечення приміщень планами евакуації та системами оповіщення.
- Призначення відповідальних осіб за пожежну безпеку.

Технічні заходи

У приміщенні компресорної передбачено:

- **Щит первинних засобів пожежогасіння**, що включає:
 - вогнегасники (порошкові та вуглекислотні);
 - пожежні рукави та стволи;
 - ящики з піском та лопатами;
 - кошики (покривала для гасіння загорянь).
- **Автоматична пожежна сигналізація** з датчиками диму та температури.
- **Система автоматичного пожежогасіння** (водяна або газова, залежно від приміщення).
- **Приточно-витяжна вентиляція** з аварійним режимом для видалення парів аміаку.
- **Аварійне освітлення та системи оповіщення** для забезпечення евакуації.

Сучасне обладнання для протипожежного захисту

- **Вогнегасники Ogniochron ABC-12** (порошкові, універсальні).
- **Вуглекислотні вогнегасники Gloria CO₂-5** для електрообладнання.
- **Автоматичні системи пожежогасіння Minimax MX 1230** (газове середовище).
- **Датчики диму та NH₃ Dräger** з інтеграцією у систему пожежної сигналізації.
- **Аварійні світильники Philips CoreLine** для евакуаційних виходів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення об'єму недоторканого запасу води для гасіння пожежі
Розрахуємо ємність пожежного резервуару для гасіння пожежі на
промисловому підприємстві виходячи з наступних даних:

Об'єм приміщення компресорного цеху $V=494 \text{ м}^3$

категорія приміщення – А

Ємність водоймища визначимо з умови забезпечення необхідної за
нормами витрати води на зовнішнє пожежогасіння протягом розрахункового
часу [6]

$$V_a = \frac{k \cdot g \cdot n \cdot \tau}{1000} \cdot 3600 \text{ [м}^3\text{]}, \quad (10.8)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1.1..1.2$, приймаємо $k = 1,2$;

g – витрата води на зовнішнє пожежогасіння, $g = 10 \frac{\text{л}}{\text{с}}$;

n – кількість одночасних пожеж, згідно зі ДБН В.1.1-7:2016,
приймаємо $n = 1$;

τ – тривалість гасіння пожежі.

Згідно зі ДБН В.1.1-7:2016 при ступені вогнестійкості І и ІІ з
виробництвами категорій Г та Д розрахункову тривалість гасіння пожежі слід
приймати рівною двом годинам; в інших випадках – три години, приймаємо
 $\tau = 3 \text{ г.}$

$$V_a = \frac{1.2 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 3}{1000} \cdot 3600 = 130 \text{ м}^3$$

Виробнича санітарія

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо
тільки за умов суворого дотримання санітарно-технічних вимог та норм,
визначених санітарними нормами відповідних розділів будівельних норм та
правил и Держстандарту.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вимоги особистої гігієни та виробничої санітарії, засоби виявлення першої медичної допомоги при нещасних випадках розглядаються у вступному інструктажі.

Вентиляція

Вид вентиляції залежить від вживаного хладагента. Машинні і апаратні відділення аміачних холодильних установок повинні бути обладнані системами витяжної вентиляції з кратністю повітрообміну в годину, визначуваною розрахунком, але не менше 2 для притоки і 3 для витяжки.

Тамбури-шлюзи і приміщення щитів автоматизації, суміжні з машинними відділеннями, обладнали окремими системами вентиляції приточування, що постійно діяли, забезпечують кратність повітрообміну не менше 5 об'ємів в годині Системи вентиляції мають резервні вентилятори, що автоматично включаються при виході з ладу основних.

Визначимо видатність вентиляції з кратності повітрообміну

$$L = k \cdot V_{\text{пом}} \left[\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right], \quad (10.9)$$

де k – кратність повітрообміну, приймаємо для робочої вентиляції:

а) припливної $k = 2 \text{ год}^{-1}$; б) витяжної $k = 3 \text{ год}^{-1}$; в) аварійної $k=8 \text{ год}^{-1}$

$V_{\text{пом}}$ – об'єм приміщення, $V_{\text{пом}} = 594 \text{ м}^3$.

тоді

$$L_{\text{прит}} = 2 \cdot 938 = 1876 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$L_{\text{выт}} = 3 \cdot 938 = 2814 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$L_{\text{ав}} = 8 \cdot 938 = 7504 \text{ м}^3/\text{год}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Визначимо потужність вентилятора

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta P_n}{\eta_v \cdot \eta_{пр} \cdot 3.6 \cdot 10^6} \text{ [кВт]}, \quad (10.10)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1,05..1,5$;

L – видатність вентиляції, $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;

ΔP_n – втрати тиску в мережі повітроводів;

приймаємо для робочої вентиляції:

– високонапірні вентилятори ($2900 < \Delta P_n < 4500$) Па;

η_v – КПД вентилятора, $\eta_v = 0,6..0,8$; приймаємо $\eta_v = 0,7$;

$\eta_{пр}$ – КПД приводу при клиноремінній передачі $\eta = 0,95$.

припливна – $N = \frac{1.2 \cdot 1876 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 1.88 \text{ кВт}$

витяжна – $N = \frac{1.2 \cdot 2814 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 2.82 \text{ кВт}$

аварійна – $N = \frac{1.2 \cdot 7504 \cdot 2000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 7.52 \text{ кВт}$

Приймаю для аварійної вентиляції відцентровий вентилятор Ц4-70 № 8 при $n = 720$ об/мин; для припливної вентиляції осьовий вентилятор МЦ № 6 при $n = 960$ об/мин; для витяжної вентиляції осьовий вентилятор МЦ № 5 при $n = 1440$ об/мин.

Освітлення

У приміщеннях машинних і апаратних відділень холодильних установок передбачають наступні види штучного освітлення: робоче, аварійне і місцеве (для ремонту, огляду і т. п.).

Освітленість робочих поверхонь в машинних і апаратних відділеннях, що створюється робочим освітленням, повинна складати не менше, 75 лк при використанні ламп накаливання або не менше 150 лк при використанні люмінесцентних ламп .

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Освітленість приладів контролю повинна складати не менше 300 лк при використанні будь-яких ламп.

Окрім робочого освітлення, в приміщеннях машинних і апаратних відділень передбачають аварійне освітлення від незалежного джерела, що автоматично включається при відключенні основного джерела освітлення. У машинних відділеннях автоматизованих хладонових установок аварійне освітлення може не передбачатися.

Для місцевого освітлення при огляді, ремонті і очищенні внутрішніх порожнин машин і апаратів аміачних холодильних установок застосовують переносні світильники у вибухозахищеного виконання напругою не вище 12В.

Розрахунок освітлення

Розміри приміщення $A \times B \times H = (12 \times 9 \times 5.5)$ м. Світильники прийняті у вибухозахищеному виконанні; лампи – люменісцентні; система освітлення – загальна.

Визначимо відстань, між центрами світильників виходячи з умови

$$\frac{L}{H_p} = 1.5 \Rightarrow L = 1.5 \cdot H_p, \text{ м}$$

$$L = 2.8 \cdot 1.5 = 4.2 \text{ м}$$

Визначимо кількість світильників

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2} [\text{шт}], \quad (10.11)$$

$$N = \frac{12 \cdot 9}{4.2^2} = 6.12 = 7 \text{ шт}$$

Визначимо світловий потік одного світильника

$$\Phi = \frac{E_H \cdot k \cdot z \cdot S \cdot 100}{N \cdot \eta} [\text{лм}], \quad (10.12)$$

де E_H – нормована мінімальна освітленість, $E_H = 150$ лк [7];

k – коефіцієнт запасу, $k = 1,5$;

z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, $z = 1,1$;

S – площа приміщення, $S = 12 \cdot 9 = 108 \text{ м}^2$;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η – коефіцієнт використання світлового потоку залежить від: КПД та кривої розподілення сили світла світильника, коефіцієнту відбиття від стелі та стін ($\rho_{\text{ст}}$, $\rho_{\text{п}}$), висоти підвісу світильників над робочей поверхнею, показника приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{H \rho \cdot (A + B)} = \frac{12 \cdot 9}{2.8 \cdot (12 + 9)} = 1.83 \quad \text{тоді приймаємо } \eta = 33 [7].$$

$$\Phi = \frac{150 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 108 \cdot 100}{7 \cdot 33} = 11571 \text{ лм}$$

Компонуємо світильник:

Беремо 6 ламп марки ЛДЦ40 зі світловим потоком однієї лампи 2100 лм. Знаходимо сумарний світловий потік одного світильника $\Sigma \Phi = 12600$ лм.

Припустимо відхилення у розрахунку (-10% ÷ +20%).

$$\Delta = \frac{|\Phi - \Sigma \Phi|}{\Phi} \cdot 100\% = \frac{|11571 - 12600|}{11571} \cdot 100\% = 8.9\%$$

Потужність освітлювальної установки

$$P = N \cdot n \cdot p \text{ [Вт]}, \quad (10.13)$$

де n – кількість ламп у світильнику, $n = 6$ шт;

p – потужність лампи, $p = 40$ Вт;

$$P = 7 \cdot 6 \cdot 40 = 1680 \text{ Вт.}$$

Долікарська допомога у випадку отруєння аміаком та ураженні електричним струмом

Ураження електричним струмом

Перша долікарська допомога у нещасних випадках від електричного струму складається з двох етапів: звільнення потерпілого від дії струму та надання йому медичної допомоги.

Звільнення потерпілого від дії струму найбільш простий та правильний спосіб – це відключення відповідної частини електроустановки. Якщо відключення швидко зробити неможна через будь-які причини, при напрузі до 1000 В перерубати дроти сокирою з дерев'яною рукояткою або відтягнути потерпілого від струмопровідної частини, тримаючись за його одяг, якщо він сухий, відкинути від нього дріт за допомогою дерев'яної палиці та ін.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При напрузі більше 1000 В слід застосовувати діелектричні рукавиці, боти та в необхідних випадках ізолюючу штангу або ізолюючі кліщі, розраховані на відповідну напругу.

Заходи першої медичної допомоги потерпілому від електричного струму залежать від його стану. Якщо потерпілий у свідомості, але до цього був в непритомності або тривалий час знаходився під струмом, йому необхідно забезпечити повний спокій до прибуття лікаря або терміново доставити до лікувальної установи.

За відсутності свідомості, але диханні, що збереглося, і роботі серця потрібно рівно і зручно укласти постраждалого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечити притоку свіжого повітря. Слід давати нюхати нашатирний спирт, окропляти потерпілого холодною водою, розтирати і зігрівати тіло.

Якщо постраждалий погано дихає - рідко, судорожно або якщо дихання поступово погіршується, тоді як у всіх цих випадках продовжується нормальна робота серця, необхідно робити штучне дихання.

За відсутності ознак життя треба робити штучне дихання і зовнішній масаж серця.

Отруєння аміаком

Постраждалий від отруєння аміаком повинен бути винесений на свіже повітря або в чисте тепле приміщення. При необхідності слід застосувати штучне дихання. Постраждалий повинен бути звільнений від перешкоджаючого диханню одягу, на ньому треба змінити забруднений одяг і надати йому повний спокій. Зробити інгаляцію теплою парою (через паперову трубочку) з чайника, що містить 1-2% розчин лимонної кислоти в гарячій воді. Дати випити солодкий чай, каву, лимонад або 3% розчин молочної кислоти. Рекомендується у всіх випадках отруєння вдихати кисень в течію 30-45 хв., зігріти постраждалого (обкласти грілками).

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

У разі глибокого сну і можливого зниження больової чутливості слід дотримуватися обережності, щоб не викликати опіків грілками.

За наявності явищ роздратування носоглотки необхідне полоскання її 2% розчином соди або водою. Незалежно від стану постраждалий повинен бути направлений до лікаря.

У разі задухи, кашлю потерпілого слід транспортувати в лежачому положенні.

Для надання долікарської допомоги в операторській аміачного компресорного цеху є аптечка, в якій повинні бути:

- 1–2 % розчин лимонної кислоти;
- 2–4% розчин борної кислоти;
- 1% розчин новокаїну, кодеїну (або діоніну);
- етиловий спирт, сода;
- бинти, вата, марлеві серветки;
- мазь Вишневського (або пеніциллінова мазь), йод.

ЗАХИСТ РОБОЧИХ І СЛУЖБОВЦІВ ВІД СИЛЬНО ДІЮЧИХ ОТРУЮЧИХ РЕЧОВИН (АМІАК)

Безпека і надійність роботи персоналу забезпечується суворим дотриманням технологічних режимів експлуатації основних виробничих агрегатів і перевантажувальних комплексів, своєчасним проведенням капітальних і регламентних ремонтів.

Основні напрямки діяльності адміністрації в питаннях попередження локалізації і ліквідації надзвичайних ситуацій:

1. Попередження виникнення надзвичайних ситуацій техногенного характеру і забезпечення мінімізації збитку у разі стихійного лиха, аварій, катастроф, вибухів:

- планування заходів щодо попередження і ліквідації надзвичайних ситуацій; прогнозування можливості виникнення надзвичайних ситуацій і

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

масштабів їх розвитку; безперервний контроль за станом навколишнього природного середовища; забезпечення необхідного рівня оснащеності і підготовки аварійно-рятувальних формувань; організація їх підготовки для дій з призначення; створення необхідних запасів матеріальних засобів, зв'язку, засобів індивідуального захисту, медичного устаткування.

2. Оповіщення персоналу і населення про загрозу і виникнення надзвичайних ситуацій, постійне інформування про обстановку, що складається:

- створення локальних систем оповіщення;
- забезпечення ефективної роботи диспетчерської служби;

3. Виконання заходів щодо захисту основних виробничих фондів (забезпечення стійкості систем водопостачання, теплопостачання, електропостачання, газопостачання і так далі).

4. Підготовка і перепідготовка осіб керівного, інженерно-технічного складу по питаннях охорони праці, цивільній обороні, пожежній безпеці.

5. Захист персоналу заводу від наслідків надзвичайних ситуацій:

- забезпечення засобами захисту, приладами контролю;
- укриття в захисних спорудах;
- евакуація;
- медичне забезпечення.

6. Організація і проведення рятувальних і інших невідкладних робіт, організація життєзабезпечення персоналу у разі надзвичайних ситуацій:

- планування заходів щодо ліквідації надзвичайних ситуацій і ведення рятувальних і інших невідкладних робіт (план ЦО, об'єктова підсистема, інструкції);
- забезпечення управління підприємством в екстремальних умовах;
- організація рятувальних і інших невідкладних робіт.

Для своєчасного реагування на можливі надзвичайні ситуації, пов'язані з викидом (протокою) аміаку і інших шкідливих речовин в

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

атмосферу, на заводі є автоматизована система контролю навколишнього середовища (АСКНС), що забезпечує постійний контроль і своєчасне виявлення шкідливих речовин в повітрі на території заводу і в довколишніх населених пунктах.

Система АСКНС включає п'ять станцій багатокомпонентного контролю атмосфери, які автоматично, в постійному режимі передають інформацію на комп'ютер диспетчера про наявність в атмосфері наступних речовин: аміаку, метанолу, окислу вуглецю, двоокиси сірі, водяної пари, окислу і двоокису азоту.

Є система моніторингу аміаку в місцях виробництва, перевантаження і зберігання аміаку, що складається з 31 датчика, які в автоматичному режимі передають інформацію про наявність аміаку в атмосфері на комп'ютер диспетчера заводу і в ЦПУ цехів виробництва аміаку, перевантаження аміаку і виробництва карбаміду, а також оперативному черговому Головного управління ДСНС в Одеській області.

На підприємстві впроваджена автоматизована комп'ютерна система моделювання і розрахунку зон ураження при розливах аміаку, що дозволяє в режимі реального часу і на будь-який прогнозований період визначити території, що потрапили в зону зараження, і концентрацію аміаку в них. При цьому автоматично враховується вплив метеорологічних параметрів: швидкість і напрям вітру, температура, вологість, стан атмосфери, які поступають на комп'ютер з автоматичної метеостанції.

Межі допустимої концентрації аміаку:

- у населеному пункті – 0.2 мг/м³;
- на території підприємства – 7 мг/м³;
- вражаюча концентрація – 250 мг/м³;
- смертельна концентрація – 1000 мг/м³;

Запах аміаку відчувається при концентрації більше 0.5 мг/м³.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Безпека персоналу підприємства забезпечується наявністю індивідуальних і колективних засобів захисту. Кожному працівникові заводу виданий протигаз з коробкою мазки КД, орієнтовний час захисної дії якого наступний:

- при концентрації 100 мг/м^3 – 75 годин; 300 мг/м^3 – 25 годин;
- 2000 мг/м^3 – 4 години.

Є три захисні споруди, призначені для укриття і захисту людей від отруйливих речовин, проникаючої радіації, світлового випромінювання, ударної хвилі, радіоактивного пилю, бактерійних засобів, місткістю 600 чоловік кожне, із ступенем ослаблення проникаючої радіації - 2000.

Устаткування захисних споруд забезпечує їх експлуатацію в режимах:

- I – чистій вентиляції;
- II – фільтровентиляція повітря;
- III – повній ізоляції від зовнішнього повітря, з регенерацією і створенням підпору повітря.

На підставі Закону України Про цивільну оборону України, Закону України "Про єдину державну систему по попередженню і реагуванню на надзвичайні ситуації техногенного і природного характеру" на заводі є відділ по питаннях надзвичайних ситуацій і цивільній обороні.

Штатний склад відділу - 4 людини.

Відділ по питаннях НС і ГО здійснює:

- роботу по впровадженню і реалізації на заводі державних правових норм у сфері цивільної оборони, захисту працюючого персоналу і територій від надзвичайних ситуацій;
- розробку планів цивільної оборони і здійснення організаційних в інженерно-технічних заходів, направлених на попередження надзвичайних ситуацій і підвищення стійкості функціонування заводу в надзвичайних ситуаціях;
- організацію взаємодії аварійно-рятувальних служб заводу;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

- забезпечення взаємодії з місцевими виконавськими органами і координацію дій з органами управління територіальних структур ДСНС України при реагуванні на надзвичайні ситуації і ліквідації їх наслідків;
- організацію роботи диспетчерської служби заводу по сповіщенню працюючого персоналу ОПЗ, розташованих поблизу заводу підприємств і населення при загрозі і виникненні надзвичайних ситуацій;
- забезпечення роботи автоматизованих систем аналізу і прогнозу хімічної обстановки і технічних засобів сповіщення;
- підтримка в постійній готовності до використання колективних засобів захисту, запасного пункту управління цивільної оборони і запасного диспетчерського пункту;
- підготовку і навчання персоналу заводу по питаннях цивільної оборони, попередження і реагування на надзвичайні ситуації.

Зовнішній і внутрішній контури системи контролю рівня загазованості повинні мати два рівні контролю концентрації аміака в повітрі:

- I рівень. Гранично допустима концентрація (ГДКр.з);
- II рівень. Аварійний витік фреону - концентрація фреону у місцях установки датчиків досягла величини, рівної 25 ГДКр.з

е) Система повинна бути обладнана автоматичними засобами, що дозволяють контролювати рівень загазованості на промисловому майданчику (I рівень зовнішнього контура контролю) і прогнозувати розповсюдження зони хімічного зараження за територію об'єкту. Таке оснащення повинне бути обгрунтоване оцінкою можливих наслідків аварії, підтвердженої відповідними розрахунками.

ж) Для фреонових холодильних установок, що мають в своєму складі технологічні блоки III категорії вибухонебезпеки.

з) Допускається установка сигналізаторів концентрації пари фреону, що спрацьовують при заданих значеннях концентрацій. Об'єм інформації від встановлених сигналізаторів повинен бути достатнім для формування відповідних дій, що управляють.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1

і) Система контролю рівня загазованості при перевищенні заданої величини концентрації фреону повинна забезпечувати автоматичне виконання наступних дій:

Висновок

Виконуючи усі вимоги по захисту ми огорожуємо себе від небезпеки, вчасно визначитись зоною аварії, нам дає час на ліквідування осередків. Необхідно пам'ятати, що безпека людини та навколишнього середовища в значній мірі знаходиться в руках самої людини. Тому суворе дотримання правил та вимог охорони праці на підприємстві надасть можливість уникнути нещасних випадків та аварій на виробництві.

					<i>КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1</i>	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Актуальність роботи: Розробка системи охолодження для фруктосховища місткістю 700 тонн є важливим завданням для забезпечення продовольчої безпеки та зменшення втрат продукції. Використання природних холодоагентів R717 (NH₃) відповідає сучасним екологічним вимогам та міжнародним стандартам.

Технологічні рішення:

- Прийнято оптимальні параметри зберігання яблук: температура +2 °С, відносна вологість 90%.
- Система охолодження базується на компресійних установках із сучасними поршневими компресорами Bitzer, повітряними конденсаторами Alfa Laval марки BNMT1001AT та стельовими повітроохолоджувачами Alfa Laval марки BLAH353AS.
- Використання контейнерного зберігання та активної вентиляції забезпечує рівномірний температурний режим і знижує втрати маси продукції.

Допоміжне обладнання:

- Підібрані сучасні ресивери, віддільники рідини, масловіддільники та маслозбірники, що гарантують стабільну роботу системи та захист компресорів.
- Використання автоматичних систем контролю рівня та запобіжних клапанів підвищує надійність і безпеку експлуатації.

Охорона праці та безпека:

- Враховані вимоги охорони праці при роботі з аміачними установками: газоаналізатори, аварійна вентиляція, засоби індивідуального захисту, план ліквідації аварій.
- Протипожежні заходи реалізовані комплексно: автоматична сигналізація, первинні засоби пожежогасіння, системи аварійного освітлення та евакуації.

Енергоефективність та екологічність:

- Використання природних холодоагентів знижує вплив на довкілля та відповідає вимогам ЄС щодо озонобезпечних технологій.
- Застосування сучасних енергоефективних вентиляторів та систем рекуперації тепла зменшує експлуатаційні витрати.

Практична значимість: Запропонована система охолодження забезпечує тривале зберігання картоплі без втрати якості, відповідає сучасним українським та міжнародним стандартам, а також може бути використана як модель для інших фермерських господарств.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

Перелік використаної літератури

1. Affognon H., Mutungi C., Sanginga P., Borgemeister C. Minimizing postharvest food losses: a vital strategy to alleviate food insecurity and malnutrition in developing nations: a review // *Food Production, Processing and Nutrition*. 2024. Vol. 4. Article 145. DOI: 10.1186/s43014-024-00321-x.
2. Khera K., Büchele F., Wood R. M., Thewes F. R., Wagner R., Hagemann M. H., Neuwald D. A. Impact of different storage conditions with combined use of ethylene blocker on ‘Shalimar’ apple variety. *Scientific Reports*. 2024. Vol. 14. Article 8485. DOI: 10.1038/s41598-024-58731-2.
3. EPACK Prefab. *PUF Insulated Sandwich Panels for Cold Storage Applications*. Available at: <https://www.epack.in/>
4. Fenni B. Ö., Köse A., Heidarnejad P. *Design of a Cold Storage with R507A Refrigerant for the Preservation of Twenty-Five Tons of Apples in the Ankara Province*. International Journal of New Findings in Engineering, Science and Technology. 2023. Vol. 1, No. 1. P. 1–15.
5. International Institute of Refrigeration (IIR). *The Role of Refrigeration in the Global Economy*. Paris: IIR, 2021. 40 p.
6. United Nations Food and Agriculture Organization (FAO). *The State of Food and Agriculture 2023. Revealing the True Cost of Food to Transform Agrifood Systems*. Rome: FAO, 2023. 280 p.
7. United Nations Food and Agriculture Organization (FAO). *Tracking Progress on Food and Agriculture-Related SDG Indicators 2021*. Rome: FAO, 2021. 180 p.
8. ASHRAE. *ASHRAE Handbook – Refrigeration*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2022. 1800 p.
9. Pearson A. *Industrial Refrigeration Handbook*. New York: McGraw-Hill, 2003. 1328 p.
10. Stoecker W. F. *Industrial Refrigeration Handbook*. New York: McGraw-Hill, 1998. 1440 p.
11. EPACK Prefab. *PUF Insulated Sandwich Panels for Cold Storage Applications* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.epack.in/> (дата звернення: 14.06.2026).
12. Sunnyda Cold Room. *Apple Cold Storage* [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://www.coldroom-china.com/apple-cold-storage/> (дата звернення: 14.06.2026).
13. International Institute of Refrigeration (IIR). *Refrigerated Storage Recommendations for Fruits and Vegetables*. Paris: IIR, 2020. 85 p

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

- 14.ISO 5149-1:2022. *Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 1: Definitions, classification and selection criteria*. Geneva: International Organization for Standardization, 2022.
- 15.ISO 5149-2:2022. *Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation*. Geneva: International Organization for Standardization, 2022.
- 16.ISO 817:2024. *Refrigerants — Designation and safety classification*. Geneva: International Organization for Standardization, 2024.
- 17.EN 378-1:2024. *Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 1: Basic requirements, definitions, classification and selection criteria*. Brussels: CEN, 2024.
- 18.EN 378-2:2024. *Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements — Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation*. Brussels: CEN, 2024.
- 19.ASHRAE Standard 15-2024. *Safety Standard for Refrigeration Systems*. Atlanta: ASHRAE, 2024.
- 20.ASHRAE Standard 34-2024. *Designation and Safety Classification of Refrigerants*. Atlanta: ASHRAE, 2024.
- 21.Regulation (EU) 2024/573 of the European Parliament and of the Council of 7 February 2024 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EU) No 517/2014. Official Journal of the European Union. 2024.
- 22.United Nations Environment Programme. *Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*. Nairobi: UNEP, 1987.
- 23.United Nations Environment Programme. *Kigali Amendment to the Montreal Protocol*. Kigali, Rwanda, 2016.
24. 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.
25. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт 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. – 46 с.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

26. Методичні вказівки до виконання практичних робіт 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. – 122 с.

27. Методичні вказівки до самостійної роботи 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. – 70 с.

28. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 222-223.

29. Низькопотенційна енергетика [Текст] : навч. посіб. / А. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко та ін. ; Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний університет", Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. — Харків : Друкарня Мадрид, 2016. — 412 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 404-405.

30. Холодильні установки та сфери їх використання [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, О. С. Подмазко, І. О. Подмазко ; під заг. ред. М.Г. Хмельнюка; Одеська нац. академія харчових технологій. — Херсон : Грінь Д.С., 2014. — 484 с. : іл.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.2.1	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		