

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Розробка системи холодопостачання супермаркету з
упровадженням сучасних холодильних технологій

Здобувача Волошин М.Є.

4 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 01.06.2023р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«17» березня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Волошин Максим Євгенійович

1. Тема роботи Розробка системи холодопостачання супермаркету
з упровадженням сучасних холодильних технологій

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

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи
Супермаркет з чотирма камерами. Перша камера – зберігання молока та молочно-
жирових продуктів, Друга камера – зберігання гастрономічних товарів, Третя
камера – заморожування риби та м'яса. Четверта камера – зберігання овочів та
фруктів. Супермаркет розташовано у м. Одеса.

4. Перелік питань, які потрібно розробити
Реферат, 1. Вступ, 2. Об'ємно-планувальне рішення, 3. Визначення товщини
теплоізоляційного матеріалу, 4. Визначення товщини пароізоляційного матеріалу,
5. Розрахунок теплопритоків, 6. Визначення теплового навантаження та підбір
холодильного обладнання, 7. Тепловий розрахунок холодильної машини і підбір
компресорів, 8. Тепловий розрахунок гвинтового компресора на CO₂, 9. Тепловий
розрахунок поршневого компресора, 10. Розрахунок повітроохолоджувача,
11. Охорона праці, 12. Висновок, 13. Список літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. План супермаркету, 2. Розрізи А-А, Б-Б, 3. Принципова схема системи
холодопостачання супермаркету, 4. Повітроохолоджувач та схема його підключення

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

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

7. Дата видачі завдання 17.03.2023 р.

Керівник Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання Волошин М.Є.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
	Реферат	30.05-01.06.2023	
1	Вступ	17.03-20.03.2023	
2	Об'ємно-планувальне рішення	20.04-25.04.2023	
3	Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу	26.04-30.04.2023	
4	Визначення товщини пароізоляційного матеріалу	01.05-04.05.2023	
5	Розрахунок теплопритоків	05.05-10.05.2023	
6	Визначення теплового навантаження та підбір холодильного обладнання	12.05-15.05.2023	
7	Тепловий розрахунок холодильної машини і підбір компресорів	16.05-17.05.2023	
8	Тепловий розрахунок гвинтового компресора на CO ₂	20.05-23.05.2023	
9	Тепловий розрахунок поршневого компресора	20.05-23.05.2023	
10	Розрахунок повітроохолоджувача	23.05-25.05.2023	
11	Охорона праці	17.05-22.05.2023	
12	Висновок	25.05-26.05.2023	
13	Список літератури	26.05-27.05.2023	
	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	27.05-01.06.2023	

Здобувач-дипломник Волошин М.Є.

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 Волошин Максим Євгенійович

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	5
1ВСТУП.....	6
2. ОБ'ЄМНО-ПЛАНУВАЛЬНЕ РІШЕННЯ	41
3.ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ....	46
4.ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ПАРОІЗОЛЯЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ	51
5.РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИТОКІВ.....	53
6.ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ.....	63
7.ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ І ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ.....	68
8.ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОМПРЕСОРА НА CO ₂	76
9.ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА	80
10.РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛЮВАЧА.....	84
11.ОХОРОНА ПРАЦІ.....	99
12.ВИСНОВОК.....	106
13. СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	107

					<i>КРБ.ХУКП.1.490-03.1.3</i>				
Змін.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розробка системи холодопостачання супермаркету з упровадженням сучасних холодильних технологій	Лім.		Маса	Масштаб
Розроб.		Волошин М.Є.							1 : 1
Перевір.		Яковлева О.Ю.							
Т. Контр.						Арк.	4	Аркушів	108
Реценз.						ОНТУ зр. ЕН-141			
Н. Контр.		Яковлева О.Ю.							
Затверд.									

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна р о б о т а складається з: 108 сторінок тексту, 24 рисунків, 23 таблиця, 21 посилань на літературні та інтернет джерела. В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки системи холодопостачання супермаркету з упровадженням сучасних холодильних технологій.

Будівля супермаркету двоповерхова (перший та нульовий поверхи) з висотою камер 6 м, сітка колон 6 х 6 м. Камера №1 зберігання молочних продуктів з температурним режимом 0°C. У другій камері з температурним режимом 0 до -1,5°C та відносною вологістю повітря 85-90% передбачається зберігання охолодженого м'яса. Третя камера з температурним режимом -18 °C призначена для заморожування продукту. Камера №4 зберігання фруктів/овочів із температурним режимом від 0 до 4°C.

Виходячи з повного завантаження камер розраховані сумарні теплопритоки. За цими даними та проведенням тепловим розрахунком підібрано двоступінчасту вуглекислотну холодильну установку транскритичного циклу з трьома температурами кипіння (-28°C; -8°C; -6°C) та з компаундним циркуляційним ресивером.

Ключові слова: супермаркет – системи холодопостачання – CO₂ – екологічна безпека – енергоефективність

ABSTRACT

The qualification work consists of 108 text pages, 24 graphics, 23 tables, 21 references. In the qualification work, the task of developing a refrigeration supply system for a supermarket with the introduction of modern refrigeration technologies was solved.

The supermarket building is two-story (first and zero floors) with a height of 6 m chambers, a grid of columns 6 x 6 m. Chamber No. 1 for the storage of dairy products with a temperature regime of 0°C. In the second chamber with a temperature regime of 0 to -1.5°C and a relative humidity of 85-90%, chilled meat is supposed to be stored. The third chamber with a temperature regime of -18 °C is intended for freezing the product. Chamber No. 4 for storage of fruits/vegetables with a temperature regime from 0 to 4°C.

Based on the full loading of the chambers, the total heat inflows are calculated. Based on these data and the thermal calculation, a two-stage carbon dioxide refrigerating unit of the transcritical cycle with three boiling temperatures (-28°C; -8°C; -6°C) and with a compound circulation receiver was selected.

Keywords: supermarket – cold supply systems – CO₂ – environmental safety – energy efficiency

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

1.ВСТУП

Супермаркети є енергоємними сферами діяльності, які споживають 3-4% від загального річного запасу електроенергії в промислово-розвинених країнах світу і 35-50% цього обсягу електроенергії споживається саме в холодильних системах.

У сучасних холодильних системах, які застосовуються в супермаркетах для охолодження і заморожування продуктів, в основному використовується цикл стиснення пари з безпосереднім випаровуванням. Поряд із занепокоєнням глобальним потеплінням клімату і руйнуванням озонового шару, пов'язаного з витоками хладагентів CFC і HCFC, які в наразі використовуються в цих системах, існують побоювання зростання вартості відповідних альтернативних холодоагентів у міру того що використання сучасних холодоагентів буде поступово припинитися.

Багато задач охолодження в супермаркетах можуть бути вирішені при використанні холодильної системи з безпосереднім випаровуванням. Для проведення коректного порівняння холодильних систем з безпосереднім випаровуванням і зі вторинним контуром охолодження, що мають однакову холодильну продуктивність, важливо розглядати не тільки експлуатаційні витрати, але і вартість установки і щорічні витрати на технічне обслуговування.

Для визначення продуктивності холодильної системи в даному дослідженні застосовувався підхід, при якому моделювалася витрата холодоагенту і перенесення тепла в лініях розподілу і повітряних теплообмінниках вітрин. Дані по інтенсивності переносу тепла і витраті холодоагенту використовувалися для вибору стандартних груп компресорів (система DX, Direct Expansion рис.1 - безпосереднього випаровування холодильного агента) або аміачних чілерів (система з вторинним контуром, рис.2), пропонованих виробниками холодильного обладнання.

Необхідна потужність компресорів та чілерів визначається на підставі даних, що надаються виробниками обладнання.

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

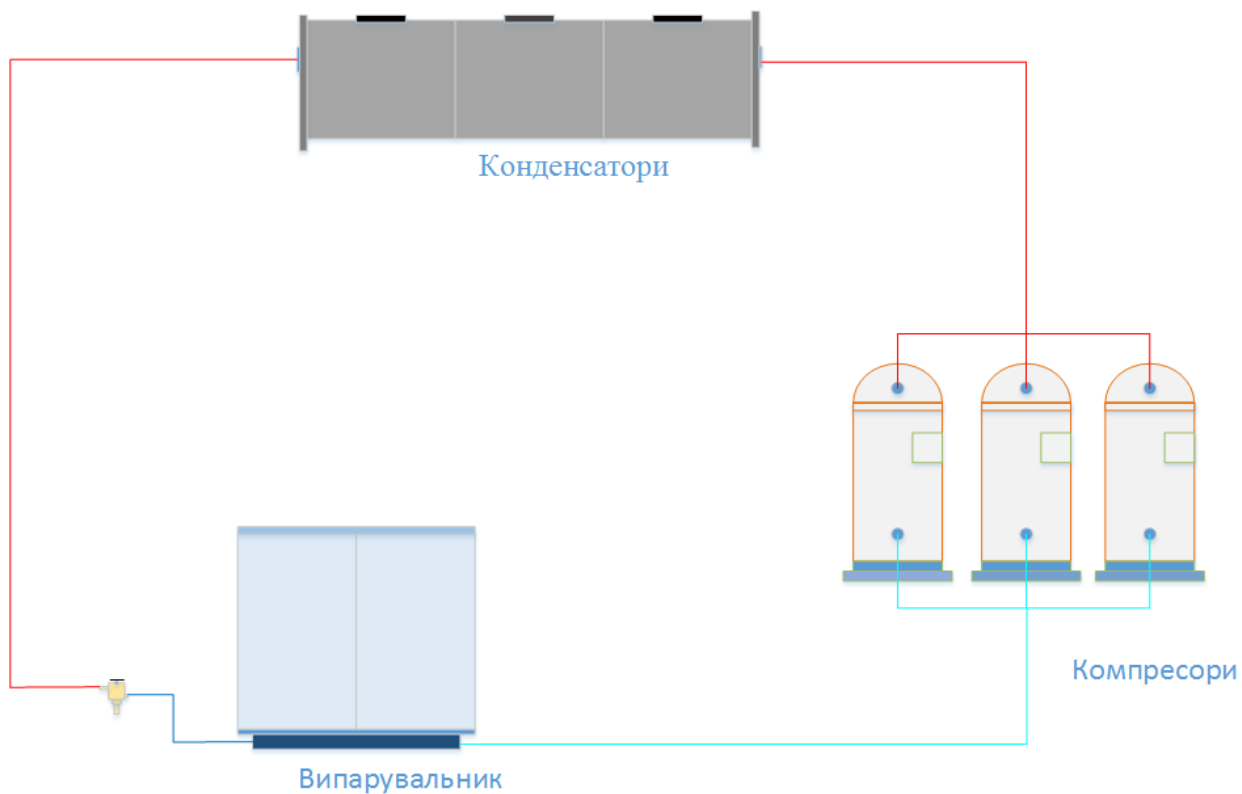


Рис 1. Система DX, Direct Expansion - безпосереднього випаровування холодинного агента

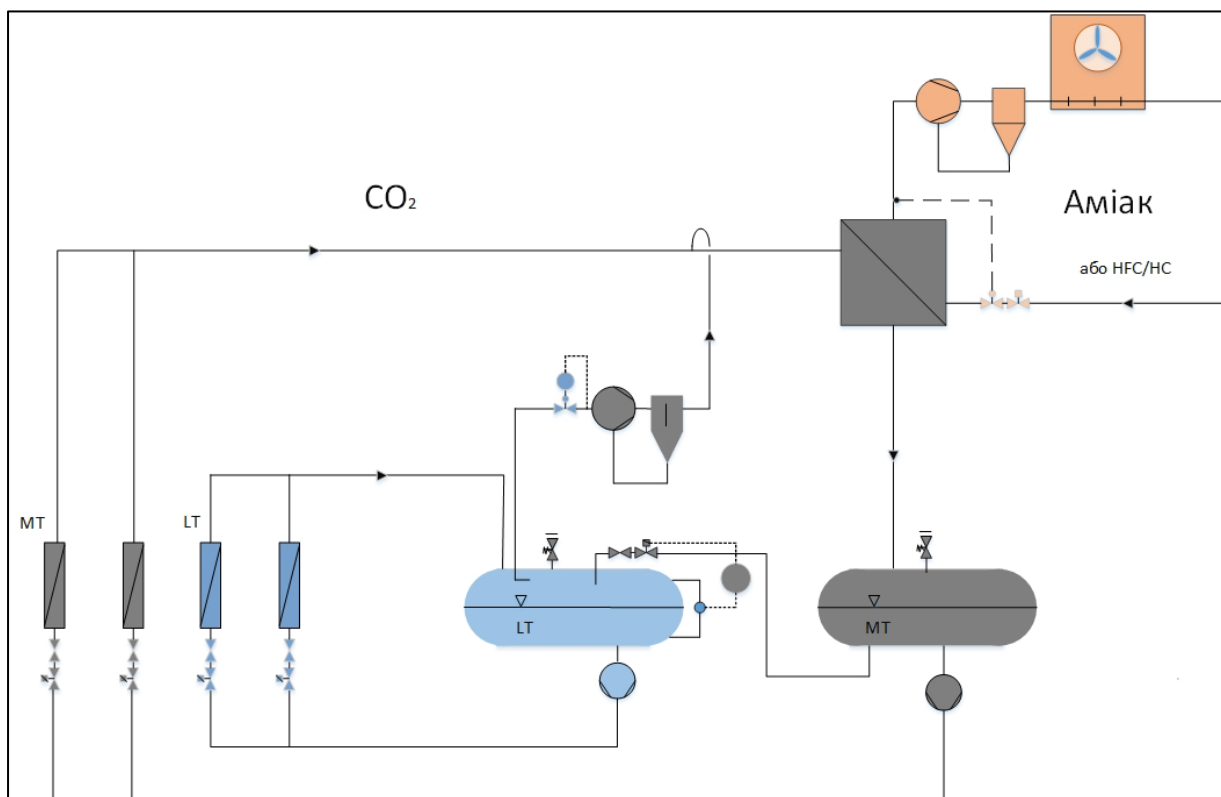


Рис 2. Система з вторинним контуром

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

Для спрощення аналізу холодильна система супермаркету розділена на п'ять основних зон. Ці зони позначаються наступним чином: 1) молочні продукти; 2) м'ясні продукти; 3) гастрономічний відділ (що містить, в тому числі, холодильні шафи для пива і шипучих напоїв); 4) виробничий відділ; 5) заморожені продукти (рис. 3).

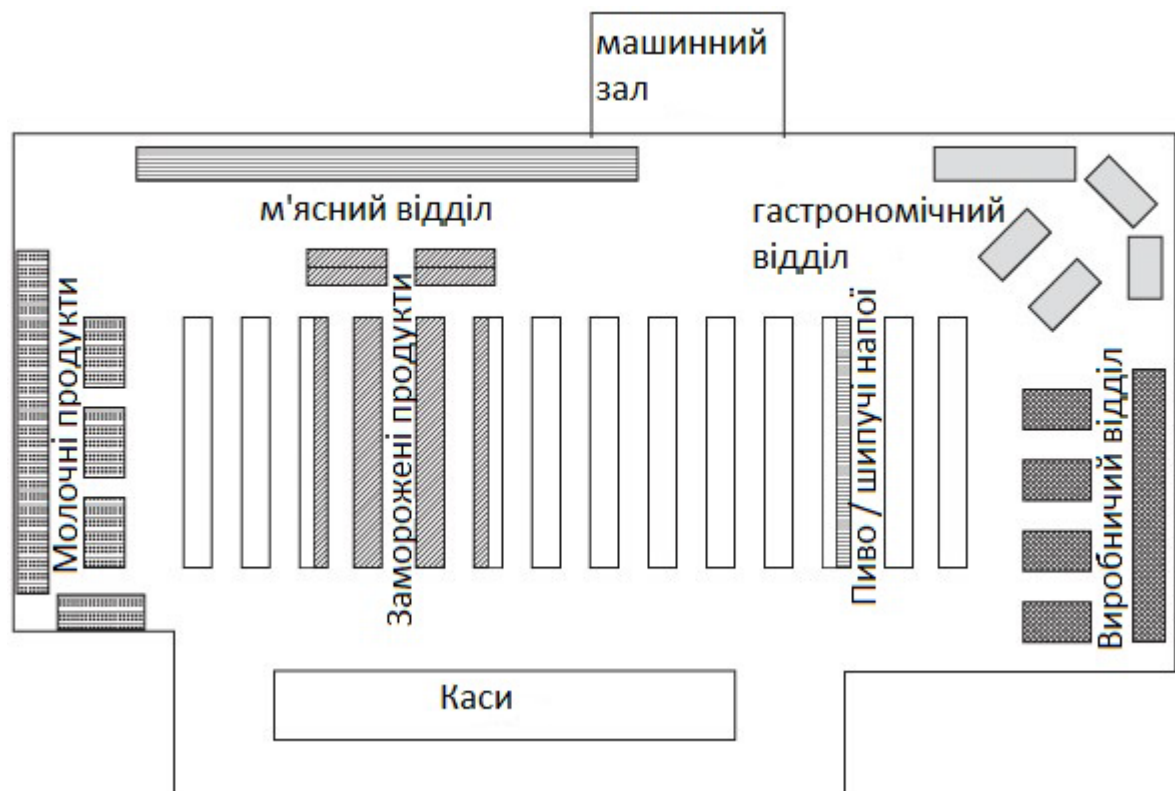


Рис 3.Схема обладнання супермаркету

Для аналізу передбачається, що кожна з п'яти основних зон з вітринами з'єднана з холодильним обладнанням, встановленим в машинному залі, за допомогою єдиного комплекту трубопроводів. Передбачається, що в кожній зоні потік холодоагенту подається в одне місце, з якого він потім розподіляється по окремим вітринам.

Розрахунки інтенсивності переносу тепла і падіння тиску в комплекті труб з холодоагентом проводилися тільки для основних ліній, що з'єднують вітрини з холодильним обладнанням в машинному залі, а лінії розподілу холодоагенту між самими вітринами не розглядалися.

Інтенсивність перенесення тепла в лініях розподілу розраховувалася в припущенні, що ці лінії встановлені нагорі, де температура дорівнює 32 °С. При аналізі групи вітрин реально моделювався тільки один повітряний теплообмінник в групі. Передбачається, що всі інші повітряні теплообмінники вітрин даної групи мають таку ж продуктивність, що і аналізований. Визначення масової витрати і продуктивності для групи проводилося за допомогою перерахунку результатів для однієї вітрини з урахуванням кількості вітрин в групі.

У холодильній системі з безпосереднім охолодженням кожен встановлений у вітрині повітряний теплообмінник безпосереднього випаровування має довжину 3,66 м і один контур холодоагенту з 32 проходами, підключеними за поперечнопротивоточною схемою.

У холодильній системі безпосереднього випаровування середньої температури в якості холодоагенту застосовується HCFC-22. У ній є єдина група компресорів, що працюють паралельно таким чином, що всі компресори мають однакові значення тиску всмоктування і нагнітання. Передбачається, що тиск нагнітання дорівнює 16 бар.

Аміачні холодильні установки в супермаркетах

Система складається з охолоджувача рідини, який охолоджує водний розчин з додаванням антифризу, що дозволяє зберігати розчин у рідкому стані при низьких температурах. Розчин по системі розподільних трубопроводів за допомогою відцентрового насоса подається з машинного залу до прилавків і холодильних камер. Температура в них підтримується на рівні, необхідному для зберігання продуктів, за рахунок теплового балансу, що визначається температурою проміжного теплоносія і поверхнею

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

теплообмінників. Оскільки транспортування «холоду» в системі таким чином спрощується (замість газу циркулює водний розчин), вся автоматика регулювання та захисту - контроль продуктивності, перегріву, витоків холодоагенту, повернення масла - зосереджена на центральній установці.(рис. 4)

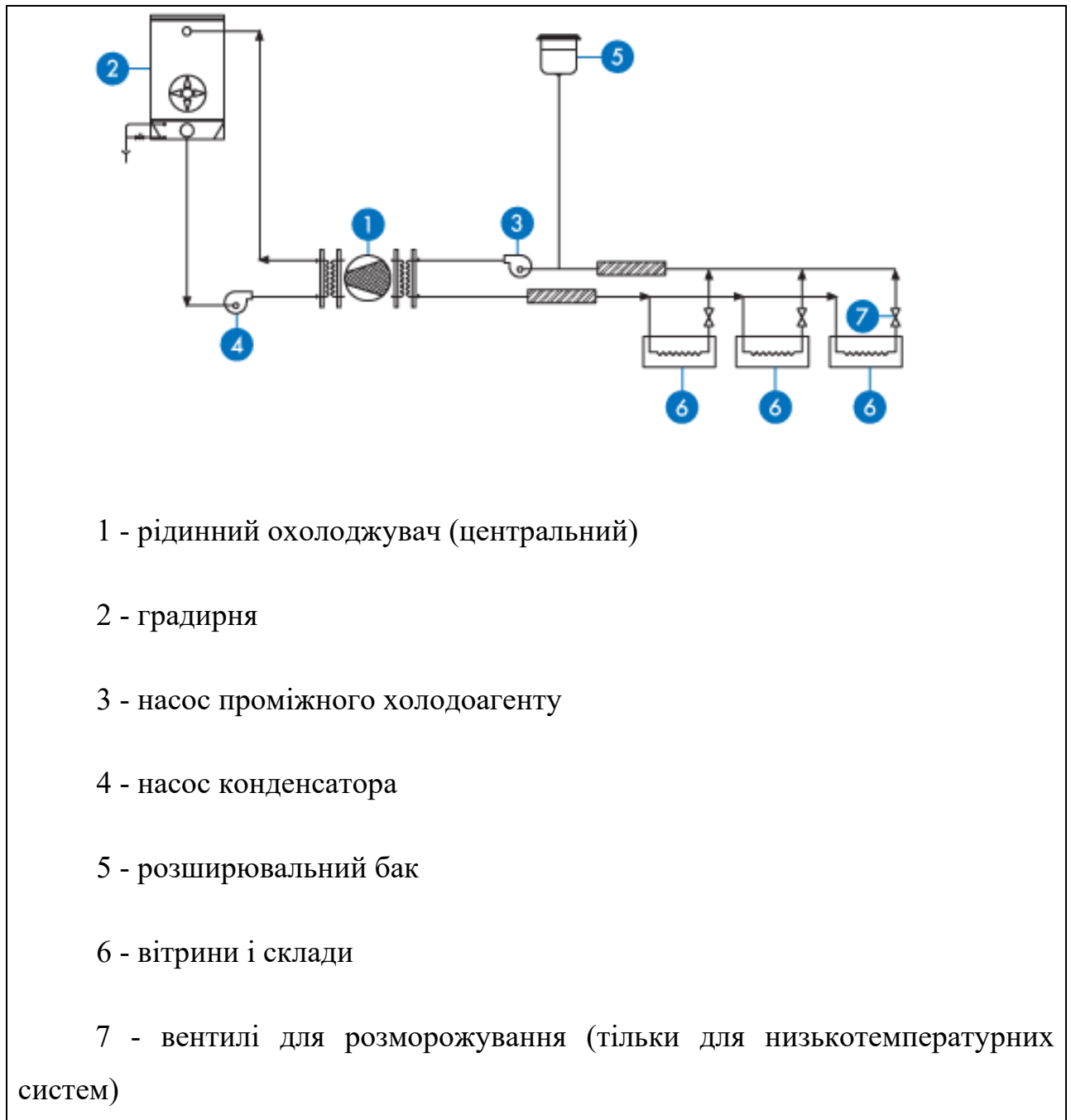


Рис 4.Схема аміачної системи

Середньотемпературні холодильні системи

У середнетемпературних холодильних системах в супермаркетах зазвичай використовується безпосереднє випаровування (пряме розширення) фреону-22 з температурою випаровування близько -10°C . Поверхні теплообмінників і інші компоненти сконструйовані для цих умов. Велика різниця між температурою зберігання продуктів і температурою випаровування холодоагенту змушує використовувати відповідну схему регулювання: контроль температури при частковому навантаженні і процедуру періодичного відтаювання так як поверхня теплообмінника покривається льодом.

В установках з проміжним холодносієм зазвичай використовується розчин при температурі -7°C . Таким чином, можна використовувати теплообмінники з тієї ж поверхнею теплообміну, що і для систем з прямим розширенням. Однак при цьому зберігається необхідність регулювання температури в прилавках і холодильниках і необхідність періодичного відтаювання теплообмінників. Це істотно знижує енергетичну ефективність.

Рішення орієнтоване на використання різного перепаду температур між проміжним холодносієм (приблизно -2°C) і охолоджуваними продуктами.

Розрахунок теплового балансу і підбір поверхні теплообмінника згідно діючих норм проміжного холодносія дозволяє забезпечувати температуру в камері, необхідну для збереження якості продуктів. При цьому виключається система регулювання температури і процедура відтавання прилавків і холодильників, що підвищує енергетичні показники всієї системи.

При використанні проміжного холодносія якість зберігання продуктів залишалося на тому ж рівні, що і в звичайних системах з безпосереднім випаровуванням фреону-22, проте через відсутність перерв в подачі

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

холодоагенту, параметри зберігання не змінювалися протягом дня. Це забезпечує збереження продуктів відповідно до стандартів якості в торгівлі

Ефективність системи

З урахуванням можливості роботи з більш високими температурами випаровування, можна домогтися більш високого коефіцієнта ефективності холодильної установки, що дозволить зберегти енергію для насоса, що перекачує проміжний холодоносій.

Однак при порівнянні ефективності систем на частковій (неповній) навантаженні з використанням середньорічних зовнішніх температур (а не середніх літніх) виявляється більш значне підвищення ефективності систем. Це відбувається через те, що в установках прямого випарного охолодження на теплорегулюючі вентилем завжди підтримується певний перепад тиску.

Виходячи з того що в установках з проміжним холодоносійем використовуються електронні регулюючі вентилі, немає необхідності підтримувати той же перепад тисків, що і для прямого випарного охолодження. Таким чином, крім підвищення температури випаровування в даному випадку, ми працюємо на зниженій температурі конденсації, що збільшує загальну ефективність системи.

Проміжний холодоносій

Оскільки в декількох установках уже використовувався водний розчин пропіленгліколю, не було необхідності проведення спеціальних досліджень для вибору проміжного холодоносія середнього рівня температур. До того ж, через рису концентрації пропіленгліколю (менше 20%), фізичні та термодинамічні властивості води не зазнають значних змін.

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

Що стосується корозії - водний розчин пропіленгліколю володіє надзвичайно низькою корозійною активністю по відношенню до міді та латуні. Якщо додати інгібітор - корозія знижується і для вуглецевої сталі.

Водні розчини пропіленгліколю з додаванням інгібіторів корозії також сумісні майже з усіма конструктивними матеріалами звичайних холодильних установок (обладнання та матеріали прокладок і сполучних елементів). Слід уникати контактів лише з наступними речовинами:

- Цинком;
- Оцинкованою сталлю;
- Сірим чавуном;
- Водою з високим вмістом хлору;
- Водою з високим вмістом сульфатів.

За показником токсичності пропіленгліколь допускається в харчовій, косметологічній та фармацевтичній промисловості. Є різновиди інгібірованого пропіленгліколя, які взагалі не токсичні (використовуються в кормах для тварин).

Займання пропиленгликоля можливо при концентрації понад 80%, температура спалаху - 102°C. При концентрації нижче 80% розчин не запалюється.

Низькотемпературні холодильні системи

Загальноприйнято вважати, що низькотемпературні холодильні системи з прямим розширенням фреону R-22 працюють при температурі випаровування дорівнює -30°C або нижче. Тому було вирішено підтримувати таку ж температуру в випарнику центральної установки, а температуру проміжного холодоносія прийняти рівною -27°C. При таких умовах, використовуючи ті ж теплообмінники, що і в стандартних фреонових

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

холодильниках, але змінивши циркуляційний контур, вдалося забезпечити температуру в вітринах із замороженими продуктами та в холодильних камерах на рівні -20°C .

Забезпечення вказаного температурного режиму стало можливим завдяки таким факторам:

- Протиточна течія в теплообмінниках;
- Рівномірна тепловіддача по довжині теплообмінника;
- Мінімум перегріву.

Крім того, поліпшення роботи холодильної установки рисо місце і в режимі відтавання, а саме:

- Електричне відтавання в теплообмінниках з проміжним холодоносієм відбувається ефективніше, ніж в сухих випарниках, завдяки інтенсифікації теплообміну при перебігу робочої рідини; період розморожування скорочується;
- Відновлення температурного режиму після відтавання також відбувається швидше, так як відсутні обмеження холодопродуктивності, пов'язані з дроселювальним вентилем.

Ефективність системи

У низькотемпературних холодильних системах (так само як і в середнетемпературних) при повному навантаженні загальна ефективність дещо знижується через додаткові потужності на перекачування проміжного холодоносія. Коли в якості холодоагенту використовується аміак, коефіцієнт ефективності зростає і стає вище, ніж у випарних холодильників з повітряним охолодженням конденсатора, які використовуються в більшості супермаркетів. Однак, якщо розглядати роботу холодильних установок на частковому навантаженні, знову-таки при середньорічній, а не при літній

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температурі навколишнього середовища, системи з проміжним холодоносієм володіють реальною перевагою по ефективності.

Проміжний холодоносіє

У тому, що стосується антифризів, ситуація для низькотемпературних холодильних систем відрізняється від середнетемпературних, так як не існує певного антифризу, ідеального за фізичними властивостями. Однак з'являються нові можливості, зокрема, в північній Європі, де встановлені граничні терміни для повного заміщення галогенів. Таким чином, можна порівняти властивості деяких речовин, які могли б використовуватися як робоча рідина при температурі -30°C .

Необхідні властивості антифризу для проміжного холодоносія:

- Висока теплопровідність;
- Висока щільність;
- Висока теплоємність;
- Низька в'язкість;
- Низька токсичність;
- Низька корозійна активність;
- Розчинність в воді.

В результаті порівняння показників можна зробити висновок, що найбільш підходящими властивостями для використання в якості низькотемпературного холодоносія володіє Tyfoxit 1.2 - водний інгібіторний розчин ацетату калію при об'ємної концентрації 80% з додаванням інгібіторів корозії.

Водний розчин Tyfoxit сумісний майже з усіма матеріалами, які використовують в звичайних холодильних установках (обладнання і матеріали ущільнень і сполучних елементів). Слід уникати контакту з такими речовинами:

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

- Політетрафторетіленом;
- Силіконовими сумішами;
- Осадом розчинів гліколю;
- Хлорованою водою;
- Оцинкованою сталлю.

Tyfoxit не токсичний, його короточасний вплив не шкодить здоров'ю. Однак рекомендується під час роботи надягати гумові рукавички, відповідно до загальних правил роботи з хімреактивами. Tyfoxit не запалюється.

Система регулювання

У порівнянні з випарними холодильниками, регулювання систем з проміжним холодоносієм значно простіше. Регулювання здійснюється тільки в машинному залі і включає:

- Контур регулювання температури проміжного холодоносія;
- Контур регулювання дросельного вентиля.

Обидва контури регулювання задіяні при роботі системи з частковим навантаженням. Вони пов'язані тільки з центральним охолоджувачем робочої рідини і управляються мікропроцесором цього охолоджувача. Це дозволяє забезпечити стабільну роботу з відхиленням температури проміжного холодоносія в межах $\pm 1^{\circ}\text{C}$. Можливо також оптимізувати холодильний цикл з перегрівом до 4°C .

Невід'ємною частиною системи регулювання є автоматичне відтавання прилавків і холодильних камер. Цими процедурами управляють спеціальні контролери, які забезпечують синхронізацію, що запобігає мимовільне включення устаткування. Контур включає також датчик температури, який зупиняє цикл розморожування при повному очищенні теплообмінника від обмерзання, навіть якщо час, відведений на цю процедуру, ще не минув.

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

Такий механізм запобігає перегріванню устаткування і спрощує відновлення нормального режиму роботи після розморожування.

Сигнали датчиків по мережі передаються в комп'ютер, так що контролююча програма дозволяє відстежувати всі операції. Ця програма не є керуючою для холодильної установки, вона лише перетворює сигнали в інформацію, зрозумілу оператору. Ця інформація відображається у вигляді графіків і звітів або передається на іншу робочу станцію для дистанційного моніторингу.

Переваги і недоліки

Системи з проміжним холодоносієм володіють наступними перевагами і недоліками в порівнянні з традиційними установками прямого розширення на фреоні-22.

Переваги:

- Еквівалентна вартість споруди.
- Зниження споживання електроенергії.
- Зниження холодильної потужності для середнього температурного режиму.
- Відсутність процедури відтавання для середнього температурного режиму.
- Відсутність температурного регулювання для прилавоків і холодильних камер.
- Більш висока ефективність теплообмінників.
- Зниження кількості холодоагенту в системі і значно менша ймовірність витоків.
- Спрощення монтажу, технічного обслуговування і ремонту.
- Підвищення надійності (знижується кількість ремонтів).

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

- Спрощення системи регулювання.
- Відсутність фторуглеродних і хлорфторвуглеродних хладагентів.

Недоліки:

- Збільшення площі машинних залів, займаної обладнанням.
- Збільшення поверхні теплообмінників в холодильних камерах і прилавках для систем середнього температурного режиму.

Висновки

Основні переваги холодильних систем з проміжним холодоносієм - можливість використання аміаку в якості первинного холодоагенту, простота експлуатації, простота системи регулювання, скорочення споживання електроенергії, стабільність роботи. Ці якості підтверджені в ході 10-річної експлуатації на об'єкті в Бразилії (зокрема, середній температурний режим без процедур розморожування). Система постійно перебувала в стабільному робочому стані, зміни режиму були пов'язані тільки зі зміною кількості продуктів.

Для низькотемпературного режиму було доведено, що використання проміжного теплоносія підвищує ефективність теплообмінників, що дозволяє стійко підтримувати необхідну температуру в охолоджуваніх вітринах і холодильних камерах.

Після прийнятого Монреальського і Кіотського протоколів з приводу синтетичних холодоагентів, таких як CFC's і HCFC's, громадськість знову проявила інтерес до природних холодоагентів, таким як CO₂, для його використання в якості холодоагенту в системі холодопостачання супермаркетів. Сьогодні існують різні технології для досягнення енергоефективного охолодження і тому CO₂-системи можуть бути побудовані по-різному.

						Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До початку 1980-х років холодоагенти груп хлорфторуглеродів (ХФУ) і гідрорхлорфторуглеродів (ГХФУ) займали домінуюче становище в холодильній промисловості і розглядалися як робочі речовини, що володіють тільки перевагами в порівнянні з іншими холодоагентами.

Однак до середини 1980-х років, коли вчені ряду країн почали займатися питаннями вивчення впливу ХФУ і ГХФУ на навколишнє середовище, ці холодоагенти стали предметом стурбованості у зв'язку з виникшими глобальними проблемами: підвищенням парникового ефекту і можливістю руйнування озонового шару.

Парниковий ефект є наслідком того, що деякі гази земної атмосфери затримують інфрачервоне випромінювання, яке випускає земна поверхня. Слід зазначити, що саме парниковий ефект дозволяє підтримувати на поверхні Землі температуру, при якій можливе виникнення і розвиток життя. Однак у зв'язку з тим, що антропогенні (пов'язані з діяльністю людини) викиди діоксиду вуглецю та інших парникових газів (зокрема, фреонів) збільшують ефективність утримання земного інфрачервоного випромінювання в порівнянні з природним значенням, температура поверхні Землі підвищується більше, ніж це необхідно, обумовлюючи тим самим штучний парниковий ефект. Хоча концентрація всіх разом взятих ХФУ в атмосфері набагато нижче, ніж концентрація діоксиду вуглецю, їх ефективність щодо поглинання інфрачервоного випромінювання в багато тисяч разів вище.

Руйнування стратосферного озону має іншу природу. Озон, що міститься в стратосфері, поглинає 99% жорсткого ультрафіолетового випромінювання Сонця, що падає на Землю, виконуючи функцію захисного екрану для земного життя. Вперше механізм виснаження захисного шару Землі за рахунок дії хлор і бромістких речовин (зокрема ХФУ) описали в 1974 р американські вчені Маріо Моліна, Шервуд Роуленд з Каліфорнійського університету (США) і Поль Крутцен з Інституту хімії ім. Макса Планка в Німеччині.

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

У зв'язку із заходами, що робляться світовою спільнотою для скорочення виробництва і споживання озоноруйнуючих речовин парникових газів, все більшого значення набувають природні хладагенти: повітря, вода, вуглеводні, діоксид вуглецю і аміак.

Діоксид вуглецю (вуглекислий газ, CO₂, R744) - один з найбільш перспективних природних холодоагентів. Він не запалюється, не руйнує озоновий шар, має низький потенціал глобального потепління (GWP = 1), але при цьому небезпечний для здоров'я в концентраціях, що перевищуючих 5% за обсягом. R744 можна використовувати в якості робочої речовини в системах кондиціонування повітря для автомобілів і житлових приміщеннях, в теплових насосах, комерційному холодильному обладнанні і торгових автоматах.

Основні властивості і переваги :

- Холодоагент R744 (CO₂)
- Діоксид вуглецю є безбарвний газ (рідина) зі злегка кислуватим запахом і смаком;
- Загальноприйнята назва: діоксид вуглецю, вуглекислий газ;
- Хімічна формула: CO₂;
- Позначення як холодоагенту: R744;
- Діоксид вуглецю не володіє озоноруйнівної здатністю (ОРС= 0), ПГП =1. Застосування в якості холодоагенту в замкнутих контурах надає пренебрежимо ризик вплив на клімат;
- Негорючий, хімічно неактивний, важчий за повітря, використовується в якості засобу пожежогасіння;
- Може надавати наркотичну і задущливе вплив на людей лише в досить високих концентраціях;
- Присутній в природі в дуже великих кількостях. Діоксид углерода в значній мірі доступний в усьому світі через те, що є побічним продуктом ряду виробництва і має низьку вартість;

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

- Відсутні обмеження відповідно до міжнародного і українського законодавством;
- Оскільки CO₂, як природний холодоагент, не забруднює навколишню середу, то його утилізація і вторинне використання не регламентуються законодавством.
- Володіє хорошою сумісністю з матеріалами і маслами, широко використовуваними в холодильній техніці.

Термодинамічні властивості:

- ✓ низька критична температура;
- ✓ висока температура потрійної точки;
- ✓ температура сублімації при 760 мм рт. ст. -78,9°C;
- ✓ критична температура 31,06 °C;
- ✓ критичний тиск 73,6 атмосфери;
- ✓ тиск кипіння при -15 °C 23 атмосфери;
- ✓ тиск конденсації при 30 °C 72 атмосфери;
- ✓ висока щільність газу;
- ✓ теплообмінні апарати мають більшу ефективність;
- ✓ менша різниця температур між холодоагентом і повітрям;
- ✓ високий теоретичний холодильний коефіцієнт (COP) при температурах конденсації нижче критичної температури CO₂;
- ✓ низька в'язкість і пов'язані з цим рисі втрати тиску, які призводять тільки до незначних падінь температури в теплообміннику;
- ✓ 1 K = 1 bar;
- ✓ результати втрати тиску в трубопроводі незначні;
- ✓ високий коефіцієнт теплопередачі при випаровуванні і конденсації;
- ✓ висока об'ємна продуктивність :
в 4-5 разів більше, ніж у R22, в 5-7 разів, ніж у аміаку;

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

- ✓ менше габарити компресора;
- ✓ менше типорозмір трубопроводів.

HFC-агенти не мають шкідливих молекул хлору, що руйнують озоновий шар і які можуть бути знайдені в CFC's і HCFC's. Таким чином, потенціал виснаження озонового шару цими холодильними агентами дорівнює нулю, але їх потенціал глобального потепління як і раніше може бути дуже високим. Потенціал глобального потепління вимірюється в еквіваленті діоксиду вуглецю.

Нижче приведена фазова діаграма для CO₂. Криві лінії, які розділяють діаграму на окремі ділянки, визначають граничні значення тисків і температур для різних фаз: рідкої, твердої, парової та сверхкритичної. Точки на кривих визначають тиски і відповідні температури, при яких дві фази знаходяться в рівновесному стані. При атмосферному тиску CO₂ може перебувати в твердому тілі та в паровій фазі.

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

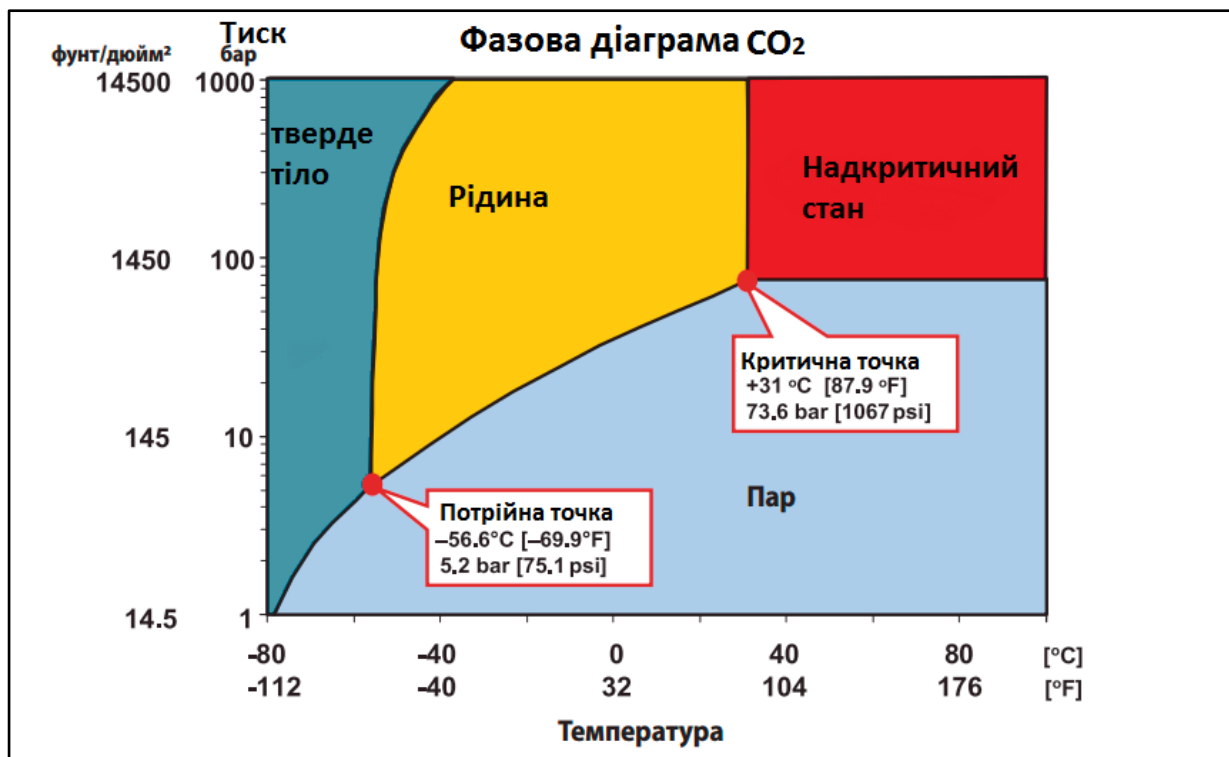


Рис 5. Фазова діаграма

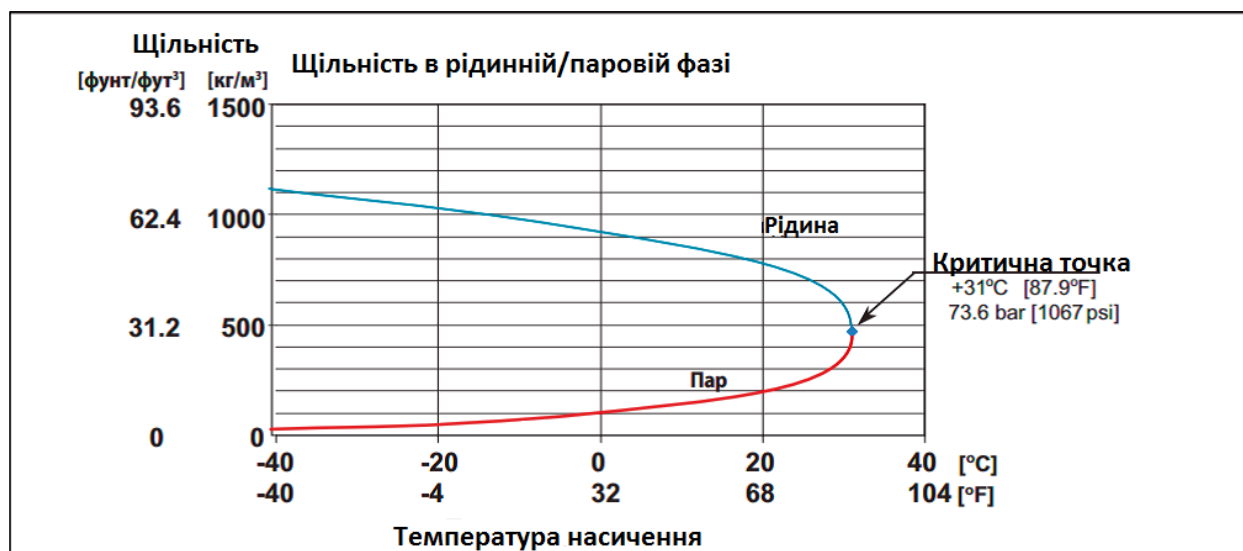


Рис 6. Щільність - CO₂ в в рідинній/ паровій фазі

Потенціал глобального потепління (скор. **GWP**, англ. *Global warming potential, GWP*) - коефіцієнт, що визначає ступінь впливу різних парникових

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	23

газів на глобальне потепління. Ефект від викиду оцінюється за певний проміжок часу. В якості еталонного газу взято діоксид вуглецю (CO₂), чий GWP дорівнює 1. Коефіцієнт GWP був введений в 1997 році в Кіотському протоколі.

GWP CO₂ дорівнює 1 і це означає що дуже рідко в порівнянні з багатьма іншими холодоагентами, наприклад R404A, який має значення GWP 3800. У той же час, CO₂ не має ніякого потенціалу виснаження озону, що робить його одним з найбільш екологічно чистих холодоагентів, коли справа доходить до прямого впливу на навколишнє середовище. GWP і ODP різних холодоагентів, а також їх атмосферного часу життя наведені в таблиці 1.

Холодильний агент	GWP (100 років, по відношенню до CO ₂)	ODP (по відношенню до R11)	Атмосферна життя (роки)
R 11	3,800	1	50
R12	8,100	1	102
R13b1	5,400	10	65
R22	1,500	0,055	13,3
R23	12,000	0	260
R134a	1,300	0	13,6
R717 Аміак	0	0	-
R744 CO ₂	1	0	-
R290 Пропан	3	0	-

Таблиця 1. Порівняння впливу CO₂ на навколишнє середовище з іншими холодоагентами

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

Критична температура для CO₂ дуже низька, 31 °C. Це означає, що якщо температура навколишнього середовища близька або вище цього значення, то холодильний цикл мав би відмовитися від тепла конденсації в транскритичній області в той час як випаровування залишається докритичним. Як правило, робота в транскритичних областях вимагає високого тиску на виході з компресора, що призводить до збільшення енергоспоживання компресора і знижує його продуктивність. Для CO₂ відношення тисків компресора, як правило, нижче, ніж для інших холодоагентів, що призводить до більш високої об'ємної ефективності. Проте, процес близький до критичної точки і вимагає високої температури конденсації для CO₂ і цей результат в низьких значеннях COP в порівнянні з іншими холодоагентами. Якщо натиск з плаваючою (плаваючою конденсацією) використовується для зіставлення зміни температури навколишнього середовища, COP буде збільшуватися і може навіть перевищити COP систем з використанням інших холодоагентів з плаваючим тиском головки.

CO₂ має дуже хороші характеристики безпеки в порівнянні з багатьма іншими холодоагентами, оскільки він не є токсичним, не горючий і не вибухонебезпечний. Він сумісний з більшістю матеріалів і масел, використовуваних в холодильній техніці, а також має високу ступінь готовності, що робить його дуже дешевим холодоагенту. Термічні властивості CO₂ відмінні. Висока щільність пара, низький поверхневий натяг і призводить до низької в'язкості парів, а коефіцієнт теплопередачі в 2-3 рази вище, ніж у звичайних холодильних агентів при тій же температурі насичення, тому що падіння тиску в двофазному потоці значно менше.

CO₂ придатний для використання в якості холодоносія для застосування в умовах низьких температур. У порівнянні з іншими вторинними рідинами, такими як солі на основі калію, CO₂ має меншу потужність накачування, менші розміри труб, хорошою сумісністю матеріалів і дуже хорошими властивостями теплопередачі.

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

Падіння низького тиску та швидкості потоку призводить до низького обсягу і зниженню споживаної потужності циркуляційного насоса, який дає CO₂ велика перевага в порівнянні з різними типами розсолів в холодному контурі. Високі значення робочого тиску в системах CO₂ дає високу щільність пара, що в свою чергу призводить до високої об'ємної холодопродуктивності. Це означає, що компоненти, такі як труби і компресори можуть бути зроблені менше, що призводить до більш компактних систем, а також, що менша кількість матеріалу потрібно у виробництві.

Вуглекислий газ може бути використаний для охолодження декількома різними способами в залежності від того, як побудована система. Це або може бути в якості холодоносія, де він не стискається, але циркулює за допомогою насосів, або в якості основного холодоагенту зі стисненням. Для охолодження CO₂, існують три різних основні системні рішення, які використовуються в супермаркетах: система з використанням холодоносія, каскадна або транскритична.

Коли інтерес до CO₂ в якості холодоагенту був відновлений в кінці

20-го століття, перше комерційне застосування було як вторинної робочої рідини в непрямих системах. Успішне функціонування цих ранніх систем, незабаром привели до більш широкого використання CO₂ і сьогодні налічується понад 400 інсталяцій в Європі з використанням прямого розширення для LT і MT додатків із стисненням два етапи для боку LT.

В системі з використанням холодоносія, холодильний ефект виходить з використанням двох різних рідин, первинний холодоагент в звичайному циклі стиснення пари і вторинний холодоагент, який, як правило, насиченим розчином солі. Вторинна рідина не стискається, але циркулює з машинного залу на вітрини в область магазину і назад за допомогою насосів.

CO₂ зазвичай використовується в якості вторинної рідини, в той час як первинний холодильний агент може бути, наприклад, аміак, R404A або пропан. Використання CO₂ таким чином, добре підходить для використання

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

в громадських місцях, таких як супермаркет, так як це негорючий і досить нетоксичний речовина. Необхідна потужність накачування також дуже рідка при порівнянні з іншими холодоагентами в звичайних розсольних системах. Основною причиною цього є той факт, що CO₂ змінює фазу на стороні CO₂, що призводить до невеликої об'ємної швидкості потоку, а потім, невелике падіння тиску. Схема спрощеної холодильної системи з використанням CO₂ в якості холодоносія приведена на рисунку 7.

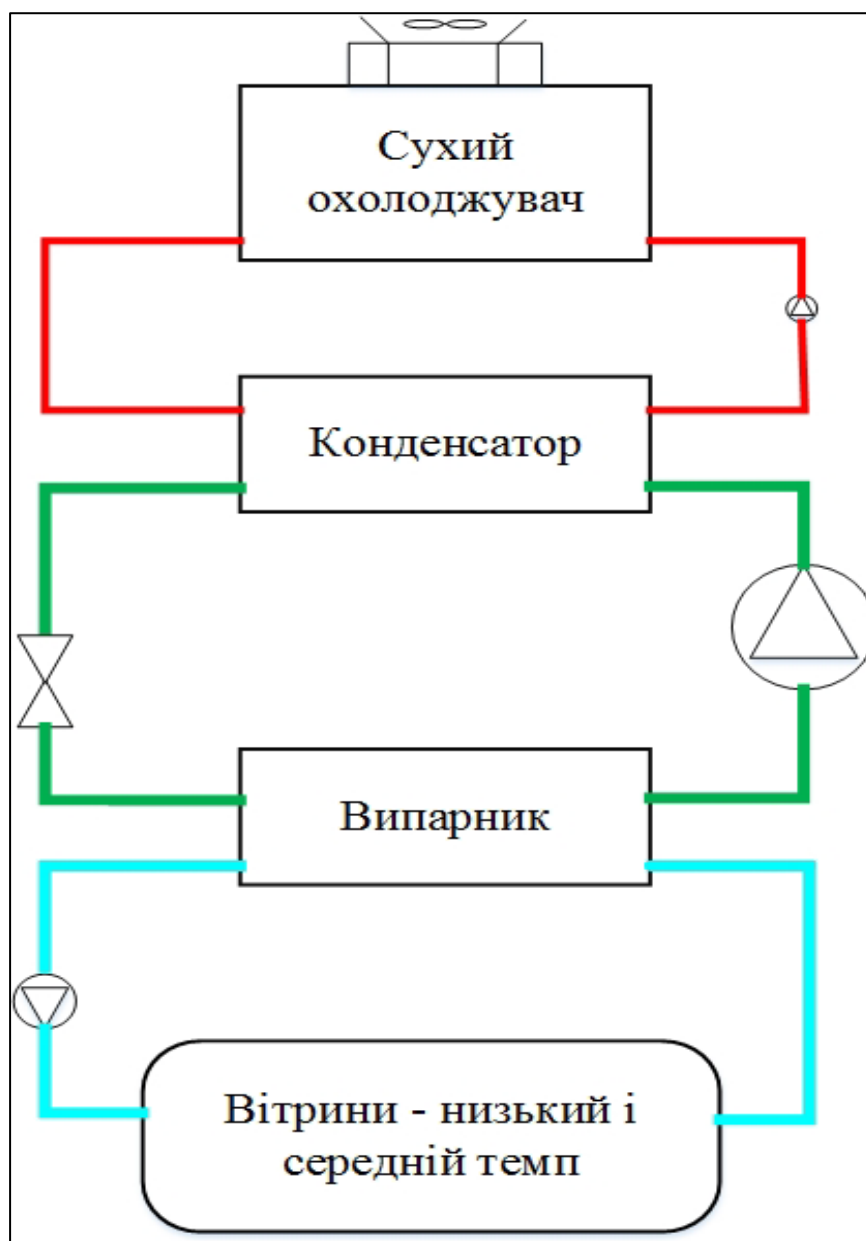


Рис 7. Схема спрощеної холодильної системи з використанням CO₂ в якості холодоносія

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

Холодоносії випаровується, поглинаючи тепло від низьких і середніх температур вітрин і холодильних складів. Він закачується назад в машинне відділення, де він обмінюється теплом з первинним холодоагентом змушуючи його випаровуватися. Робоча температура CO₂ може бути в межах від -40 до -10 °C.

Первинний холодоагент стискується і надходить в конденсатор, де тепло передається в контур холодоагенту і тепло, нарешті, відводиться в навколишнє середовище в сухі охолоджувачі. Первинний контур холодоагенту може міститися в машинному відділенні, це означає що токсичність холодоагенту не є проблемою. Невелике падіння тиску для CO₂ у вторинному ланцюзі означає що розміри труби та інші компоненти можуть бути зроблені менше, що сприяє компактної конструкції систем.

При температурі кипіння нижче 30°C, каскадна система, як правило, найкращий варіант. Цей тип системи має два холодильних агента кожен з яких працює в окремому циклі. Оскільки загальний підйом необхідної температури було розділене на дві одиниці то більш висока ефективність може бути досягнута, лише для однієї стадії стиснення системи. Проте, додатковий недолік даного типу системи є різниця температур завдяки теплообміннику між ступенями. Це особлива актуальність для системи, де додатковий контур розсолу був введений між низькою та середньою ступенів температури. Схема CO₂ працює на нижчій стадії прямого розширення, відведення тепла в розсолі в конденсаторі. Розсол з баку підтримується з середньою температурою і циркулює за допомогою насоса. Тепло передається на верхню сходинку і випускається в навколишнє середовище через контур холодоагенту.

Що відрізняє транскритичні системи від інших систем так це можливість відведення тепла в стані вище критичної точки. При тиску вище критичної точки, не існує насиченого стану і температура не залежить від тиску. Це означає, що як температура так і тиск, мають окремий вплив на холодопродуктивність і COP.

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

У транскритичній області, COP є функцією температури на виході газу з охолоджувача і тиску нагнітання. Це означає, що для кожної температури газу на виході з охолоджувача існує оптимальне значення розряду високого тиску ступені. Так як немає конденсації, але однофазний теплообмін вище критичної точки, процес відведення тепла називається «охолодження газу» для транскритичного процесу. На рисюнку 8 показана спрощена схема транскритичної системи CO₂. Низькі і високі щаблі розділені і одночасно з'єднані з контуром холодоагенту для відводу тепла. В ідеалі, прямий відвід тепла в газових охолоджувачах слід використовувати замість охолоджуючого контуру, щоб підтримувати температуру конденсації якомога нижчою. Блок середньої температури має одноступінчатє стиснення і блок низької температури має двоступеневе стиснення з проміжним охолодженням.

Умови навколишнього середовища впливають на роботу системи цього типу. Коли температура навколишнього середовища висока, система працює в основному в транскритичному режимі, але при низьких температурах навколишнього повітря, цикл підкритичний. Через високе споживання енергії компресора, який необхідний для транскритичної операції, транскритичні системи CO₂ найкраще підходять для холодного клімату.

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

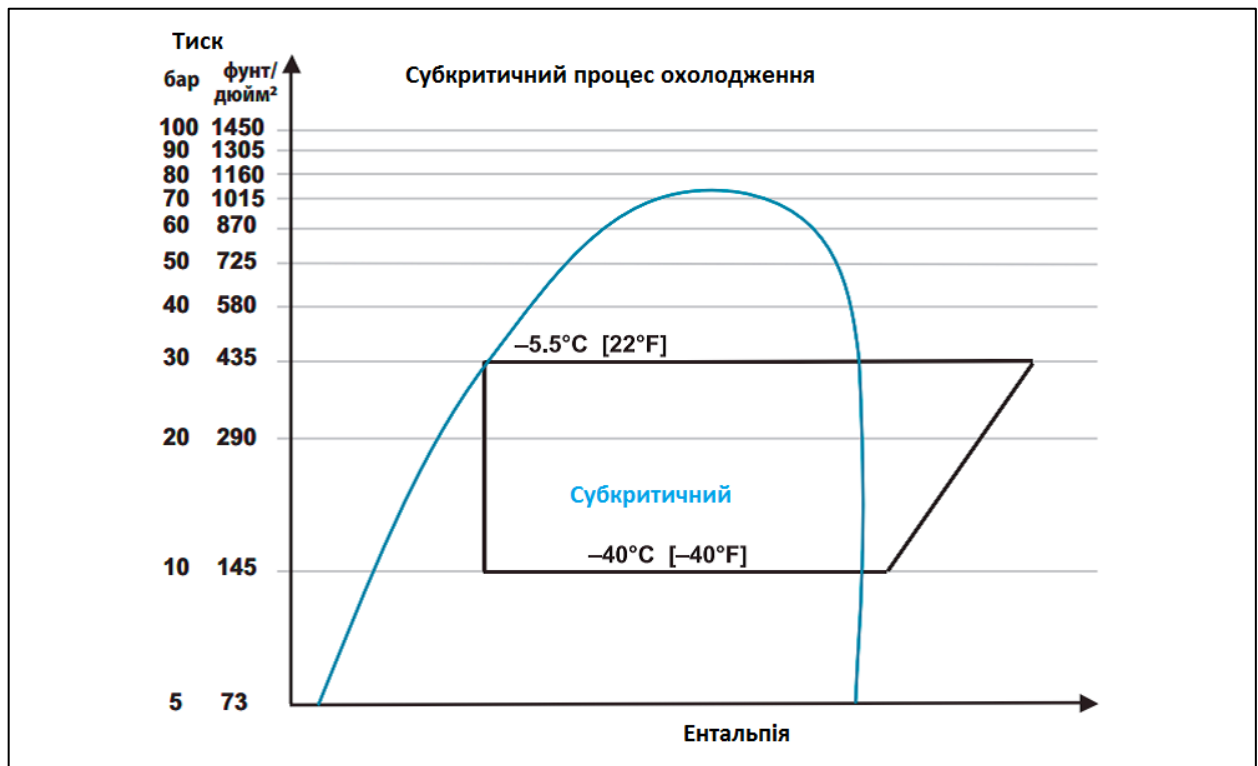


Рис 8. Спрощена схема транскритичної системи

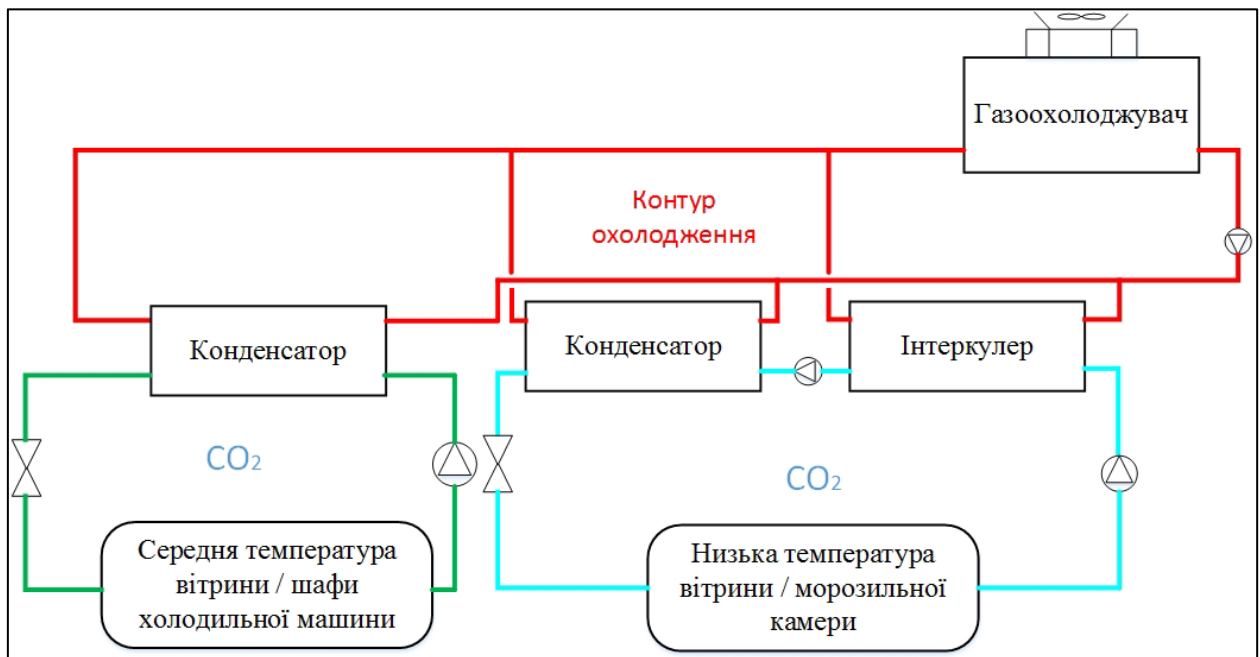


Рис 9. Субкритичний процес охолодження

У класичному субкритичного холодильного циклі весь діапазон робочих температур і тисків знаходиться нижче критичної точки і вище потрійної точки.

Робочий тиск в субкритичного циклі знаходиться зазвичай в діапазоні: від 5.7 до 35 бар [від 83 до 507 фунт/дюйм²] при відповідній температурі: від -55 до 0°C [від -67 до 32°F]. Якщо випарник відтає гарячим газом, то значення робочого тиску збільшується приблизно на 10 бар[145 фунт/дюйм²].

Найбільш широко CO₂ застосовується в каскадних системах, розроблених для промислових холодильних установок. Це обумовлено тим, що діапазон робочих тисків для даного випадку дозволяє використовувати стандартне обладнання (компресори, регулятори і редуктори), які доступні у продажу.

Існують різні види каскадних холодильних систем на CO₂: системи з безпосереднім кипінням, системи з насосною циркуляцією, системи на CO₂ з вторинним розсольним контуром або комбінації цих систем. Використання діоксиду вуглецю в каскадних системах дає цілий ряд переваг: ефективність такої системи досить висока навіть в умовах жаркого клімату; для високотемпературної установки потрібно невелика кількість холодоагенту; різниця температур у каскадного теплообмінника відносно низька; на високій стороні різних холодильних установок можна використовувати фреон або аміак;аміачно-вуглекислотні каскадні системи мають найвищий коефіцієнт корисної дії. Якщо на високотемпературній ступені потрібно використовувати фреон, то кращою маркою є R134a, завдяки його термодинамічним властивостям і більш низькому (у порівнянні з R404A) негативному впливу на навколишнє середовище (GWP).

Проміжна температура в каскадних системах вибирається на основі необхідної температури в холодильних камерах, експлуатованих в умовах високої температури навколишнього середовища, а це означає, що ці камери можуть охолоджуватися безпосередньо діоксидом вуглецю. Крім того, середньотемпературні установки можна оптимізувати для отримання

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

максимізації енергетичної ефективності, якщо використовувати систему тільки для низькотемпературного застосування. Так як каскадна система дійсно складається з двох різних холодильних систем, які пов'язані, але ізольовані на каскадному теплообміннику і розрахунковий робочий тиск в кожній з них може бути різним. Розрахунковий тиск CO₂ зазвичай засноване на доступності компонентів або 40-45 бар (що відповідає температурі +5 - +10°C).

У каскадних системах важливо, щоб на високотемпературній стороні працював принаймні один компресор для забезпечення можливості запуску першого компресора на низькотемпературній стороні. У протилежному випадку компресор на низькотемпературній стороні буде виключатися через високий тиск. Точно така послідовність необхідна при заповненні системи. Перш за все, необхідно заповнити фреоном високотемпературний контур і запустити його в роботу. Коли це буде зроблено, можна почати заправку низькотемпературної системи діоксидом вуглецю. Точно така послідовність необхідна при заповненні системи. Перш за все, необхідно заповнити фреоном високотемпературний контур і запустити його в роботу. Коли це буде зроблено, можна почати заправку низькотемпературної системи діоксидом вуглецю.

Холодильне обладнання для магазинів та супермаркетів

Найбільшого поширення холодильні камери і шафи для зберігання різних продуктів харчування (заморожених, охолоджених). Найчастіше затребуване холодильне обладнання для супермаркетів або холодильного торгового обладнання для магазинів.

Холодильні камери мають обсяг від 1 до 100 тисяч м³. Але найбільш часто зустрічаються камери об'ємом від 3-х до 50 м³. Такі холодильні камери часто можна зустріти в підсобних приміщеннях продовольчих магазинів (супермаркетів), де їх використовують для охолодження (заморожування) або просто зберігання продуктів харчування. Камери монтують з пінополіуретанових сендвіч-панелей, що з'єднуються між собою за

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

допомогою вбудованих ексцентричних замків або спеціального пластикового профілю, які дозволяють здійснити швидкий монтаж, а також виробляти при необхідності повторний монтаж холодильної камери без пошкоджень виробу. Більш рисобюджетним варіантом холодильної камери є камера з сендвіч-панелей, що з'єднуються між собою за допомогою спеціального профілю, що виключає зовнішні теплопритоки і фіксуються між собою саморізами, металевими швелерами і куточками. Холодильні камери з погонажних панелей монтуються трохи складніше і довше тому остаточно вартість невеликої камери «під ключ» трохи нижче. У невеликих магазинах використовують торгове холодильне обладнання для магазинів.

Холодильну камеру оснащують холодильною установкою (спліт-системою або моноблоком). Правильний підбір холодильного агрегату дозволяє стабільно підтримувати в камері необхідний температурний режим. При використанні холодильної спліт-системи, що відводиться з камери тепло може викидатися на вулицю і не впливати на температуру в приміщенні, де встановлена камера. Таке розміщення зовнішнього блоку спліт-системи дозволяє знизити рівень шуму в підсобному або виробничому приміщенні. Таке обладнання як правило називають - холодильні морозильні камери для магазинів.

У холодильних камерах, обсяг яких перевищує 50-100 м³, монтують промислову холодильну установку, яка серійно випускається великим (переважно італійським) виробником. У деяких випадках можливий підбір, розрахунок і монтаж комплектної холодильної машини, яка має дещо меншу вартість. Необхідно відзначити, що холодильна установка для однієї і тієї ж камери, але для різних завдань (просто зберігання, охолодження або заморожування продукції) може мати вартість, яка різниться в кілька десятків разів. Встановлені в підсобних приміщеннях магазинів камери, як правило, мають обсяг не більше 30 кубічних метрів. Камеру з температурою нижче 18 градусів Цельсія називають - морозильна камера для магазину. Це основне холодильне обладнання для продуктового магазину.

						Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Торговельне холодильне обладнання має найширший спектр використання. У залі магазину зазвичай встановлюють торгове обладнання холодильні шафи з внутрішнім об'ємом від 200 до 1600 літрів (тобто до 1,6 м³). Розрізняють холодильні шафи з виносним або вбудованим холодильним агрегатом, середньотемпературні або низькотемпературні. Виносний холод має такі переваги:

- від обладнання немає викиду тепла в торговий зал;
- обладнання в залі не видає шуму.

Мінуси очевидні:

- обладнання неможливо перемістити по залу без його демонтажу;
- заміна вийшовшого з ладу або застарілого шаф (вітрини) досить трудомістка і як правило вимагає відключення відразу декількох одиниць (які живляться від однієї лінії холодопостачання).

Торговельне обладнання холодильні вітрини мають схоже призначення з шафами, але в більшості випадків мають дещо більшу площу викладення товару.

Торговельне обладнання холодильні вітрини бувають пристінні (їх можна вибудовувати в ряд), острівні, кутові. Вони так само як і шафи можуть бути з вбудованим холодильним агрегатом або з виносним.

Особливості проектування, монтажу та експлуатації холодильних систем супермаркетів

Розглянемо питання проектування, монтажу та експлуатації холодильних установок великих торгових підприємств; запропоновані методи проектування і схемні рішення, що забезпечують зменшення експлуатаційних і енергетичних витрат.

Проектування холодильних установок підприємств торгового профілю та супутній йому вибір обладнання - завдання непросте, і ставитися до неї необхідно, використовуючи досвід проєктувальників, монтажників і експлуатаційників. Стандартні методики розрахунку і підбору холодильного обладнання не завжди можуть врахувати коло питань, що виникають на

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

стадіях монтажу та введення його в експлуатацію. Стає актуальним накопичений досвід практичних працівників, що пропонують нестандартний підхід до підбору холодильного обладнання. Використовуючи нестандартний підхід у вирішенні завдань холодопостачання розгалужених мереж торгових підприємств, можна домогтися оптимального результату в створенні ефективних енергозберігаючих систем з тривалим і безаварійним терміном експлуатації.

Проектування починається з правильно складеного завдання на створення системи холодопостачання. Проектувальник не виконуватиме розробку наосліп, придумуючи ці чи інші експлуатаційні параметри самостійно. Одним з важливіших питань виникають и потребують вирішенню - проблема розміщення обладнання або більш детальне взаємне розміщення обладнання. Раціональний вибір площі теплообмінників холодильної системи забезпечує необхідні параметри роботи циклу і підтримання температури в охолоджуваному приміщенні. Правильно звертаючись до конструкторів система розподілу повітря в охолоджуваному приміщенні може забезпечувати не тільки оптимальні зберігання продукту, но і сприятиме збільшенню терміну служби обладнання. Крім цього, експлуатаційні параметри холодильної установки в значній мірі визначаються параметрами налаштування холодильного обладнання.

Проектування холодильних систем і підбір сучасного обладнання для торгових підприємств є відповідальним завданням. В даний час існує багато різних програм для визначення теплопритоків в охолоджувані об'єкти і підбору необхідного обладнання. Проектувальник повинен володіти хорошими знаннями в областях:

- холодильної техніки;
- технології обробки та зберігання харчових продуктів;
- термодинаміки;
- гідродинаміки;
- електротехніки і систем управління та ін.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Виконання реальних робіт забезпечує проектувальнику можливість проявити свої знання на практиці. Проектування зазвичай починається з розробки технічного завдання на конкретний об'єкт відповідно до завдань, які поставив замовник. Досвід роботи з замовниками показав, що технічні завдання (заявки) недостатньо продумані і часто є неповними. Опитувальний лист (заявки) виконується відповідно до стандартного бланка. З цієї заявки відома назва об'єкта, місце розміщення в приміщенні і необхідна температура в охолоджуваному об'єкті, вид продукту, що зберігається.

Однак невідомо передбачувана кількість надходить продукту, його температура, вид тари і упаковки, кількість обслуговуючого персоналу, що працює в камері, і багато інших параметрів. За даними, які наведені в опитувальному аркуші, виконати розрахунок і підбір необхідного

обладнання, що працює з мінімальними енерговитратами, важко, так як вони не дають повної інформації про проектувальний об'єкт і не дозволяє виконати повноцінні розрахунки та підбір обладнання.

В опитувальних листах (технічних завданнях) обов'язково повинна бути підпис замовника. Практика взаємодії з замовником показує, що після введення об'єкта в експлуатацію замовник вимагає від проектувальників отримання на встановлене устаткування параметрів, не передбачених раніше умовами технічного завдання. Наприклад, в заявці вказується, що камера призначена для зберігання заморожених напівфабрикатів, що надходять з температурою -16 ... -18 °С. Насправді продукт надходить з більш високою температурою, прямо від виробника з температурою, що дорівнює температурі навколишнього середовища.

Особливу увагу слід приділяти місця розміщення охолоджуваних об'єктів і компресорного цеху. Підхід до розробки проекту холодообеспечення повинен бути комплексним. При складанні технічного завдання, плану розміщення обладнання, системи розводки трубопроводів не дотримується принцип, що полягає у виборі оптимального рішення за сукупними витратами (початковими і експлуатаційними). При цьому холодильне

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

обладнання є енергоємним обладнанням і розраховується на тривалий період експлуатації. Найчастіше замовник йде на зменшення початкових витрат при купівлі обладнання, забуваючи про те, що наведені витрати в процесі експлуатації визначають ефективність використання обладнання.

Так, наприклад, при розгляді тендерних пропозицій замовник вибирає дешеве теплообмінне обладнання з мінірисьною площею або кроком оребрення. Останнє призводить до того, що холодильна машина повинна працювати при зниженому тиску в випарнику.

Значний опір циркуляції холодильного агента в системі виникає внаслідок нераціональної розводки трубопроводів і великих відстаней між охолоджуваними об'єктами і компресорними станціями. Планувальні рішення торгового об'єкта, можуть бути забезпечені холодильною системою з верхньою розводкою трубопроводів, в якій необхідно встановлювати маслопідйомні петлі для повернення масла в компресор. Наявність великої кількості поворотів призводить до зростання гідравлічних опорів. Така ж картина спостерігається і при компонованні машинних компресорних агрегатів: на довжині трубопроводу до 3 м, внаслідок непродуманості схеми, можуть розміщуватися до 6...8 поворотів замість можливих двох.

Збільшення гідравлічних опірів на лінії всмоктування призводить до необхідності установки компресорів з великим об'ємом, описуваних поршнями і відповідно до збільшення енергії, що витрачається на виробництво холоду.

Підвищення енерговитрат, внаслідок збільшення обсягу стискаемого компресорами пара, призводять також холодильні системи, в яких середньотемпературні агрегати з температурою кипіння $t_0 = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ використовуються для споживачів з температурами в виробничих цехах великих магазинів (м'ясному, рибному і т.п.), рівними 12 ... 16 $^{\circ}\text{C}$.

Підвищені гідравлічніопору на лінії низького тиску особливо небезпечні в низькотемпературних установках. Підвищення гідравлічного опору в рідинних лініях можуть викликати закипання холодильного агента перед

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

його дроселюванням. Скипання холодильного агента перед дроселюванням можна запобігти зменшенням гідравлічного опору в рідинному трубопроводі і задовільним переохолодженням рідкого холодильного агента.

При обстеженні холодильних систем доводиться зустрічатися з порушенням правил техніки безпеки при розміщенні обладнання. Устаткування знаходиться на відмітках, які значно перевищують нульову і без необхідних естакад для його обслуговування або в тісних компресорних цехах, де не дотримуються необхідні проходи, висоти, відсутні системи вентиляції. Нерідко компресорні агрегати розміщують в непристосованих приміщеннях, наприклад, в підвалах, де до компресорного агрегату доводиться пробиратися через систему комунікацій водопроводу, каналізації та ін.

У числі помилок, які знижують якість зберігання продукту, слід віднести організацію розподілу повітря в камерах. Найчастіше повітроохолоджувачі розміщуються уздовж короткої сторони камери, а для рівномірного розподілу температурного поля в камері встановлюють додаткові вентилятори.

При монтажі холодильних систем необхідно вирішувати питання відведення талої води з камер зберігання. У низькотемпературних камерах необхідно передбачати підігрів піддону повітроохолоджувача і зливних трубопроводів. Системи підігріву повинні виключати можливість замерзання води в трубопроводах і піддоні.

Більшість будівельних конструкцій торгових підприємств проектується і монтуються без систем підігріву ґрунту в низькотемпературних камерах. Під підлогою камери передбачається повітряні продухи з примусовою циркуляцією повітря.

При проектуванні холодильних установок особливу увагу необхідно приділяти розміщенню повітряних конденсаторів, виконуючи всі рекомендації заводів-виготовлювачів. Конденсатори необхідно встановлювати так, щоб виключити рециркуляцію теплого повітря, забезпечуючи вільний доступ свіжого повітря в необхідній кількості. Слід зазначити, що, незважаючи на очевидні переваги застосування повітряних

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

апаратів при їх використанні, необхідно передбачати лінійні ресивери збільшеної місткості (на величину ємності конденсатора) для норриської роботи конденсатора в літньому режимі. Обв'язку конденсаторів і лінійного ресивера слід виконувати так, щоб забезпечити злив холодильного агента без затоки конденсаторів в будь-який період року.

У сучасних проектах необхідно більш повно використовувати сучасні системи управління і захисту. Слід використовувати багатошвідкісні вентилятори, укомплектовувати керуючими приладами кожен охолоджуючий прилад окремою системою управління, а не одним приладом управління кілька охолоджуючих приладів. Припинення відтаювання охолоджуючих приладів найкраще закінчувати по температурі поверхні охолоджуючого приладу, а не по заданому часу. Положення датчиків температури закінчення відтаювання необхідно визначати експериментально під час пусконаладжувальних робіт. На кожен об'єкт необхідно передбачати систему моніторингу робочих параметрів холодильної установки.

Повна комплектація приладами управління не гарантує ефективну експлуатацію холодильного обладнання. Необхідно правильно встановлювати всі елементи холодильної установки і відповідно правильно налаштовувати прилади управління і захисту. На підставі досвіду експлуатації рекомендується встановлювати РТО типу «труба в трубі» перед охолоджуючими приладами, а термобаллон кріпити до парової лінії після РТО. Основне завдання таких РТО - перегрівати пар холодильного агента на 5...10 °С і, відповідно, переохолоджувати рідкий холодильний агент перед дроселюванням.

Зазначене місце розміщення датчика температури ТРВ спрощує настройку ТРВ і дозволяє більш повно використовувати теплообмінну поверхню охолоджуючого приладу, так як перегрів холодильного агента в охолодному приладі зводиться до мінімуму.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Таким чином, на підставі вищевикладеного можна зробити висновок, що для проектування системи холодопостачання необхідні: наявність правильно складеного технічного завдання, прагнення до оптимізації по довжині трубопроводів і кількості поворотів і петель. Площі теплообмінних апаратів повинні експлуатуватися з максимальною ефективністю при мінімальних різницях температури. Комплектувати холодильні системи треба необхідними приладами автоматики і проводити раціональні настройки їх параметрів. Система розподілу повітря в камерах зберігання повинна забезпечувати рівномірне температурне поле. У низькотемпературних камерах необхідно передбачати заходи проти промерзання ґрунту.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

2. ОБ'ЄМНО-ПЛАНУВАЛЬНЕ РІШЕННЯ

2.1 Визначення основних розмірів охолоджуваних приміщень холодильників

- 1) *Перша камера* – камера зберігання молока та молочно-жирових продуктів. Площа – $35 \text{ м}^2 = 7 \times 5 \text{ м}$.
- 2) *Друга камера* – камера зберігання гастрономічних товарів, м'яса, птиць, напівфабрикатів. Площа – $90 \text{ м}^2 = 10 \times 9 \text{ м}$.
- 3) *Третя камера* – камера заморожування риби та м'яса.
Площа – $15 \text{ м}^2 = 3 \times 5 \text{ м}$.
- 4) *Четверта камера* – камера зберігання овочів та фруктів.
Площа – $60 \text{ м}^2 = 10 \times 6 \text{ м}$.

Висота стель камер – 3,5 м.

Початкові параметри проекту:

м. Одеса

Параметри зовнішнього повітря :

Середньорічна температура повітря = $6.8 \text{ }^\circ\text{C}$

Найнижча температура = $-6,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (січень)

Найвища температура = $28.7 \text{ }^\circ\text{C}$ (липень)

Відносна вологість повітря влітку $\varphi = 70 \%$

Відносна вологість повітря взимку $\varphi = 86 \%$

Температури зберігання продуктів магазину :

Молоко та молочно-жирові продукти $t = 2^\circ\text{C}$

Гастрономічні товари $t = 2^\circ\text{C}$

М'ясо, птиці, напівфабрикати $t = 2^\circ\text{C}$

Риба заморожена, м'ясо заморожене $t = -18^\circ\text{C}$

Овочі, фрукти $t = 4^\circ\text{C}$

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

Розмір g_v різний для різних продуктів і перебуває в межах (0,2...0,8) т/м³. Значення g_v для продуктів :

Молоко та молочно-жирові продукти – $g_{v1} = 300$ кг/м³

Гастрономічні товари, м'ясо, птиці, напівфабрикати - $g_{v2} = 150$ кг/м³

Рибазаморожена, м'ясо заморожене – $g_{v3} = 300$ кг/м³

Овочі і фрукти - $g_{v4} = 100$ кг/м³

Вантажний обсяг камери (тобто обсяг, зайнятий вантажем)

$$V_B = F_K * h_v * \beta \quad (2.1)$$

де F_K - площа камери , м² ;

β - коефіцієнт використання будівельної площі ;

h_v – вантажна висота штабеля .

1 камера :

$$V_{v1} \equiv F_1 \cdot h_v \cdot \beta = 35 \cdot 3 \cdot 0.7 = 73.5 \quad \text{м}^3$$

2 камера :

$$V_{v2} \equiv F_2 \cdot h_v \cdot \beta = 89 \cdot 3 \cdot 0.7 = 186.9 \quad \text{м}^3$$

3 камера :

$$V_{v3} \equiv F_3 \cdot h_v \cdot \beta = 11 \cdot 3 \cdot 0.7 = 23.1 \quad \text{м}^3$$

4 камера :

$$V_{v4} \equiv F_4 \cdot h_v \cdot \beta = 69 \cdot 3 \cdot 0.7 = 144.9 \quad \text{м}^3$$

Вантажна площа камери (тобто площа підлоги, зайнята вантажем)

$$F_B = V_B / h_B, \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

де h_B - висота складування продуктів, приймаємо 3(м).

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

1 камера :

$$F_{v1} \equiv \frac{V_{v1}}{h_v} = \frac{73.5}{3} = 24.5 \text{ м}^2$$

2 камера :

$$F_{v2} \equiv \frac{V_{v2}}{h_v} = \frac{186.9}{3} = 62.3 \text{ м}^2$$

3 камера :

$$F_{v3} \equiv \frac{V_{v3}}{h_v} = \frac{23.1}{3} = 7.7 \text{ м}^2$$

4 камера :

$$F_{v4} \equiv \frac{V_{v4}}{h_v} = \frac{144.9}{3} = 48.3 \text{ м}^2$$

Будівельна площа камери включає вантажну площу, а також ділянки підлоги камери, не зайняті вантажем.

До них відносять:

- необхідні мінімальні технологічні відступи від стін і пристінних охолоджувальних приладів (0,3 м.);
- мінімальні проходи для огляду збережених продуктів (0,8 м.);
- проходи для проведення вантажних робіт вручну (1,2 м.);
- проїзди для штабелеукладачів, якщо передбачено механізацію вантажних робіт (2,2 м.);
- вільні площадки біля дверей ((5...6) м²).

Спочатку будівельну площу камери визначають приблизно :

$$F_6 = F_v / \beta \quad (2.3)$$

де β - коефіцієнт використання будівельної площі камери, залежний від величини F_6

Для камери 1 вибираємо $\beta=0,7$

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

Для камери 2 вибираємо $\beta=0,75$

Для камери 3 вибираємо $\beta=0,7$

Для камери 4 вибираємо $\beta=0,75$

1 камера :

$$F_{b1} \equiv \frac{F_{v1}}{\beta_1} = \frac{24.5}{0.7} = 35 \text{ м}^2$$

2 камера :

$$F_{b2} \equiv \frac{F_{v2}}{\beta_2} = \frac{62.3}{0.75} = 83.067 = 83 \text{ м}^2$$

3 камера :

$$F_{b3} \equiv \frac{F_{v3}}{\beta_3} = \frac{77}{0.7} = 11 \text{ м}^2$$

4 камера :

$$F_{b4} \equiv \frac{F_{v4}}{\beta_4} = \frac{48.3}{0.75} = 64.4 = 64 \text{ м}^2$$

Визначаємо дійсну місткість камер G_d :

$$G_d = F_s \cdot \beta \cdot h_{гр} \cdot g_v, \text{ т} \quad (2.4)$$

1 камера :

$$G_{d1} \equiv \beta_1 \cdot F_{b1} \cdot h_v \cdot q_{v1} = 0.7 \cdot 35 \cdot 3 \cdot 300 = 2.205 \times 10^4 = 22 \text{ т}$$

2 камера :

$$G_{d2} \equiv \beta_2 \cdot F_{b2} \cdot h_v \cdot q_{v2} = 0.75 \cdot 83.067 \cdot 3 \cdot 150 = 2.803 \times 10^4 = 28 \text{ т}$$

3 камера :

$$G_{d3} \equiv \beta_3 \cdot F_{b3} \cdot h_v \cdot q_{v3} = 0.7 \cdot 11 \cdot 3 \cdot 300 = 6.93 \times 10^3 = 6.9 \text{ т}$$

						Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4 камера :

$$Gd4 \equiv \beta4 \cdot Fb4 \cdot hv \cdot qv4 = 0.75 \cdot 64.4 \cdot 3 \cdot 100 = 1.449 \times 10^4 = 14.4 \text{ T}$$

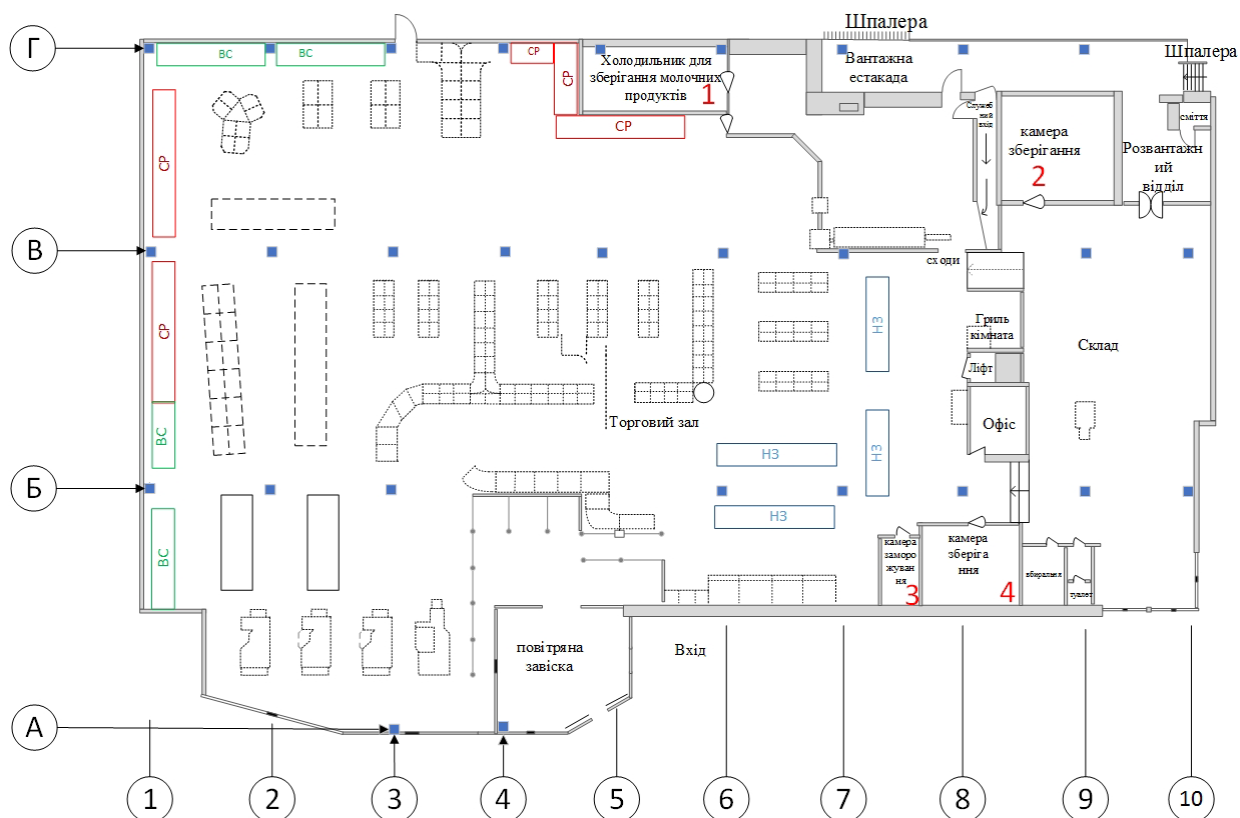


Рис.2.1.Планування магазину в осях колон.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

3.ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ

Після складання планування холодильника і вибору всіх елементів його будівельно-ізоляційної конструкції визначають товщини ізоляційних шарів огорожень. Для цього необхідно знати коефіцієнти теплопередачі всіх огорожень холодильника –зовнішніх. і внутрішніх.

K_{zc} можна обчислити за формулою:

$$K_{zc} = 0,16 \cdot e^{0,022(40+t_k)} [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.1)$$

де t_k - температура камери.

Коефіцієнти теплопередачі покриттів холодильників, які не мають горищ,

$$K_{оп} = 0,95 \cdot K_{zc} \quad (3.2)$$

Коефіцієнти теплопередачі внутрішніх стін і перегородок, що відокремлюють охолоджувані приміщення від не охолоджуваних, але неопалюваних.

$$K_{вн} = 1,18 \cdot K_{zc} \quad (3.3)$$

Коефіцієнти теплопередачі внутрішніх стін, перегородок і міжповерхових перекриттів між охолоджуваними приміщеннями можна обчислити за формулою.

$$K_{вн} = \frac{1}{2 + 0,07 \Delta t_n}, [\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})] \quad (3.4)$$

де : Δt_n - різниця між температурами повітря більш теплого і холодного охолоджуваних приміщень по обидва боки огороження.

Отримані данні по трьом камерам вносимо у таблицю 1.

Таблиця 1

						Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

камери	тк	К зс	Кбп	К но	Квн	Δтп
1	2	0,405	0,384	0,478	0,500	
2	0	0,387	0,368	0,457	0,500	
3	-15	0,278	0,264	0,328	0,300	19
4	4	0,423	0,402	0,499	0,300	19

Камера 1

Покриття

- | | | |
|------------------------------|--------------------|--------------------------|
| 1. 5 шарів гідроізоли | $\delta_1=0,012$ м | $\lambda_1=0,3$ Вт/м·К |
| 2. Бетонна стяжка | $\delta_2=0,04$ м | $\lambda_2=1,4$ Вт/м·К |
| 3. Пінополіуретан
«Ріпор» | $\delta_3=0,1$ м | $\lambda_3=0,030$ Вт/м·К |
| 4. Залізобетонна
плита | $\delta_4=0,35$ м | $\lambda_4=2$ Вт/м·К |

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{K} - R \right) \cdot \lambda_{\text{із}}, \text{ м} \quad (3.5)$$

де $\lambda_{\text{із}}$ - розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності обраного ізоляційного матеріалу огороження;

R – розрахунковий термічний опір:

$$R = \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_K} \quad (3.6)$$

де α_3 , і α_K - розрахункові значення коефіцієнтів тепловіддачі з зовнішнього та внутрішнього боків огороження ($\alpha_3=23$ Вт/(м·К), $\alpha_K=9$ Вт/(м·К))

δ та λ – товщина і коефіцієнт теплопровідності кожного будівельного шару конструкції огороження

$$R = \frac{1}{23} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,4} + \frac{0,35}{2} + \frac{1}{9} = 0,398 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,384} - 0,398 \right) \cdot 0,03 = 0,066 \text{ м}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Приймаємо товщину ізоляції рівну 0,1 м та вибираємо 2 листа по 50 мм.

У випадку прийняття товщини ізоляції більшої ніж розрахункова, проводиться перерахунок коефіцієнту теплопровідності К:

$$K_o = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + R} = \frac{1}{\frac{0,1}{0,03} + 0,398} = 0,268 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Зовнішня стіна

Штукатурка цементна	$\delta_1=0,002 \text{ м}$	$\lambda_1=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Залізобетонна плита	$\delta_2=0,12 \text{ м}$	$\lambda_2=2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка цементна	$\delta_3=0,002 \text{ м}$	$\lambda_3=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополеурітан «Ріпор»	$\delta_4 = 0,1 \text{ м}$	$\lambda_4=0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$R = \frac{1}{23} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{0,12}{2,04} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{1}{9} = 0,218 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,405} - 0,218 \right) \cdot 0,03 = 0,068 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляції рівну 0,1 м та вибираємо 2 листа по 50 мм.

Перераховуємо коефіцієнт теплопровідності К:

$$K_o = \frac{1}{0,1/0,3} + 0,218 = 0,282 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Внутрішня стіна

Штукатурка цементна	$\delta_1=0,002 \text{ м}$	$\lambda_1=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Залізобетонна плита	$\delta_2=0,08 \text{ м}$	$\lambda_2=2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка цементна	$\delta_3=0,002 \text{ м}$	$\lambda_3=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополеурітан «Ріпор»	$\delta_4 = 0,1 \text{ м}$	$\lambda_4=0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$R = \frac{1}{9} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{0,14}{2} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{1}{8} = 0,279 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,282} - 0,279 \right) \cdot 0,03 = 0,06 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляції рівну 0,1м та вибираємо 1 лист 100 мм
Перераховуємо коефіцієнт теплопровідності K:

$$K_o = \frac{1}{\frac{0,1}{0,035} + 0,279} = 0,277 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Підлога

У камері 3 використовується підлога із підігрівом.

Монолітне бетонне покриття	$\delta_1=0,04 \text{ м}$	$\lambda_1=1,86 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Армірована бітонна стяжка	$\delta_2=0,08 \text{ м}$	$\lambda_2=1,86 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Керамзит	$\delta_3=0,4 \text{ м}$	$\lambda_3=0,18 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Цементно-пісчаний розчин	$\delta_4=0,025 \text{ м}$	$\lambda_4=0,98 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

Приймаємо 0,42 м керамзиту котрий грає роль теплоізоляції .

Перераховуємо коефіцієнт теплопровідності K:

$$K_o = \frac{1}{\frac{0,42}{0,18} + 0,245} = 0,388 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Перегородка:

Штукатурка цементна	$\delta_1=0,002 \text{ м}$	$\lambda_1=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Залізобетонна плита	$\delta_2=0,08 \text{ м}$	$\lambda_2=2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка цементна	$\delta_3=0,002 \text{ м}$	$\lambda_3=0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополістирол	$\delta_4=0,18 \text{ м}$	$\lambda_4=0,05 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$R = \frac{1}{9} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{0,14}{2} + \frac{0,002}{0,93} + \frac{1}{8} = 0,279 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{0,3} - 0,279 \right) \cdot 0,05 = 0,153 \text{ м}$$

Оскільки між камерами 3 і 4 велика різниця температур , то приймаємо теплоізоляцію з пінополістиролу товщиною 100 мм, 50 мм та 30мм.

						Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2. Коефіцієнти теплопередачі.

Стіни	t_k	K_p	α_n	α_{zn}	δ/λ	$\lambda_{із}$	$\delta_{із}$	$\delta_{із д}$	K_d	R
Одиниці вимірювання	°C	Вт/м²К	Вт/м²К			Вт/мК	м	м	Вт/м²К	м²К
Зовнішня стіна	2	0,405	9	23	0,063	0,03	0,068	0,1	0,282	0,218
Зовнішня стіна	0	0,387	9	23	0,063	0,03	0,071	0,1	0,282	0,218
Зовнішня стіна	-15	0,278	9	23	0,063	0,03	0,101	0,125	0,228	0,218
Зовнішня стіна	4	0,423	9	23	0,063	0,03	0,064	0,1	0,282	0,218
Внутрішня стіна	2	0,282	9	8	0,043	0,03	0,098	0,1	0,277	0,279
Внутрішня стіна	0	0,439	9	8	0,043	0,03	0,060	0,1	0,277	0,279
Внутрішня стіна	-15	0,307	9	8	0,043	0,03	0,089	0,1	0,277	0,279
Внутрішня стіна	4	0,282	9	8	0,043	0,03	0,098	0,1	0,277	0,279
Покриття	2	0,384	9	23	0,243	0,03	0,066	0,1	0,268	0,398
Покриття	0	0,368	9	23	0,243	0,03	0,070	0,1	0,268	0,398
Покриття	-15	0,264	9	23	0,243	0,03	0,102	0,125	0,219	0,398
Покриття	4	0,402	9	23	0,243	0,03	0,063	0,1	0,268	0,398
Перегородка	-15	0,3	9	8	0,043	0,05	0,153	0,18	0,258	0,279
підлога	-15	0,394	9	23	0,09	0,18	0,413	0,42	0,388	0,245

4.ВИЗНАЧЕННЯ ТОВЩИНИ ПАРОІЗОЛЯЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ

Ізоляційні конструкції холодильних камер включають пароізоляційний шар, установлюваний для захисту холодильної ізоляції від зволоження. Звичайно пароізоляцію встановлюють з теплого боку теплоізоляційного шару.

Вираз для визначення товщини пароізоляційного шару δ_{Π} вигляд :

$$\delta_{\Pi} = \delta_{i3} \frac{\mu_{\Pi}}{\mu_{i3}} \left(\frac{\frac{m}{n} e^{bt_{3i}-ct_{Bi}} - 1}{c(t_{3i}-t_{Bi})} - 1 \right) \quad (4.1)$$

μ_{Π} і μ_3 – коефіцієнти паропроникності пароізоляційного і теплоізоляційного матеріалів.

t_{3i} – температура зовнішньої поверхні шару теплової ізоляції ;

t_{Bi} – температура внутрішньої поверхні шару теплової ізоляції ;

b, c, m, n – коефіцієнти, що залежать від t_{3i} та t_{Bi} .

$$t_{3i} = t_k + K(t_3 - t_k) \left(\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{BH}}{\lambda_{BH}} + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} \right) \quad (4.2)$$

$$t_{Bi} = t_k + K(t_3 - t_k) \left(\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{BH}}{\lambda_{BH}} \right) \quad (4.3)$$

δ_{BH} , λ_{BH} – товщина і коефіцієнт теплопровідності внутрішнього облицювального шару огороження;

δ_{i3} , λ_{i3} – товщина і коефіцієнт теплопровідності шару теплової ізоляції.

Камера 4

$t_k = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$t_3 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Конструкція зовнішньої стіни : силовий шар виконаний з цегли, як теплоізоляцію використані плити тверді мінераловатні $\lambda_{i3} = 0,08 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{К)}$,

$\mu_{i3} = 94,1 \cdot 10^{-12} \text{ кг/(м}^{\circ}\text{с}^{\circ}\text{Па)}$. Як пароізоляцію прийняли руберойд ,

$\mu_{\Pi} = 0,376 \cdot 10^{-12} \text{ кг/(м}^{\circ}\text{с}^{\circ}\text{Па)}$. Розрахункова товщина теплоізоляційного шару огороження $\delta_{i3} = 0,18 \text{ м}$. Огородження з боку камери облицьовано шаром штукатурки ($\delta_{3B} = 0,02 \text{ м}$, $\lambda_{BH} = 0,98 \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{К)}$). Коефіцієнт теплопередачі огороження $K = 0,3 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$; коефіцієнти тепловіддачі з боку повітря

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

$$\alpha_3=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}), \alpha_k=8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Температури зовнішньої та внутрішньої поверхонь шару теплоізоляції визначаємо з виразів (3.2) , (3.3) :

$$t_{3i} = -15 + 0,3 * (20 + 15) * \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,98} + \frac{0,325}{0,08} \right) = 29^{\circ}\text{C}$$

$$t_{bi} = -15 + 0,3 * (20 + 15) * \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,98} \right) = -13,5^{\circ}\text{C}$$

Товщину пароізоляційного шару розраховуємо за формулою (4.1) :

$$\begin{aligned} \delta_{\Pi} &= 0,325 * \frac{0,376 * 10^{-12}}{94,1 * 10^{-12}} * \left(\frac{\frac{630}{640} * e^{0,0646*29+0,0930*13,5} - 1}{0,0930 * (29 + 13,5)} - 1 \right) = \\ &= 0,883 * 10^{-3} \text{ м} \end{aligned}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

5. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИТОКІВ

5.1 Розрахунок теплопритоків через огородження

Розрахунок тепло притоків через кожне огородження споживача холоду (крім підлог, що не обігріваються, розташованих на ґрунті) здійснюють за формулою:

$$Q_1 = \kappa F (\Delta t + \Delta t_c) \quad (5.1)$$

де Δt - різниця температур між зовнішнім середовищем або сусіднім, більш теплим приміщенням та охолоджуваним об'єктом;

κ – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огородження;

F – площа поверхні даного огородження;

Δt_c - надлишкова різниця температур від впливу сонячного випромінювання на дане огородження:

$$\Delta t_c = P \frac{\varepsilon_c \cdot q_c}{\alpha_z} \quad (5.2)$$

де P – коефіцієнт проникності, що залежить від масивності огородження, що опромінюється, сонцем. Приймаємо його рівним 0,75;

q_c - розрахункова напруга сонячного випромінювання для літнього періоду. Визначається з таблиці виходячи з географічної широти та орієнтації стіни у просторі і рівна для географічної широти 50

Західна стіна $q_c = 461 \text{ Вт/м}^2$

Східна стіна $q_c = 384 \text{ Вт/м}^2$

Північна стіна $q_c = 0 \text{ Вт/м}^2$

Південна стіна $q_c = 384 \text{ Вт/м}^2$

Покриття $q_c = 789 \text{ Вт/м}^2$

ε_c - коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання поверхні огородження. Для світлого рубероїду, який використано для покрівлі,

						Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дорівнює 0,75, для зовнішніх стін білого кольору – 0,4.

Камера 1

Покриття

$$F=7 \cdot 5 = 35 \text{ м}^2$$

$$\Delta t = 20 - 2 = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{п}} = 0,268 \cdot 35 \cdot (20 + 18,5) = 361,13 \text{ Вт}$$

Розрахуємо Δt_c для стін в кожній камері. Ця величина буде враховуватися лише один раз для однієї зі стін камери.

$$\text{Західна стіна } \Delta t_c = 0,7 \cdot \frac{0,4 \cdot 461 \cdot 0,75}{23} = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Східна стіна } \Delta t_c = 0,7 \cdot \frac{384 \cdot 0,4 \cdot 0,75}{23} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Південна стіна } \Delta t_c = 0,7 \cdot \frac{0,4 \cdot 384 \cdot 0,75}{23} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Північна стіна } \Delta t_c = 0,7 \cdot \frac{0,4 \cdot 0}{23} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

СТІНА	P	ε	q	α	Δ t солн.
Південна	0,75	0,4	384	23	5
Західна	0,75	0,4	461	23	6
Східна	0,75	0,4	384	23	5
Покриття	0,75	0,72	789	23	18,5

$$\text{Покриття } \Delta t_c = 0,75 \cdot \frac{789 \cdot 0,72}{23} = 18,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Таблиця 2. Теплопритоки через огороження

Камера 1	сторона	Кд.	F	tн	tк	дельта t	дельта t солн.	Q1
	Північна	0,282	28	20	2	18		142,128
	Західна	0,277	20	20	2	18		99,72
	Східна	0,2	20	18	2	16		64
	підлога	0,343	35	0	2	2		24,044
	покриття	0,219	35	25	2	23	18,5	176,37
	Сумма							458,174

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Камера 2	сторона	Кд.	F	тн	тк	дельта t	дельта t солн.	Q1
	Північна	0,282	40	18	0	18		203,04
	Західна	0,282	18	20	0	20		101,52
	Східна	0,282	42	18	0	18		213,192
	Південна	0,282	18	18	0	18		91,368
	підлога	0,268	21	0	0	0		0
	покриття	0,388	21	25	0	25	18,5	203,7
	Сумма							812,82

Камера 3	сторона	Кд.	F	тн	тк	дельта t	дельта t солн.	Q1
	Північна	0,282	12	20	-15	35		118,44
	Західна	0,282	20	20	-15	35		197,4
	Східна	0,282	20	4	-15	19		107,16
	Південна	0,282	12	20	-15	35	5	118,44
	підлога	0,268	15	0	-15	15		60,3
	покриття	0,388	15	25	-15	40	18,5	232,8
	Сумма							834,54

Камера 4	сторона	Кд.	F	тн	тк	дельта t	дельта t солн.	Q1
	Північна	0,282	40	20	4	16		180,48
	Західна	0,282	24	-15	4	-19		128,592
	Східна	0,282	24	18	4	14		94,752
	Південна	0,282	40	20	4	16	5	180,48
	підлога	0,268	60	0	4	-4		64,32
	покриття	0,388	60	25	4	21	18,5	488,88
	Сумма							751,68

									Арк.
									55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

5.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

При усіх видах холодильної обробки вантажів, теплоприпливи можна розрахувати за формулою:

$$Q_{2\phi} = \frac{G_{\phi} \cdot \Delta h}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (5.3)$$

де G_{ϕ} – добове надходження вантажу (т/добу). Приймається 50% для камер при 3...4х добовому.

Камера 1:

$$G_{\phi 1} = 22 \cdot 0,5 = 11 \text{ т/добу}$$

Камера 2:

$$G_{\phi 2} = 28 \cdot 0,5 = 14 \text{ т/добу}$$

Камера 3:

$$G_{\phi 3} = 6,9 \cdot 0,5 = 5,52 \text{ т/добу}$$

Камера 4:

$$G_{\phi 4} = 14,49 \cdot 0,5 = 7,24 \text{ т/добу}$$

Δh – різниця ентальпій при надходженні та зберіганні вантажу (кДж/кг);

Якщо охолоджуються харчові продукти, що перебувають в тарі, то обчислюється додатковий тепло притоки $Q_{2т}$:

$$Q_{2т} = \frac{G_{т} \cdot C_{pm} \cdot \Delta t}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (5.4)$$

де: $G_{т}$ – добове надходження тари (т/добу); Визначається як добуток добового надходження вантажу на коефіцієнт котрий дорівнює, для картону 10% та для дерева 20%.

$$G_{т1} = 0,1 \cdot 11 = 1,1 \text{ т/добу}$$

$$G_{т2} = 0,1 \cdot 14 = 1,4 \text{ т/добу}$$

$$G_{т4} = 0,2 \cdot 7,24 = 1,448 \text{ т/добу}$$

Δt – різниця температур при надходженні та зберіганні продукту, °С;

						Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$C_{рт}$ – питома теплоємність тари, кДж/кг·К.

$C_{рт} = 2,5$ кДж/кг·К - для дерева та для картонної – 1,46 кДж/кг·К.

Температура продукта що поступає у першу камеру складає +8 °С що обумовлюється транспортуванням продукта у рефрижераторах .

Температура продукта у другу камеру складає +5. Продукт у третю камеру поступає з температурою -6°С ,а в четверту 20 °С.

Камера 1

$G_d = 1,1$ т/добу

$\Delta h = 24,7$ кДж/кг

$$Q_{2в} = \frac{11 \cdot (350,7 - 326)}{0,0864} = 3144,67 \text{ Вт}$$

$$Q_{2т} = \frac{1,1 \cdot 1,46 \cdot (8 - 2)}{0,0864} = 111,527 \text{ Вт}$$

Розрахунки вносимо до таблиці 3 для кожної камери.

Таблиця 3. Теплопритоки від продукту

Камери	Gп	Gт	tp	tk	hp	hk	Cпт	Q2 гр.	Q2 тара	сумма Q2
1	11	1,1	8	2	350,7	326	1,46	3144,676	111,528	3256,204
2	14	1,4	5	0	249,15	235,5	1,46	2211,806	118,287	2330,093
3	5,52	0	-6	-15	52	12,2	0	2542,778	0	2542,778
4	7,24	1,448	20	4	346,5	286,7	2,5	5011,01852	670,37	5681,388

5.3 Розрахунок теплопритоків із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних приміщень

Для камери довготривалого зберігання морожених продуктів вентиляція не передбачається, тому теплоприпливи відсутні. Для зберігання плодів та овочів теплопритоки від вентиляції розраховуються за наступною формулою:

$$Q_3 = \frac{V_{\text{буд}} \cdot a \cdot \rho_k \cdot (h_n - h_k)}{3,6\tau}, \text{ Вт} \quad (5.5)$$

Де:

ρ_k - щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджувального приміщення, кг/м³;

Δh – різниця ентальпій повітря при надходженні та зберіганні вантажу (кДж/кг).

де $V_{\text{буд}}$ – чистий об'єм камери з урахуванням ізоляції, м³;

a – кратність повітрообміну за добу. Приймається 4;

ρ_k – щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджуваного приміщення, кг/м³

При температурі 4°C, $\rho_k = 1,27 \text{ кг/м}^3$

h_n та h_k – ентальпії зовнішнього повітря та повітря в камері, кДж/кг.

При температурі 4°C та відносній вологості 80% $h_k = 14 \text{ кДж/кг}$

При температурі 30°C та відносній вологості 70% $h_n = 79 \text{ кДж/кг}$

τ – щодобовий інтервал часу, протягом якого здійснюють вентиляцію камер і дорівнює 24 год.

$V_{\text{буд}} = 64 \text{ м}^3$

$$Q_3 = \frac{64 \cdot 4 \cdot 1,27 \cdot (79 - 14)}{3,6 \cdot 24} = 244,592 \text{ Вт}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

5.4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел

Проводимо розрахунки для першої камери.

Теплоприток від електричного освітлення

$$Q_4^1 = q_4^1 \cdot j_{cs} \cdot F_B, \text{ Вт} \quad (5.6)$$

де q_4^1 - питома норма потужності світильників загального освітлення.

Приймаємо рівним 3 Вт;

j_{cs} - коефіцієнт одночасності роботи світильників. При двохзонному ділені камери приймається 0,67, при трьохзонному - 0,33;

F_B - будівельна площа охолоджуваного приміщення, м²

1 камера:

$$Q_4^1 = 3 \cdot 0,67 \cdot 35 = 70,35 \text{ Вт}$$

2 камера:

$$Q_4^1 = 3 \cdot 0,33 \cdot 83 = 82,17 \text{ Вт}$$

3 камера :

$$Q_4^1 = 3 \cdot 0,33 \cdot 64 = 63,36 \text{ Вт}$$

4 камера :

$$3 \cdot 0,67 \cdot 15 = 30,15 \text{ Вт}$$

Теплоприплив від електричних двигунів

При розташуванні електродвигуна поза охолоджуваним об'єктом, у розрахунок

Q_4'' враховується лише його корисна потужність, яка дорівнює $N_e \eta_{дв}$,

Де $\eta_{дв}$ – коефіцієнт корисної дії електродвигуна, тобто розрахункова потужність $N_{дв} = N_e \eta_{дв}$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
						59

$N_{\partial\partial}$ - розрахункова потужність електродвигуна. Оскільки не відомі потужності електродвигунів, розраховуємо за наступною формулою:

$$\sum N_{\partial\partial} = 1,2(Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m \quad (5.7)$$

1 камера :

$$Q''_{\partial\partial 1} = 1,2(458,17 + 3256,204) \cdot 0,14 = 624,01 \text{ Вт}$$

2 камера :

$$Q''_{\partial\partial 2} = 1,2 \cdot (812,82 + 2330,093) \cdot 0,14 = 528 \text{ Вт}$$

3 камера :

$$Q''_{\partial\partial 3} = 1,2(834,54 + 2542,778) \cdot 0,17 = 688,972 \text{ Вт}$$

4 камера

$$Q''_{\partial\partial 4} = 1,2(751,68 + 5681,388 + 244,592) \cdot 0,14 = 1121,846 \text{ Вт}$$

де m - коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача.

$m = 0,12 \dots 0,17$ для малих холодильних камер підприємств торгівлі.

Теплоприпливи від працюючих людей

$$Q_4''' = q_4''' \cdot n, \text{ Вт} \quad (5.8)$$

де n – кількість людей, чол.;

q_4''' - тепловиділення однієї працюючої людини, Вт.

$$q_4''' = 270 - 6 \cdot t_k \quad (5.9)$$

1 камера

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

						Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 камера

$$Q_4^{III} = (270 - 6 \cdot 0) \cdot 2 = 540 \text{ Вт}$$

3 камера

$$Q_4^{III} = (270 - 6 \cdot (-15)) \cdot 2 = 720 \text{ Вт}$$

4 камера

$$Q_4^{III} = (270 - 6 \cdot 4) \cdot 2 = 492 \text{ Вт}$$

Теплоприплив при відкриванні дверей

$$Q_4^{IV} = B \cdot F_B, \text{ Вт} \quad (5.10)$$

де В – питома витрата холоду при відкриванні дверей. Він залежить від призначення камери та її площі і тому для камери зберігання охолоджених продуктів площею 35 м², В=17, для камери зберігання заморожених продуктів площею 15 м², В = 13, для камери площею 90 м² В = 9 та для камери площею 60 м² В= 9.

1 камера

$$Q_4^{IV} = 35 \cdot 17 = 595 \text{ Вт}$$

2 камера

$$Q_4^{IV} = 90 \cdot 9 = 810 \text{ Вт}$$

3 камера

$$Q_4^{IV} = 60 \cdot 9 = 540 \text{ Вт}$$

4 камера

$$Q_4^{IV} = 15 \cdot 13 = 195 \text{ Вт}$$

Отримані розрахунки вносимо до таблиці 4

Таблиця 4. Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

	Q_4^I , Вт	Q_4^{II} , Вт	Q_4^{III} , Вт	Q_4^{IV} , Вт	ΣQ_4 , Вт
Камера 1	70,35	624.01	516	595	1805.36
Камера 2	82,17	528	540	810	1960.17
Камера 3	63,36	688.792	720	540	2012.152
Камера 4	30,15	1121.846	492	195	1838.996

5.5. Розрахунок теплопритоків від дихання плодів та овочів

Тепло притоки від дихання плодів і овочів визначають з урахуванням того, що в камеру завантажують плоди або овочі, що вимагають охолодження до температури збереження:

$$Q_5 = q_5^I \cdot G_n + q_5^{II} \cdot (G - G_n), \text{ Вт} \quad (5.11)$$

де G_n - максимальне надходження плодів і овочів у камеру, т;

q_5^I та q_5^{II} - питомі тепловиділення плодів та овочів при температурі їхнього надходження та збереження, Вт/т;

Кількість виділюваної теплоти від температури має експонентний характер:

$$q_t = q_0 e^{bt}, \text{ Вт/т} \quad (5.12)$$

де b – температурний коефіцієнт, $^{\circ}\text{C}^{-1}$ і дорівнює 0,0668

Оскільки тільки в третій камері знаходяться фрукти, саме для цієї камери проводимо розрахунок. В інших камерах цей теплоприток буде рівним нулю.

$$q_5^I = 25,3 \cdot e^{0,1 \cdot 20} = 559,21 \text{ Вт/т}$$

$$q_5^{II} = 25,3 \cdot e^{0,1 \cdot 4} = 111,843 \text{ Вт/т}$$

$$Q_5 = 559,21 \cdot 7,24 + 111,843 \cdot (14,4 - 7,24) = 4849,476 \text{ Вт}$$

6. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	62

Усі отриманні значення теплопритоків заносимо до таблиці 5. В залежності від типу теплопритоку навантаження на компресор буде коливатися від 20 до 100% від даного теплопритоку. $Q_1 = 100\%$, $Q_2 =$ (для охолоджених продуктів) 20% , а для плодів та овочів – 50% , $Q_3, Q_4, Q_5 = 100\%$. Навантаження на прилади охолодження у всіх випадках буде 100% .

№ камери	Q ₁ , Вт		Q ₂ , Вт		Q ₃ , Вт		Q ₄ , Вт		Q ₅ , Вт	
	П.О	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ	П.О.	КМ
1	458,1 7	458,1 7	3256, 2	651,2 4	0,0	0,0	1805,3 6	1805,3 6	0,0	0,0
2	812,8 2	812,8 2	2330	466	0,0	0,0	1960,1 7	1960,1 7	0,0	0,0
3	834,5 4	834,5 4	2542, 77	508,5 54	0,0	0,0	2012,1 52	2012,1 52	0,0	0,0
4	751,6 8	751,6 8	5681, 38	2840, 69	244,5 92	244,5 92	1838,9 96	1838,9 96	4849,4 76	4849, 76

Таблиця 5. Навантаження на прилади охолодження та компресори

Камера	ΣQ , Вт	
	П.О.	КМ
1	5519,73	2914,77
2	5102,99	3238,99
3	5389,462	3355,246
4	13366,124	10525,718

6.1. Розрахункове теплове навантаження компресорів

У холодильних установках з одним споживачем холоду розрахункове теплове навантаження Q_{pk} для добору компресорів визначають за формулою:

$$Q_{pk} = \sum Q_{km} \frac{\varepsilon_n}{b_k}, \text{ Вт} \quad (6.1)$$

Де: b_k - коефіцієнт робочого часу компресорів. Приймаємо його рівним 0,85;

ε_n - коефіцієнт утрат при транспортуванні холоду. Приймаємо його рівним 1,06.

На температуру кипіння -8°C (камера 1)

$$Q_{pk} = 2914,77 \cdot 1,06 / 0,85 = 3,634 \text{ кВт}$$

На температуру кипіння -8°C (камера 2)

$$Q_{pk} = 3238,99 \cdot 1,06 / 0,85 = 4,039 \text{ кВт}$$

На температуру кипіння -28°C (камера 3)

$$Q_{pk} = 3355,246 \cdot 1,06 / 0,85 = 4,184 \text{ кВт}$$

На температуру кипіння -6°C (камера 4)

$$Q_{pk} = 10525,718 \cdot 1,06 / 0,85 = 13,126 \text{ кВт}$$

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

6.2 Підбір повітроохолоджувачів для камер

Камера	Марка	Модель	Q ₀ ,кВт
1	Guentner	040.2F/17-ANW50	6,6
2	Guentner	040.2F/17-ANW50	6,6
3	Спроектований	-	6
4	Guentner	050.2F/17-ANS50	14,7

6.3 Підбір холодильного обладнання в торговому залі

Тип	Марка	Модель	температура	Q ₀ ,кВт	Кіл - сть	Σ кВт
Низькотемпературні	КОХКА	GHS64 (4)	-15...-18 °C	0,26	4	1,04
	КОХКА	DN 116 (3)	-15...-18 °C	0,94	2	1,88
Середньотемпературні	КОХКА	MCL118	-1...+4 °C	0,86	3	2,58
	КОХКА	MCL128(3)	1...+4 °C	0,6	1	0,6
	КОХКА	VSS726 (4)	-1...+7°C	0,84	2	1,68
	КОХКА	VLL726(4)	-1...+5°C	0,9	1	0,9
	КОХКА	SVS726(4)	-1...+7°C	0,94	2	1,88

6.4. Підбір холодильного устаткування

В якості охолоджуючих приладів обираємо поточні та пристінні фреонові реберені повітроохолоджувачі. У загальному випадку апарат підбирають по необхідній площі його теплообмінної поверхні. Чисельне значення визначають за формулою:

$$F = \frac{Q}{nk\theta}, \text{ м}^2 \quad (6.2)$$

де Q – розрахункове теплове навантаження, Вт;

n – число апаратів, що підбирається залежно від її площі ;

k – коефіцієнт теплопередачі апарату, Вт/(м²К). Для фреонових реберених повітроохолоджувачів приймаємо 18 Вт/(м²К);

θ – середній температурний напір між середовищами, К. Для фреонових реберених повітроохолоджувачів приймаємо 13 К.

Площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувача першої камери:

$$F_1 = 3634 / (1 \cdot 18 \cdot 13) = 15,52 \text{ м}^2$$

Площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувача другої камери:

$$F_2 = 4039 / (2 \cdot 18 \cdot 13) = 8,63 \text{ м}^2$$

Площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувача третьої камери:

$$F_3 = 4184 / (1 \cdot 18 \cdot 13) = 17,88 \text{ м}^2$$

Площа теплообмінної поверхні повітроохолоджувача четвертої камери:

$$F_4 = 13126 / (3 \cdot 18 \cdot 13) = 18,69 \text{ м}^2$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

7,ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ І ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ

Завданням теплового розрахунку холодильної машини є:

- визначення споживаної об'ємної продуктивності компресорів;
- Підбір компресорів;
- визначення споживаної потужності;
- визначення теплового навантаження на компресора.

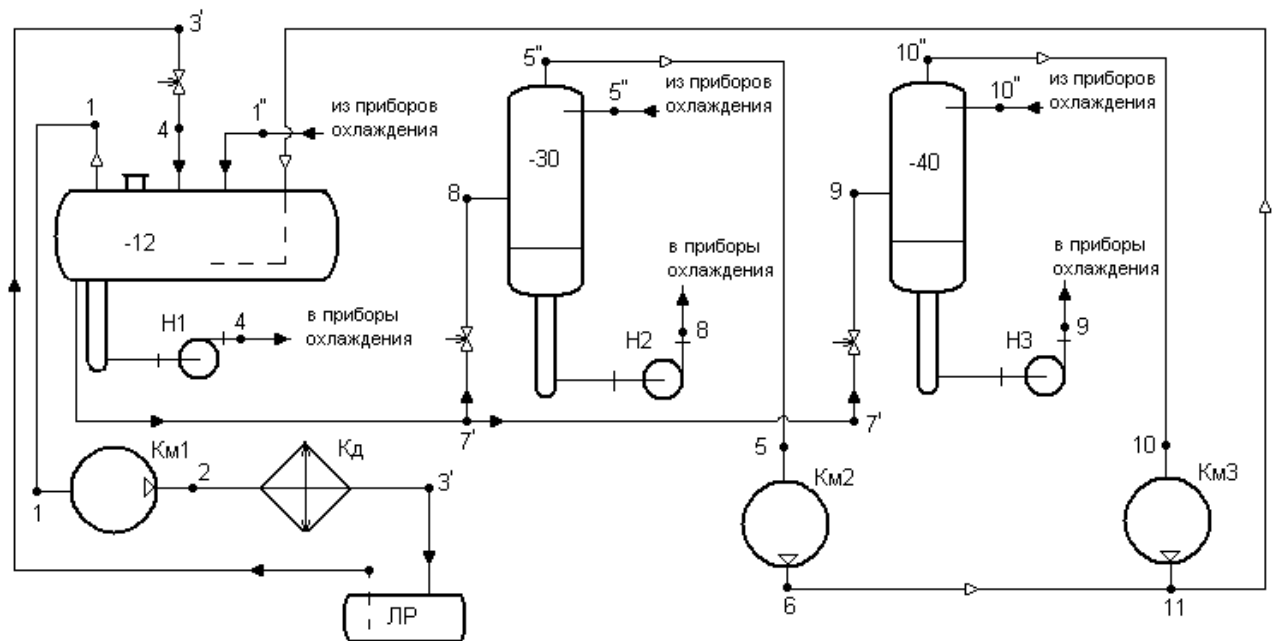


Рис.1. Двухступінчатахолодильна машина транскритичного циклу с трьома температурами кипіння и с компаудним циркуляційним ресивером.

Вибираємо розрахункові параметри холодильної машини.

Агент –CO₂.

Температура зовнішнього повітря:

$$T_{зв} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Навантаження на компресора:

$$Q_{0(-28)} = 8,941 \text{ кВт}; \quad Q_{0(-8)} = 13,125 \text{ кВт}; \quad Q_{0(-6)} = 22,875 \text{ кВт}.$$

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

Температури кипіння і відповідні тиску кипіння:

$t_0 = -28, -8, -6 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $P_0 = 0.1, 5, 2, 8, 3 \text{ МПа}$.

Температура і тиск конденсації:

$t_k = t_{зв} = 31$; $P_k = 8,5 \text{ МПа}$.

Тепловий розрахунок

За допомогою діаграми знаходимо параметри в вузлових точка циклу. Значення температури, тиску, ентальпії і питомої обсягу в характерних точках наведені в таблиці 7.1.

	1	1''	2	2''	3'	4	5	5''	6	7'	8	9	10	10'	11
P, МПа	3	3	8.5	8.5	8.5	3	2.8	2.8	3	3	2.8	1.5	1.5	1.5	3
t, $^{\circ}\text{C}$	-6	4	89	40	31	-6	2	-8	9	-6	-8	-28	-18	-28	25
h, кДж/кг	45	43	49	17	30	30	45	43	45	18	18	18	45	44	47
г	0	1	3	15	9	9	0	2	9	1	1	1	3	0	3
V, м ³ /кг	0.0	-	-	-	-	-	0,0	-	-	-	-	-	0,0	-	-
	13						15						27		

Таблиця 7.1.

Сводна таблиця параметрів в вузлових точках циклу.

$$t_{вс} = t_0 + \Delta t, \quad \Delta t = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначити основні параметри теоретичного циклу і необхідну об'ємну продуктивність компресорів.

1. Питома масова холодопродуктивність:

$$q_{0(-28)} = h_{10}'' - h_9 = 440 - 181 = 259 \text{ кДж/кг}; \quad (7.1)$$

$$q_{0(-8)} = h_5'' - h_8 = 432 - 181 = 251 \text{ кДж/кг};$$

$$q_{0(-6)} = h_1'' - h_4 = 431 - 309 = 122 \text{ кДж/кг}.$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_{v(-28)} = \frac{q_{0(-28)}}{V_{10}} = \frac{259}{0.027} = 9592 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}; \quad (7.2)$$

$$q_{v(-8)} = \frac{q_{0(-8)}}{V_5} = \frac{251}{0.015} = 16733 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3};$$

$$q_{v(-6)} = \frac{q_{0(-12)}}{V_1} = \frac{122}{0.013} = 9384, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

3. Питома адіабатна робота компресора:

$$l_{a(-28)} = h_{11} - h_{10} = 473 - 453 = 20, \text{ кДж/кг}; \quad (7.3)$$

$$l_{a(-8)} = h_6 - h_5 = 459 - 450 = 9, \text{ кДж/кг};$$

$$l_{a(-6)} = h_2 - h_1 = 493 - 450 = 43, \text{ кДж/кг}.$$

4. Масова витрата циркулюючого агента, який треба відводити від циркуляційних ресіверів:

$$G_{a(-28)} = \frac{Q_{0(-28)}}{q_{0(-28)}} = \frac{8,941}{259} = 0.034 \text{ кг/с}; \quad (7.4)$$

$$G_{a(-8)} = \frac{Q_{0(-8)}}{q_{0(-8)}} = \frac{13,125}{251} = 0.052 \text{ кг/с};$$

						Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_{a(-6)} = \frac{Q_{0(-6)}}{q_{0(-6)}} = \frac{22,825}{122} = 0.187 \text{ кг/с};$$

5. Необхідний сумарний масовий витрата холодоагенту в компресорі СВД:

$$G_{a1} = G_{a(-28)} \frac{h_{11} - h_{7'}}{h_{1''} - h_4} + G_{a(-8)} \frac{h_6 - h_{7'}}{h_{1''} - h_4} + G_{a(-6)}, \text{ кг/с} \quad (7.5)$$

$$G_{a1} = 0.034 \cdot \frac{450 - 181}{431 - 309} + 0.052 \cdot \frac{459 - 181}{431 - 309} + 0.187 = 0.379, \text{ кг/с}$$

6. Для визначення необхідної об'ємної продуктивності компресора знайдемо коефіцієнт подачі:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w' \quad (7.6)$$

λ_c - коефіцієнт враховує мертвий простір компресора

λ_w' - коефіцієнт враховує об'ємні втрати

$$\lambda_c = 1 - c \left[\left(\frac{P_{k(np)}}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (7.7)$$

где c - відносна величина мертвого простору

$$c = 0.03$$

m – показник політропи розширення з мертвого простору

$$m = 1$$

$$\lambda_w' = \frac{T_o}{T_{k(np)}} \quad (7.8)$$

при $t_0 = -28^\circ \text{C}$

$$\lambda_w' = \frac{245}{267} = 0.91$$

						Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot \left[\left(\frac{3}{1.5} \right) - 1 \right] = 0.97$$

$$\lambda = 0.97 \cdot 0.91 = 0.882$$

при $t_0 = -8 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\lambda_w' = \frac{265}{267} = 0.99$$

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot \left[\left(\frac{3}{2.8} \right) - 1 \right] = 0.99$$

$$\lambda = 0.99 \cdot 0.99 = 0.98$$

при $t_0 = -6 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\lambda_w' = \frac{267}{304} = 0.87$$

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot \left[\left(\frac{8.5}{3} \right) - 1 \right] = 0.945$$

$$\lambda = 0.945 \cdot 0.87 = 0.82$$

7. Необхідна продуктивність компресорів:

$$V_T = \frac{G_a \cdot V}{\lambda}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.9)$$

$$V_{T(-28)} = \frac{0.034 \cdot 0.027}{0.88} = 0.00104 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{T(-8)} = \frac{0.052 \cdot 0.015}{0.98} = 0.00079 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{T(-6)} = \frac{0.187 \cdot 0.013}{0.82} = 0.0029 \text{ м}^3/\text{с}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

За значенням $V_{h.тр.т}$ вибираємо для температури кипіння $t_0 = -28^{\circ}\text{C}$ – два гвинтових маслозаповнених компресора марки OZEN OBS 25, середньої холодопродуктивності на стандартному режимі: $Q_0 = 74$ кВт; $N_e = 18,5$ кВт; з сумарного об'ємом описаних поршнями $\Sigma V_{h.км} = 2 \cdot 0,035 = 0,07$ м³ / с. Для ступені високого тиску при температурі кипіння $t_0 = -6^{\circ}\text{C}$ – три компресора марки GEA Bock HA з сумарного об'ємом описаних поршнями $\Sigma V_{h.км} = 3 \cdot 0,0017 = 0,0051$ м³ / с, та $Q_0 = 37$ кВт; $N_e = 9,6$ кВт Для температури кипіння $t_0 = -8^{\circ}\text{C}$ – теж саме.

8. Дійсний масовий витрата:

$$\Sigma G_{км(-28)} = \frac{\lambda_{(-28)} \Sigma V_{h.км(-28)}}{V_{10}} = \frac{0,88 \cdot 0,07}{0,027} = 2,281, \text{ кг/с.} \quad (7.10)$$

$$\Sigma G_{км(-8)} = \frac{\lambda \Sigma V_{h.км(-8)}}{V_5} = \frac{0,98 \cdot 0,0051}{0,015} = 0,333, \text{ кг/с.}$$

$$\Sigma G_{км(СВД)} = \frac{\lambda_{(-12)} \Sigma V_{h.км(-12)}}{V_1} = \frac{0,82 \cdot 0,0051}{0,013} = 0,321, \text{ кг/с.}$$

9. Сумарна теоретична потужність:

$$\Sigma N_{T(-28)} = \Sigma G_{км(-28)} \cdot l_{a(-28)} = 2,281 \cdot 20 = 45,62 \text{ кВт;} \quad (7.11)$$

$$\Sigma N_{T(-8)} = \Sigma G_{км(-8)} \cdot l_{a(-8)} = 0,333 \cdot 9 = 2,997 \text{ кВт;}$$

$$\Sigma N_{T(-6)} = \Sigma G_{км(-6)} \cdot l_{a(-6)} = 0,321 \cdot 43 = 13,803 \text{ кВт.}$$

10. Індикаторна потужність компресорів. Приймаємо = 0.75 - індикаторний К.П.Д компресора.

$$N_{i(-28)} = \frac{N_{T(-28)}}{\eta_i} = \frac{45,62}{0,75} = 60,826 \text{ кВт} \quad (7.12)$$

$$N_{i(-8)} = \frac{N_{T(-8)}}{\eta_i} = \frac{2,997}{0,75} = 3,996 \text{ кВт}$$

						Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{i(-6)} = \frac{N_{T(-6)}}{\eta_i} = \frac{13,803}{0.75} = 18,404 \text{ кВт}$$

11. Ефективна потужність компресора:

$$N_l = N_i + N_{тр} \text{ кВт.} \quad (7.13)$$

$$N_{тр} = \Sigma V_{h.км} \cdot p_{тр} \quad (7.14)$$

$p_{тр}$ – середній тиск труться парів

$$p_{тр} = 60 \text{ кПа}$$

$$N_{l(-28)} = 60,826 + 0,07 \cdot 60 = 65,026 \text{ кВт}$$

$$N_{l(-8)} = 3,996 + 0.0051 \cdot 60 = 4,302 \text{ кВт}$$

$$N_{l(свд)} = 18,404 + 0.0051 \cdot 60 = 18,771 \text{ кВт}$$

12. Загальна потужність, споживана електродвигунами компресорів з мережі.

$\eta_{эл.дв}$ - К.П.Д електродвигуна

$$\eta_{эл.дв} = 0.9$$

$$N_{э(-28)} = \frac{N_{l(-28)}}{\eta_{эл.дв}} = \frac{65,026}{0.9} = 72,251 \text{ кВт} \quad (7.15)$$

$$N_{э(-8)} = \frac{N_{l(-8)}}{\eta_{эл.дв}} = \frac{4,302}{0.9} = 23.4 \text{ кВт}$$

$$N_{э(свд)} = \frac{N_{l(свд)}}{\eta_{эл.дв}} = \frac{18,771}{0.9} = 20,856 \text{ кВт}$$

						Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Розраховуємо навантаження на конденсатор, відповідно до неї підбираємо тип конденсатора для холодильної установки.

Теплове навантаження на конденсатор в теоретичному циклі:

$$Q_K = \sum G_{\kappa\mu(CBД)} \cdot q_{\kappa} = 0,321 \cdot (493 - 309) = 59,064 \text{ кВт} \quad (7.16)$$

14. Дійсна холодопродуктивність компресорів:

$$Q_{0(-28)} = \sum Q_{0m(-28)} \frac{\sum V_{h.\kappa\mu(-28)}}{V_{h.m(-28)}} = 8,941 \cdot \frac{0,07}{0,00104} = 601,79 \text{ кВт}$$

$$Q_{0(-8)} = \sum Q_{0m(-8)} \frac{\sum V_{h.\kappa\mu(-8)}}{V_{h.m(-8)}} = 13,125 \cdot \frac{0,0051}{0,00079} = 184,731 \text{ кВт}$$

$$Q_{0(-6)} = \sum Q_{0m(-6)} \frac{\sum V_{h.\kappa\mu(-6)}}{V_{h.m(-6)}} = 22,875 \cdot \frac{0,0051}{0,0029} = 40,228 \text{ кВт}$$

15. Дійсне теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_{\kappa\mu} = Q_{0(-28)} + Q_{0(-8)} + Q_{0(-6)} + N_{i(-28)} + N_{i(-8)} + N_{i(-6)}, \text{ кВт} \quad (7.17)$$

$$Q_{\kappa\mu} = 601,79 + 184,731 + 40,228 + 60,826 + 3,996 + 18,404 = 909,975, \text{ кВт.}$$

16. Середній коефіцієнт робочого часу компресорів:

$$\phi = \frac{\sum V_m}{\sum V_{\kappa\mu}} = \frac{0,00104 + 0,00079 + 0,0029}{0,07 + 0,0051 + 0,0051} = 0,058 \quad (7.18)$$

17. Необхідна площа теплопередаючої поверхні конденсатора:

$$F = \frac{Q_{\kappa\mu}}{q_F} = \frac{909,975}{4} = 227,493 \text{ м}^2 \quad (7.19)$$

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

8. Тепловий розрахунок гвинтового маслозаповненого компресора на R744

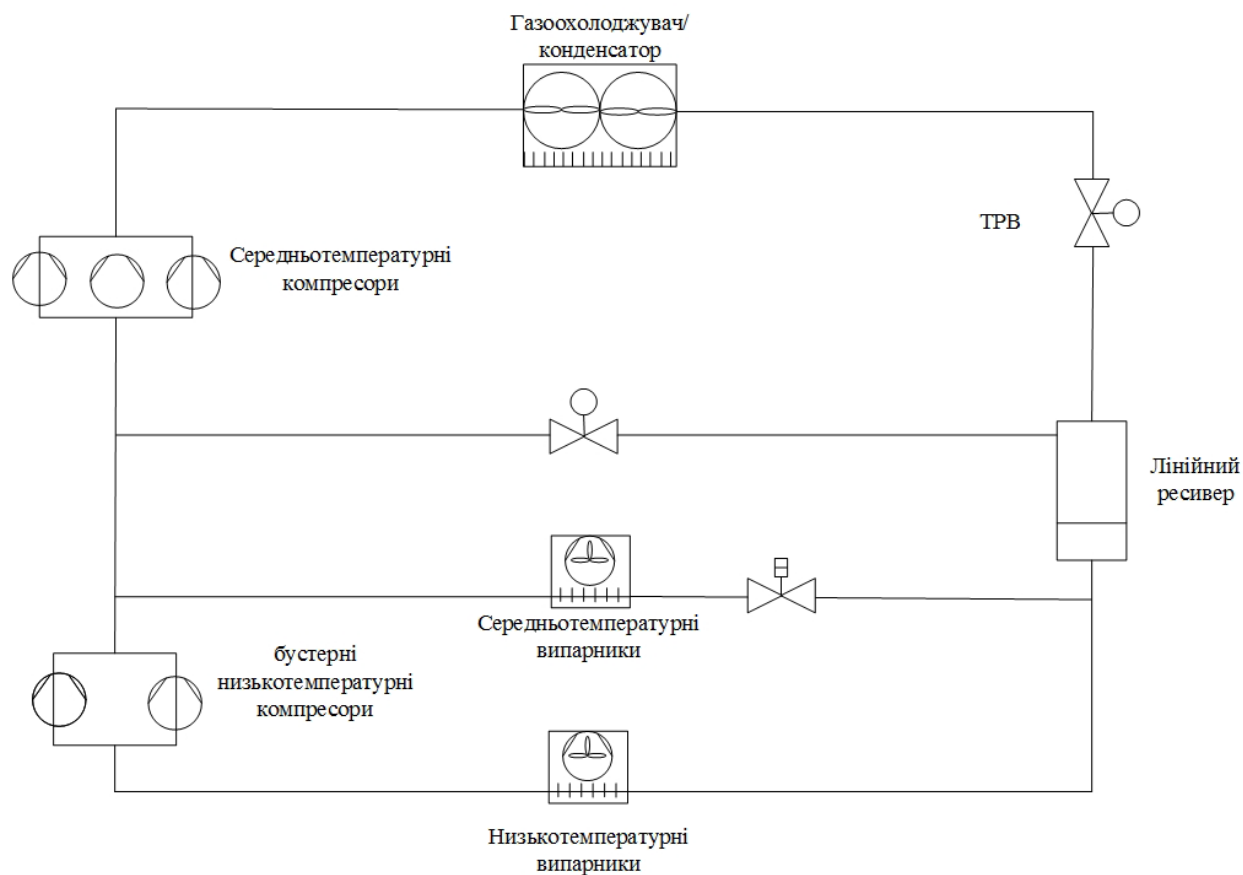


Рис.1 Холодильна схема із гвинтовим маслозаповненим компресором

Параметри циклу для R-744

Параметри	Од.в им.	Точки				
		10''	10	11	7'	9
Тиск, Р	мПа	1.5	1.5	3	3	1.5
Температура, t	°C	-28	-18	25	-6	-28
Ентальпія, h	кДж/ кг	440	453	473	196	19 6
Об'єм, v	кг/ м³	0.027				

$$Q_0 = 8.941 \text{ кВт}$$

Питома масова холодопродуктивність:

$$\Delta q_0 = h_{10''} - h_9 = 440 - 181 = 259 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (8.1)$$

Питома масова холодопродуктивність яка збільшується в циклі за рахунок переохолодження:

$$q'_0 = h_{10} - h_9 = 453 - 181 = 272 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (8.2)$$

Масова витрата агенту:

$$M_a = \frac{Q_0}{q'_0} = \frac{Q_0}{h_{10} - h_{49}} = \frac{8.941}{453 - 181} = 0.032 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right) \quad (8.3)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot V_1 = 0.032 \cdot 0.0257 = 0,00086 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right) \quad (8.4)$$

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0,00086}{0.72} = 0,0012 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right) \quad (8.5)$$

де: λ - коефіцієнт подачі компресора, який визначається по рис.8.8,а:

Теоретична робота стиснення в процесі 10-11:

$$l_T = h_{11} - h_{10} = 473 - 453 = 20 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (8.6)$$

Дійсна робота стиснення (умовна) в процесі 10-11'' :

$$l_d = \frac{l_T}{\eta_c} = \frac{20}{0.71} = 28.169 \quad (8.7)$$

						Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де; η_e - ефективний ккд при збільшенні тиску

$\eta_e = 0,71$ визначається по рис.8.8 для $P_k/P_0=2$

Ентальпія пари після стиснення в реальному процесі:

$$h_b = h_{10''} + l_d = 440 + 28.169 = 468.169 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (8.8)$$

Визначаємо по діаграмі ентальпії пари після проміжного відсмоктування пари в т.7 $h_{5''} = 432 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$:

Реальний процес стиснення:

$$h_r = \frac{h_b + \alpha \cdot h_{5''}}{1 + \alpha} = \frac{468.169 + 0.1 \cdot 432}{1 + 0.1} = 464.88 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (8.9)$$

Адіабатна потужність компресору:

$$N_a = M_a \cdot l_a = 0.032 \cdot 28 = 0.896 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e} = \frac{417.86}{0.75} = 1,194 \text{ кВт} \quad (8.10)$$

Реальний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{N_e}{Q_0} = \frac{1,194}{8,941} = 0.133 \quad (8.11)$$

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{теор.}} = \frac{q_0}{l_{\text{км}}} = \frac{272}{28} = 9,71 \quad (8.12)$$

						Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт перетворення цикла Карно:

$$\text{COP}_{\text{Карно}} = \frac{T_0}{T_{\kappa} - T_0} = \frac{245}{304 - 245} = 4.152 \quad (8.13)$$

Теоретичний ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стд}}^{\text{теор}} = \frac{\text{COP}_{\text{теор.}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}} = \frac{9,71}{4.152} = 2,33 \quad (8.14)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійсн.}} = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{8,941}{1,994} = 4,48 \quad (8.15)$$

Дійсний ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стд}}^{\text{дійсн}} = \frac{\text{COP}_{\text{дійсн.}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}} = 4,48/4,152 = 1.078 \quad (8.16)$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

9.Тепловий розрахунок поршневого компресора

Розрахунок на R-744

Вихідні дані:

$t_0 = -6\text{ }^{\circ}\text{C};$

$t_k = +31\text{ }^{\circ}\text{C};$

$Q_0 = 7,625\text{ кВт}$

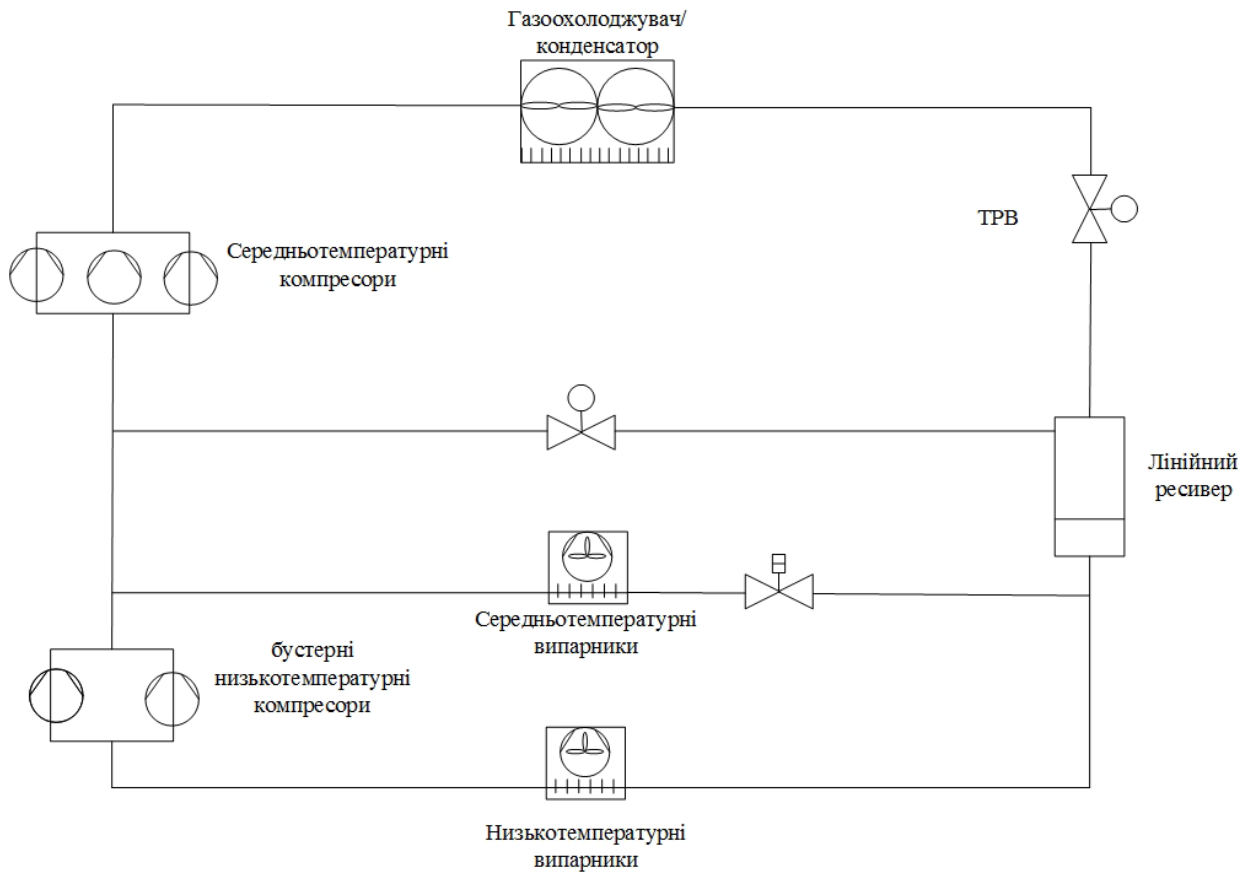


Схема і цикл холодильної машини

Параметри циклу:

Параметри	Од.в им.	Точки					
		1	2	3'	4	7'	1''
Тиск, Р	мПа	3	8,5	8,5	3	3	3
Температура, t	°C	-6	89	31	-6	-6	4
Ентальпія, h	кДж/ кг	450	493	309	309	181	431
Обєм, v	кг/ м³	0.013					

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_{7'} = 450 - 309 = 141 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (9.1)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{V_1} = \frac{141}{0.013} = 10846 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right) \quad (9.2)$$

Питома адіабатна робота стиску:

$$l = h_2 - h_1 = 493 - 450 = 43 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (9.3)$$

Питоме тепло, відведене в конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_{3'} = 493 - 309 = 184 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right) \quad (9.4)$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{7,625}{141} = 0,054 \left(\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right) \quad (9.5)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot V_1 = 0,054 \cdot 0.013 = 0,000702 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right) \quad (9.6)$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w \quad (9.7)$$

де:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \text{ і } \lambda'_w = \frac{T_0}{T_k}$$

тут:

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

λ_c – коефіцієнт подачі, який враховує вплив «мертвого простору»;

C - відносна величина «мертвого простору». В компресорі приймається $C = 0.05$;

m – показник політропи зворотного розширення з «мертвого простору»;

λ'_w - коефіцієнт, який враховує об'ємні втрати, обумовленні дроселюванням пари в

клапанах, підігрів пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей;

Θ - загальний перегрів робочої речовини на всмоктуванні:

$$\lambda_c = 1 - 0.05 \cdot \left[\left(\frac{8.5}{3} \right)^{\frac{1}{1.15}} - 1 \right] = 0.926$$

$$\lambda'_w = \frac{267}{304} = 0.878$$

$$\lambda = 0.926 \cdot 0.878 = 0.813$$

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} = \frac{0.000702}{0.813} = 0.00086 \left(\frac{m^3}{c} \right) \quad (9.8)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{km} = 0.054 \cdot 43 = 2.322 \text{ (кВт)} \quad (9.9)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ (кВт)} \quad (9.10)$$

де: η_i – індикаторний ККД:

$$\eta_i = \lambda'_w + b \cdot t_0 \quad (9.11)$$

						Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

b – коефіцієнт який приймаєм $b = 0.0025$

$$\eta_i = 0.878 + 0.0025 \cdot (-6) = 0.863$$

$$N_i = \frac{2,322}{0.863} = 2,69 \text{ (кВт)}$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{iтр}, \text{ кВт} \quad (9.12)$$

де: $P_{iтр}$ - середній індикаторний тиск тертя, приймаємо $P_{iтр} = 50 \text{ кПа}$

$$N_{тр} = 0,00086 \cdot 50 = 0,043 \text{ (кВт)}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_{тр} + N_i = 0,043 + 2,69 = 2,73 \text{ (кВт)} \quad (9.13)$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел,дв.}} = \frac{2,73}{0.85} = 3,215 \text{ (кВт)} \quad (9.14)$$

де: $\eta_{ел,дв.}$ - ККД електродвигуна. ККД – 85 %

Термодинамічна ефективність машини в цілому:

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{теор.} = \frac{q_0}{l_{км}} = \frac{141}{43} = 3,279 \quad (9.15)$$

Коефіцієнт перетворення цикла Карно:

$$COP_{Карно} = \frac{T_0}{T_k - T_0} = \frac{267}{304 - 267} = 7,21 \quad (9.16)$$

						Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теоретичний ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стд}}^{\text{теор}} = \frac{\text{COP}_{\text{теор.}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}} = \frac{3,279}{7,21} = 0.45 \quad (9.17)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійсн.}} = \frac{Q_0}{N_e} = \frac{7,625}{2,73} = 2,79 \quad (9.18)$$

Дійсний ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стд}}^{\text{дійсн}} = \frac{\text{COP}_{\text{дійсн.}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}} = \frac{2,79}{7,21} = 0.387 \quad (9.19)$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

10. Розрахунок повітроохолоджувача

1. Вихідні дані для розрахунку:

Дано:

холодопродуктивність апарату	$Q_0 = 6 \text{ кВт}$
температура повітря камери	$t_k = -18 \text{ }^\circ\text{C}$
відносна вологість повітря камери	$\varphi_k = 90 \%$
швидкість повітря у живому перетині апарату	$\omega = 4 \text{ м/с}$
температура кипіння холодильного агенту	$t_0 = -26 \text{ }^\circ\text{C}$

Ребро:

Висота	$h = 0.024 \text{ м}$
Діаметр ребра	$D_p = 0.052 \text{ м}$
Шаг ребра	$u = 0.012 \text{ м}$
Товщина у вершини	$\delta_{вр} = 0.0008 \text{ м}$
Товщина біля основи	$\delta_{ор} = 0.0012 \text{ м}$
Товщина ребра	$\delta_p = 0.001 \text{ м}$
Робочий агент R 717	
Матеріал (алюміній)	$\lambda = 180 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$

Труба:

Матеріал (мідь)	$\lambda = 404 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$
Зовнішній діаметр	$d_3 = 0.025 \text{ м}$
Внутрішній діаметр	$d_{вн} = 0.020 \text{ м}$
Товщина стінки	$\delta_{тр} = 0.0025 \text{ м}$
Коридорне розташування труб	

Крок труб в пучку:

поперечний :

$$S_1 = (D + 2\delta_{\text{и}}) + 0.003 = (0.076 + 2 * 0.003) + 0.003 = 0.085 \text{ м};$$

поздовжній:

$$S_2 = S_1 = (D + 2\delta_{\text{и}}) + 0.003 = 0.085 \text{ м};$$

діагональний :

$$S'_2 = [S_2^2 + \left(\frac{S_1}{2}\right)^2]^{0.5} = [0.085^2 + \left(\frac{0.085}{2}\right)^2]^{0.5} = 0.095 \text{ м};$$

Товщина алюмінієвого чохла на зовнішній поверхні сталеві труби дорівнює

$$\delta = 1.5 \text{ мм}; \text{ тоді } d_{\text{н}} = d_{\text{з}} + 2\delta = 0.025 + 2 * 0.0015 = 0.028 \text{ м}.$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

2. Тепловий розрахунок апарату

Задаємося підігріву повітря $\Delta t_b = (2..4) ^\circ \text{C}$, тоді температура повітря на виході з апарату складе:

$$t_2 \equiv t_k - 2 = -15 - 2 = -17 ^\circ \text{C} \quad (2.1)$$

Визначаємо середню температуру повітря:

$$t_{srp} \equiv 0.5 \cdot (t_2 + t_k) = 0.5 \cdot (-17 + -15) = -16 ^\circ \text{C} \quad (2.2)$$

Приймаємо температуру кипіння CO_2 :

$$t_0 \equiv t_{srp} - 10 = -16 - 10 = -26 ^\circ \text{C} \quad (2.3)$$

Визначаємо температурний напір:

$$\Theta \equiv t_{srp} - t_0 = -16 - -25 = 9 ^\circ \text{C} \quad (2.4)$$

Визначаємо з таблиці роботи теплофізичні властивості вологого повітря при визначальній температурі $t_{ср.п.}$:

$\nu_{п.} = 12,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_{п.} = 2,47 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності;

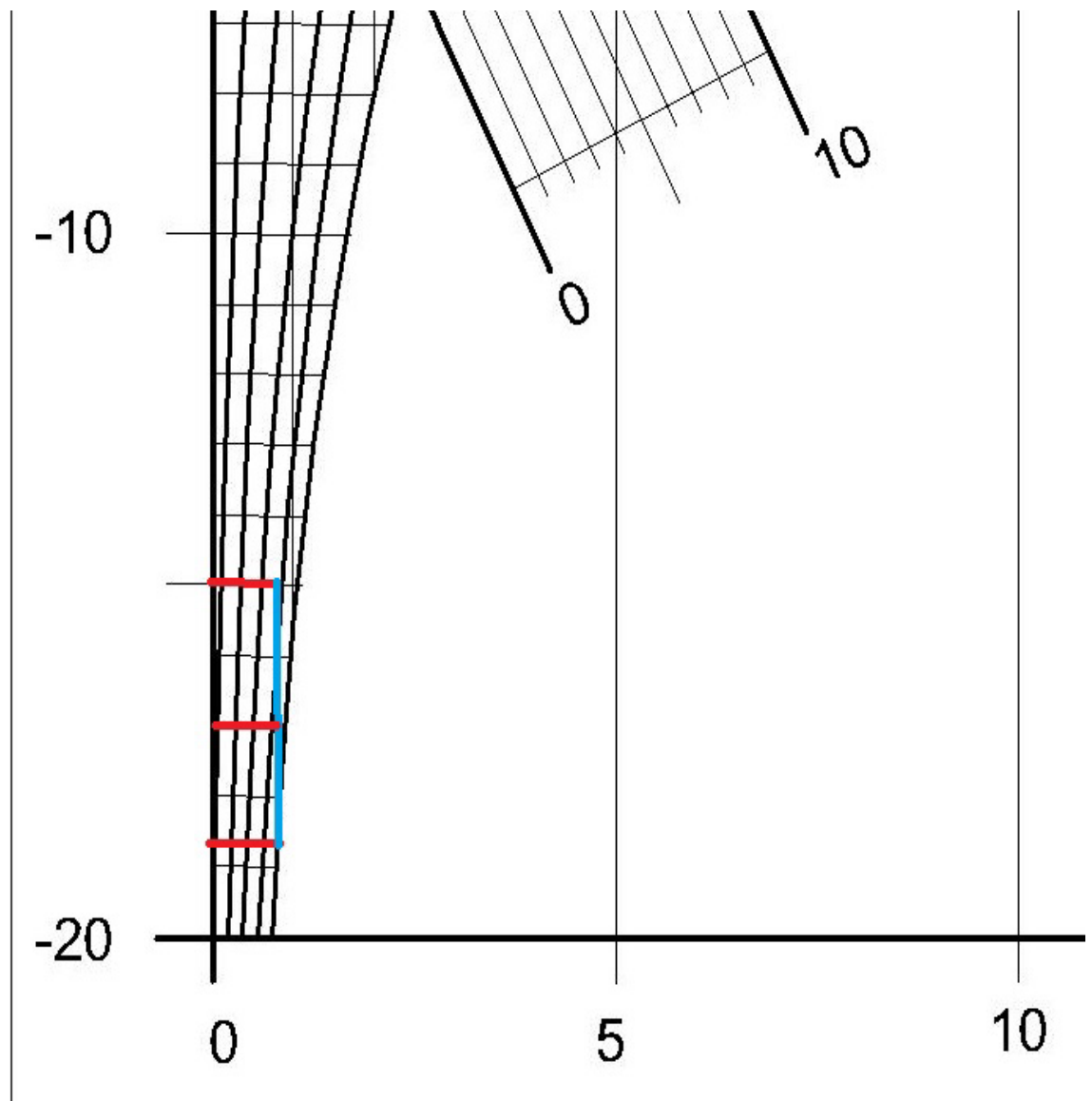
$Pr_{п.} = 0,714$ – число Прандтля;

$\rho_{п.} = 1,37 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина;

$C_{п.} = 1,0078 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - питома теплоємність.

Діаграмою $h-d$ представляємо процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі в наступній послідовності $1 \rightarrow \text{П} \rightarrow 2$. (мал. 1)

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87



мал.1 Процес змінення стану повітря в повітроохолоджувачі

Для цього задаємося середньою температурою поверхні повітроохолоджувача (інею) $t_{\text{п}}$ з умови, що $t_0 < t_{\text{п}} < t_{\text{к}}$, використовуючи приблизне співвідношення $t_{\text{п}} = t_{\text{к}} - (0,1..0,8) \cdot \Theta$.

Приймаємо в першому наближенні значення температури поверхні інею :

$$t_{\text{р}} \equiv t_{\text{к}} - 0,41 \cdot \Theta = -15 - 0,41 \cdot 9 = -18,69 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.5)$$

грунтуючись на принципі трикутників, можна записати:

$$(d_1 - d_{\text{п}}) / (t_1 - t_{\text{п}}) = (d_1 - d_2) / (t_1 - t_2).$$

№ точки	t, °C	d·10 ⁻³ , кг/кг	h, кДж/кг	φ, %
1	-15	0.925	-12,5	90
2	-17	0.853	-14,8	97
3 (п)	-18,7	0.74	-16,7	100

Звідси невідоме значення вологовмісту повітря на виході з апарату дорівнюватиме:

$$d_2 \equiv d_1 - \left[(t_1 - t_2) \cdot \frac{(d_1 - d_3)}{(t_1 - t_3)} \right] = 0.925 \cdot 10^{-3} - (-15 - -17) \cdot \frac{0.925 \cdot 10^{-3} - 0.74 \cdot 10^{-3}}{-15 - -18.69} = 8.247 \times 10^{-4} \text{ , кг/кг (2.6)}$$

Відносна вологість повітря на виході з апарату дорівнюватиме:

$$\varphi_2 \equiv \frac{d_2}{d_2''} = \frac{8.247 \times 10^{-4}}{0.853 \cdot 10^{-3}} = 0.967 \quad (2.7)$$

Ентальпія повітря в точках процесу 1,2 та 3 при отрицательних значеннях температури поверхні апарату знаходимо по залежності :

$$h_1 \equiv 1.0078 \cdot t_1 + (2835 + 2.09 \cdot t_1) \cdot d_1 = 1.0078 \cdot -15 + (2835 + 2.09 \cdot -15) \cdot 0.925 \cdot 10^{-3} = -12.524 \text{ кДж/кг}$$

$$h_2 \equiv 1.0078 \cdot t_2 + (2835 + 2.09 \cdot t_2) \cdot d_2 = 1.008 \cdot -17 + (2.835 \times 10^3 + 2.09 \cdot -17) \cdot 8.247 \times 10^{-4} = -14.824 \text{ кДж/кг}$$

$$h_3 \equiv 1.0078 \cdot t_3 + (2835 + 2.09 \cdot t_3) \cdot d_3 = 1.0078 \cdot -18.69 + (2835 + 2.09 \cdot -18.69) \cdot 0.74 \cdot 10^{-3} = -16.767 \text{ кДж/кг}$$

Переходимо до розрахунку геометричних характеристик тепло передавального елемента.

Геометричні характеристики поверхні ребристого елемента вільного від інею.

Площа зовнішньої поверхні ребра дорівнює:

$$F_p \equiv 0.5 \cdot \pi \cdot (D^2 - d_n^2) + \pi \cdot D \cdot \delta_p = 0.5 \cdot 3.14 \cdot (0.076^2 - 0.028^2) + 3.14 \cdot 0.076 \cdot 0.0005 = 7.957 \times 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (2.8)$$

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами дорівнює:

$$F_t \equiv 3.14 \cdot d_n \cdot (u - \delta_{or}) = 3.14 \cdot d_n \cdot (0.012 - 0.0012) = 9.495 \times 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (2.9)$$

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елемента дорівнює:

$$F_b \equiv \pi \cdot d_{vn} \cdot u = 3.14 \cdot 0.02 \cdot 0.012 = 7.536 \times 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (2.10)$$

Повна площа зовнішньої поверхні ребристого елемента дорівнює:

$$F_n \equiv F_p + F_t = 7.957 \times 10^{-3} + 9.495 \times 10^{-4} = 8.906 \times 10^{-3} \text{ м}^2 \quad (2.11)$$

Коефіцієнт β і ступінь φ оребрення теплообмінної поверхні будуть рівні, відповідно:

$$\beta \equiv \frac{F_n}{F_b} = \frac{8.906 \times 10^{-3}}{7.536 \times 10^{-4}} = 11.818 \quad (2.12)$$

$$\varphi_{op} \equiv \frac{F_n}{(\pi \cdot d_n \cdot u)} = \frac{8.906 \times 10^{-3}}{3.14 \cdot 0.028 \cdot 0.012} = 8.442 \quad (2.13)$$

Умовна ступінь оребрення теплообмінної поверхні дорівнює:

$$\varphi_4 \equiv \frac{F_n}{F_t} \rightarrow \frac{8.906 \times 10^{-3}}{9.495 \times 10^{-4}} = 9.38 \quad (2.14)$$

Геометричні характеристики поверхні інею, що осів на ребристому елементі при прийнятій товщині шару $\delta i = 0.003$ м.

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі дорівнює:

$$F_{pi} \equiv 0.5 \cdot \pi \cdot [(D + 2 \cdot \delta i)^2 - (d_n + 2 \cdot \delta i)^2] + 3.14(D + 2 \cdot \delta i) \cdot (\delta_{vr} + 2 \cdot \delta i) = 0.5 \cdot 3.14 \cdot [(0.076 + 2 \cdot 0.003)^2 - (0.028 + 2 \cdot 0.003)^2] + 3.14 \cdot (0.076 + 2 \cdot 0.003) \cdot (0.0008 + 2 \cdot 0.003) = 0.01 \text{ м}^2 \quad (2.15)$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

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

$$F_{ti} \equiv \pi \cdot (d_n + 2 \cdot \delta_i) \cdot [u - (\delta_{or} + 2 \cdot \delta_i)] =$$

$$3.14 \cdot (0.028 + 2 \cdot 0.003) \cdot [0.012 - (0.0012 + 2 \cdot 0.003)] = 5.124 \times 10^{-4}$$

$$\text{м}^2 \quad (2.16)$$

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі дорівнює

$$F_{ni} \equiv F_{pi} + F_{ti} = 0.01 + 5.124 \times 10^{-4} = 0.011 \quad \text{м}^2 \quad (2.17)$$

Коефіцієнт оребрення $\beta^и$

поверхні покритої інеєм дорівнює:

$$\beta_i \equiv \frac{F_{ni}}{F_b} = \frac{0.011}{7.536 \times 10^{-4}} = 14.603 \quad (2.18)$$

Мінімальний "живий" перетин одного ребристого елемента, покритого шаром інею прийнятої товщини, дорівнює:

$$f_g \equiv u \cdot (S_1 - d_n - 2 \cdot \delta_i) - 2 \cdot h \cdot (0.001 + 2 \cdot \delta_i) =$$

$$0.012 \cdot (0.085 - d_n - 2 \cdot 0.003) - 2 \cdot 0.024 \cdot (0.001 + 2 \cdot 0.003) = 2.76 \times 10^{-4} \quad \text{м}^2 \quad (2.19)$$

Визначити режим руху повітря-число Рейнольдса:

$$Re \equiv \frac{(\omega_p \cdot d_n)}{\nu_p} = \frac{4 \cdot 0.028}{12.1 \cdot 10^{-6}} = 9.256 \times 10^3 \quad (2.20)$$

Число Нуссельта для труб, виготовлених методом лиття під тиском, буде дорівнюватиме:

$$Nu \equiv (1 - n) \cdot C_z \cdot C_s^m \cdot \varphi_p^{-0.5} \cdot Re^n = (1 - 0.724) \cdot 0.95 \cdot 1^{0.444} \cdot 8.442^{-0.5} \cdot (9.256 \times 10^3)^{0.724} = 66.979 \quad (2.21)$$

$$\text{де } C_s \equiv \frac{(S_1 - d_n)}{(S_2 - d_n)} = \frac{0.085 - 0.028}{0.085 - 0.028} = 1 \quad - \text{ коефіцієнт форми пучка;} \quad (2.22)$$

$C_z \equiv 0.95$ - коефіцієнт який враховує кількість рядів труб в пучку уздовж потоку повітря;

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

$$n \equiv 0.61 \cdot \varphi_{op}^{0.08} = 0.61 \cdot 8.442^{0.08} = 0.724 \quad (2.23)$$

$$m \equiv S_2 + \varphi_{op}^{-0.48} = 0.085 + 8.442^{-0.48} = 0.444 \quad (2.24)$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря дорівнює:

$$\alpha_k \equiv Nu \cdot \frac{\lambda_p}{dn} = 66.979 \cdot \frac{2.47 \cdot 10^{-2}}{0.028} = 59.085 \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (2.25)$$

Коефіцієнт вологи випадіння при цих умовах дорівнює:

$$\zeta \equiv 1 + 2500 \cdot \left[\frac{(d_1 - d_2)}{t_1 - t_2} \right] = 1 + 2.5 \times 10^3 \cdot \frac{0.925 \cdot 10^{-3} - 8.247 \times 10^{-4}}{-15 - -17} = 1.125 \quad (2.26)$$

де 2500 кДж/кг - r - питома теплота фазового переходу при $t_n < 0 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні теплопередаючої елементи з урахуванням термічного опору шару інею знайдемо як:

$$\alpha_{pr} \equiv \left[\frac{1}{(\alpha_k \cdot \zeta)} + \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right]^{-1} = \left(\frac{1}{59.085 \cdot 1.125} + \frac{3 \times 10^{-3}}{0.2} \right)^{-1} = 33.289 \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (2.27)$$

де $\lambda_i = 0.2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ - коефіцієнт теплопровідності інею.

Коефіцієнт ефективності ребра визначимо за формулою:

$$E \equiv \frac{(\tanh(mh'))}{(mh')} = \frac{\tanh(0.623)}{0.623} = 0.888 \quad (2.28)$$

де $m \cdot h'$ безрозмірний комплекс, який дорівнює:

$$mh' \equiv h' \cdot \left(\frac{2\alpha_{pr}}{\delta_{срр}} \right)^{0.5} = 0.032 \cdot \left(\frac{2 \cdot 33.289}{1 \times 10^{-3}} \right)^{0.5} = 0.623 \quad (2.29)$$

$$\text{причому } h' \equiv h \left(1 + 0.805 \cdot \log \left(\frac{D}{dn} \right) \right) = 0.024 \cdot \left(1 + 0.805 \cdot \log \left(\frac{0.076}{dn} \right) \right) = 0.032$$

умовна висота ребра. (2.30)

						Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умовний коефіцієнт тепловіддачі ,віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента, дорівнює:

$$\alpha_{pm} \equiv \frac{\alpha_{pr} \cdot (F_p \cdot E \cdot \psi \cdot 1 + F_t)}{F_n} = \frac{33.289 \cdot (7.957 \times 10^{-3} \cdot 0.888 \cdot 0.964 + 9.495 \times 10^{-4})}{8.906 \times 10^{-3}} = 29.007$$

$$\text{Вт/(м}^2\text{*К)} \quad (2.31)$$

де $\psi \equiv 1 - 0.058 \cdot mh' = 1 - 0.058 \cdot 0.623 = 0.964$ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра; C_k – коефіцієнт, який враховує контактне термічний опір між ребром та трубою. Для біметаличної литої поверхні він дорівнює $C_k = 1$.

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні аміаку в трубах апарату дорівнює

$$\alpha_0 \equiv (103.2 + 0.19 \cdot t_0) \cdot q_b^{0.25} = (103.2 + 0.19 \cdot -26) \cdot (2.612 \times 10^3)^{0.25} = 702.455$$

$$\text{Вт/(м}^2\text{*К)} \quad (2.32)$$

де q_b – щільність теплового потоку ,який відноситься до внутрішній поверхні труби, дорівнює:

$$q_b \equiv \alpha_k \cdot \zeta \cdot (t_{srp} - t_p) \cdot \beta_i = 59.085 \cdot 1.125 \cdot (-16 - -18.69) \cdot 14.603 = 2.612 \times 10$$

$$\text{Вт/м}^2 \quad (2.33)$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інію, дорівнює :

$$K_{ni} \equiv \left[\left(\frac{\beta_i}{\alpha_0} + \varphi_{op} \cdot \frac{\delta_t}{\lambda_t} + \frac{1}{\alpha_{pm}} \right)^{-1} \right] = \left(\frac{14.603}{702.455} + 8.442 \cdot \frac{2.5 \times 10^{-3}}{404} + \frac{1}{29.007} \right)^{-1} = 18.078$$

$$\text{Вт/(м}^2\text{*К)} \quad (2.34)$$

віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні апарату без інею ,дорівнює :

$$K_n \equiv K_{ni} \cdot \frac{\beta}{\beta_i} = 18.078 \cdot \frac{11.818}{14.603} = 14.63 \text{ , Вт/(м}^2\text{*К)} \quad (2.35)$$

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

$$\Delta t_p \equiv \frac{q_n}{(\alpha_k \cdot \zeta)} \rightarrow \frac{180.78}{59.085 \cdot 1.125} = 2.719 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.36)$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

де q_n – щільність теплового потоку ,віднесений до зовнішньої поверхні
инею,дорівнює :

$$q_n \equiv K_{ni} \cdot (t_{srp} - t_0) = 18.078 \cdot (-16 - -26) = 180.78 \quad \text{Вт/м}^2 \quad (2.37)$$

Відносна похибка прийнятої і розрахункової різниці температур
дорівнює :

$$\delta \equiv \left| \frac{(\Delta t_p - \Delta t)}{\Delta t_p} \right| \cdot 100 = \left| \frac{2.719 - 2.69}{2.719} \right| \cdot 100 = 1.061 \quad \% \quad (2.38)$$

$$\text{де } \Delta t \equiv t_{srp} - t_p = -16 - -18.69 = 2.69 \quad ^\circ\text{C} \quad (2.39)$$

Так як значення відносної похибки $\delta < 7\%$,то визначаємо площу
зовнішньої поверхні повітряохолоджувача .Площа сухої поверхні
повітряохолоджувача дорівнює :

$$F_n \equiv \frac{Q_0}{[K_n \cdot (t_{srp} - t_0)]} = \frac{6 \times 10^3}{14.63 \cdot (-16 - -26)} = 41.011 \quad \text{м}^2 \quad (2.40)$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

3.Компоновочний розрахунок апарату

Об'ємна витрата повітря через повітроохолоджувач :

$$V_b \equiv \frac{Q_0}{[\rho_b \cdot (h_1 - h_2) \cdot 10^3]} = \frac{6 \times 10^3}{1.247 \cdot (-12.524 - -14.824) \cdot 10^3} = 2.092 \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (3.1)$$

де h_1 і h_2 відповідно, ентальпії повітря на виході і вході апарату.

Здійснюємо вибір розміру і типу вентиляторів. У повітроохолоджувачі використовуємо осьові вентилятори, які можуть працювати з великими обсягами повітря і при низькому тиску. З додатку 5.1 за графіками напірно-витратних характеристик вентиляторів Н-V вибираємо число n і діаметр нагнітачів D_v марки ВО 12-303-8 ,який забезпечує об'ємну розрахункову витрату повітря V_v .

Основні приєднувальні і установочні розміри осьових вентиляторів марки ВО 12-303-8 і технічні дані електродвигунів іскрозахисного виконання для осьових вентиляторів марки ВО 12-303-8 представлені в додатках 5.2,5.3 та 5.4.

Мінімальна "живий" перетин повітроохолоджувача з інеєм на теплообміннику поверхні дорівнює :

$$F_g \equiv \frac{V_b}{\omega} = \frac{2.092}{4} = 0.523 \quad \text{м}^2 \quad (3.2)$$

Площа фронтального перетину повітроохолоджувача визначаємо з відношення $f_{жс}/(S_l \cdot u) = F_{жс}/F_\phi$:

$$F_f \equiv F_g \cdot \frac{S_l \cdot u}{f_g} = 1.933 \quad \text{м}^2 \quad (3.3)$$

Для забезпечення хорошого розподілу повітря повинно бути виконано наступне співвідношення між площею вільного перетину апарата та площею прохідного перетину вентиляторів $1.8 < F_\phi / F_v < 2.6$ де $F_v = 0.785 \cdot D_v^2 \cdot n$, та дорівнює $F_v \equiv 0.785 \cdot D_v^2 \cdot n = 1.005$ – прохідний перетин вентиляторів, м^2

$$\frac{F_f}{F_v} = \frac{1.933}{1.005} = 1.923$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

Орієнтовні геометричні розміри теплообмінних секції повітроохолоджувача у фронтальному перерізі такі:

$$\text{ширина } H' \equiv \left(\frac{F_f}{n} \right)^{0.5} = 0.983 \text{ м} \quad (3.4)$$

$$\text{довжина } L' \equiv H' \cdot n = 1.966 \text{ м}$$

Орієнтовне число труб в фронтальному перетині пучка дорівнює :

$$Z_{p'} \equiv \frac{H'}{S_1} = 11.565 = 12 \text{ шт.} \quad (3.5)$$

Число труб поперек потоку повітря визначаємо округленням $Z_{p'}$ до цілого чіткого значення $Z_{п} = 12$, тоді дійсна ширина та довжина секції становить ,відносно :

$$H \equiv Z_{p'} \cdot S_1 = 0.983 \text{ м} \quad (3.6)$$

$$L \equiv \frac{F_f}{H} = 1.966 \text{ м} \quad (3.7)$$

Число ребристих елементів в фронтальному перетині повітроохолоджувача дорівнює :

$$n_g \equiv \frac{F_g}{f_g} = 1.895 \times 10^3 \text{ шт.} \quad (3.8)$$

Площа «сухої» зовнішньої поверхні одного ряду труб в фронтальному перетині повітроохолоджувача дорівнює :

$$F_{n1} \equiv f_n \cdot n_g = 9.296 \text{ м}^2 \quad (3.9)$$

де f_n – площа зовнішньої поверхні одного ребристого елемента, м^2 .

Орієнтовне число труб по ходу повітря в повітроохолоджувачі буде дорівнюватиме :

$$Z_{pr'} \equiv \frac{F_n}{F_{n1}} = 4.412 = 5 \text{ шт.} \quad (3.10)$$

де F_n – розрахункова площа «сухої» зовнішньої поверхні апарату, м^2

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

Число труб уздовж потоку повітря визначаємо округленням $Z_{\text{пр'}}$ до цілого значення в більшу сторону $Z_{\text{пр}} = 5$; тоді розрахункові параметри теплообмінної секції ПО становить:

сумарна довжина труб апарату :

$$\Sigma L \equiv L \cdot Z_p \cdot Z_{\text{пр}} = 117.963 \text{ м} \quad (3.11)$$

площа зовнішньої поверхні :

$$F_d \equiv \Sigma L \cdot \pi \cdot d_{\text{vn}} \cdot \beta = 87.551 \text{ м}^2 \quad (3.12)$$

глибина секції :

$$B \equiv S_2 \cdot Z_{\text{пр}} = 0.425 \text{ м} \quad (3.13)$$

Число труб по ходу руху потоку повітря перебуває в межах рекомендованих значень $4 \leq Z_{\text{пр}} \leq 16$. Умова допустимого числа труб уздовж потоку повітря забезпечено і розрахунок закінчено.

						Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розрахунок аеродинамічного опору пучка труб с округлими ребрами.

Число Ейлера знайдемо з виразу:

$$Eu \equiv 3.1 \cdot nb' \cdot \sigma_1^{0.58} \cdot \sigma_2^{0.3} \cdot Re^{-n} = 3.1 \cdot 5 \cdot 3.036^{0.58} \cdot 3.036^{0.3} \cdot (9.256 \times 10^3)^{-0.275} = 3.335$$

(4.1)

$$\text{де } \sigma_1 \equiv \frac{S_1}{dn} = \frac{0.085}{0.028} = 3.036 \quad (4.2)$$

$$\sigma_2 \equiv \frac{S_2}{dn} = \frac{0.085}{0.028} = 3.036$$

$$n \equiv 0.22 \cdot \text{фор}^{0.105} = 0.22 \cdot 8.4417^{0.105} = 0.275 \quad (4.3)$$

Аеродинамічний опір пучка труб отримаємо наступним чином :

$$\Delta P \equiv Eu \cdot \omega^2 \cdot \rho = 3.335 \cdot 4^2 \cdot 1.158 = 61.782 \quad \text{Па}$$

Розрахункова потужність двигунів вентиляторів апарату дорівнює :

$$N_p \equiv \frac{(V_b \cdot \Delta P)}{(\eta_v \cdot \eta_{dv})} = \frac{2.092 \cdot 61.782}{0.76 \cdot 0.71} = 239.506 \quad \text{Вт} = 0.24 \text{ кВт}$$

Обраний тип вентиляторів ВО 12-303-8 забезпечує розрахункове значення витрати V_b та натиску ΔP повітря при встановленій сумарній потужності двох електродвигунів $N = 1,5$ кВт, що перевищує розрахункове значення

$$N_p = 0,24 \text{ кВт.}$$

11.ОХОРОНА ПРАЦІ

Вуглекислота не токсична і не вибухонебезпечна, однак при її концентраціях в повітрі понад 5% (92г / м³) знижується частка кисню, що може привести до кисневої недостатності і задухи. Тому слід побоюватися її скупчування в погано провітрюваних приміщеннях. Для реєстрації концентрації вуглекислоти в повітрі виробничих приміщень застосовуються газоаналізатори - стаціонарні автоматичні або переносні.

При зменшенні тиску до атмосферного рідка вуглекислота перетворюється в газ і сніг з температурою -78,5 ° С і може призвести до ураження слизової оболонки очей та обмороженню шкіри. Тому при відборі проб рідкої вуглекислоти необхідно користуватися захисними окулярами і рукавицями.

Огляд внутрішньої ємності раніше експлуатованої цистерни для зберігання і транспортування рідкої вуглекислоти необхідно проводити у шланговому протигазі. Цистерну необхідно відігріти до температури навколишнього середовища, а внутрішню ємність продути повітрям або провентилувати. Протигаз дозволяється не використовувати тільки після того, як об'ємна частка вуглекислоти всередині обладнання стане нижче 0,5%.

Холодильні установки призначені для підтримання певної температури в холодильних камерах. У зв'язку з наявністю в холодильних установках холодоагентів – аміаку або хладонів, які знаходяться під великим тиском і мають небезпечні властивості, експлуатація їх вимагає суворого дотримання техніки безпеки і технічних умов.

У разі розгерметизації холодильної установки у навколишній простір може виділитися одночасно велика маса холодоагенту й мастила, які становлять реальну небезпеку для людей та навколишнього природного середовища.

Конструкція апаратів (посудин) кожної холодильної установки експлуатація і технічний огляд підприємством-власником (обслуговуючою

						Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

організацією) повинні відповідати вимогам «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити холодильні установки необхідним штатом обслуговуючого персоналу або укласти договір зі спеціалізованою організацією на комплексне технічне обслуговування автоматизованих холодильних установок.

До обслуговування холодильних установок допускаються особи, не молодші 18 років, що пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- з експлуатації холодильних установок — для машиністів,
- з автоматизації холодильних установок — для слюсарів,
- з експлуатації і автоматизації холодильних установок — для електромеханіків.

Машиніст і електромеханік допускаються до самостійного обслуговування холодильних установок тільки після проходження стажування упродовж одного місяця і відповідної перевірки знань. Допуск їх до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

Не рідше одного разу на рік комісія підприємства перевіряє знання обслуговуючим персоналом правил технічного обслуговування холодильної установки, техніки безпеки, інструкцій з експлуатації устаткування і охорони праці, а також наявність навиків надання долікарської допомоги в разі нещасних випадків. Результати такої перевірки реєструються в журналі і в посвідченнях обслуговуючого персоналу.

Персонал, що працює у виробничих приміщеннях, у яких встановлено технологічне устаткування з безпосереднім кипінням аміаку, повинен проходити інструктаж з охорони праці, пов'язаної із застосуванням аміачної системи безпосереднього охолодження.

На кожному підприємстві або в об'єднанні підприємств, де користуються холодильними установками, наказом призначаються з числа

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		
						100

інженерно-технічних працівників відповідальні особи за справний стан, правильну і безпечну роботу апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодильної установки і для нагляду за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки.

Перевірка знань з питань охорони праці у керівних та інженерно-технічних працівників, пов'язаних з експлуатацією холодильних установок, проводиться перед призначенням їх на посаду і періодично не рідше як один раз на три роки.

На кожному підприємстві для обслуговуючого персоналу мають бути розроблені інструкції з експлуатації устаткування, що входить до складу холодильної установки, а також інструкції з охорони праці під час експлуатації цього обладнання, апаратів і пристроїв.

Апарати (посудини) холодильних установок підлягають технічному огляду до пуску в роботу, періодично в процесі експлуатації і, за необхідності, достроково. Технічний огляд апарата (посудини) полягає в попередньому зовнішньому і внутрішньому (у доступних місцях) огляді його, а також випробуванні тиском на міцність і щільність. Випробування апаратів (посудин) може бути *гідравлічним* або *пневматичним*.

Гідравлічне випробування апаратів хладонових установок проводиться тиском мастила. Заборонено використовувати для цього воду.

Пневматичне випробування апаратів аміачних холодильних установок проводиться тиском повітря, яке створюється спеціальним компресором, а апаратів хладонових холодильних установок – тиском інертного газу (азоту, діоксиду вуглецю) або повітря з точкою роси не більше -40°C .

У деяких випадках під час технічного огляду апарата до пуску в роботу дозволяється не проводити випробування його надмірним тиском. У холодильних агрегатах, що поставляються на місце монтажу повністю заповненими хладоном і мастилом, апарати тільки оглядаються зовні і перевіряються на наявність в них хладагенту. Випробовують їх на щільність разом з системою змонтованих трубопроводів. Якщо монтаж апарата

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

(посудини) проводився із застосуванням зварювання або паяння елементів, що працюють під тиском, то випробування його до пуску в роботу обов'язкове.

У процесі експлуатації холодильних установок здійснюється періодичний огляд апаратів (посудин) в робочому стані та перевіряється відповідність їх інструкції з експлуатації, а також технічний огляд. Під час технічного огляду апаратів (посудин) їх піддають зовнішньому і (у доступних місцях) внутрішньому огляду не рідше одного разу на два роки і випробуванню надмірним тиском не рідше одного разу на вісім років.

У аміачних холодильних установках апарати, не доступні для внутрішнього огляду, піддають пневматичним випробуванням на міцність і щільність не рідше одного разу на два роки.

Достроковий технічний огляд апаратів (посудин) холодильних установок проводиться після реконструкції і ремонту з застосуванням зварювання і паяння частин, що працюють під тиском, а також у випадку бездіяльності їх в незаконсервованому вигляді більше одного року, демонтажу і установки на новому місці.

Результати технічного огляду апарата (посудини), дозвіл на пуск його в роботу з вказівкою терміну наступного огляду і випробування записуються в книгу обліку і огляду посудин, а також у паспорт апарата особою, що проводила це технічне обстеження.

Трубопроводи і теплообмінна апаратура з труб піддаються випробуванням на міцність і щільність.

Інженерно-технічний працівник, відповідальний за справний стан, правильну і безпечну дію апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодної установки, зобов'язаний забезпечувати утримання апаратів (посудин) в справному стані, підготовку їх до технічного огляду, а також обслуговування навченим і атестованим персоналом.

Інженерно-технічний працівник, що здійснює нагляд за технічним станом і безпечною експлуатацією холодної установки, зобов'язаний

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

оглядати посудини в робочому стані і перевіряти дотримання встановлених режимів експлуатації, а також проводити їх технічний огляд.

Персонал, який обслуговує холодильну установку, повинен строго виконувати вимоги інструкцій щодо режиму роботи і безпечного обслуговування апаратів (посудин). Під час роботи холодильної установки контролюють її герметичність, стан запобіжних клапанів, покази контрольно-вимірювальних приладів.

Під час експлуатації холодильних установок необхідно оформляти такі документи:

- журнал машинного відділення;
- журнал перевірок запобіжних клапанів і контрольно-вимірювальних приладів;
- журнал обліку ремонту і обслуговування устаткування;
- журнал технічного огляду апаратів (посудин), що працюють під тиском.

Під час експлуатації холодильних установок слід керуватися «Правилами будови і безпечної експлуатації аміачних холодильних установок» або «Правилами будови і безпечної експлуатації фреонових холодильних установок».

Адміністрація підприємства зобов'язана утримувати холодильні установки відповідно до вказаних правил і забезпечувати безпеку їх обслуговування.

Роботи з технічного обслуговування холодильних установок, регулювання і усунення несправностей повинні проводитися з дотриманням вимог вказаних правил, керівництва з експлуатації (КЕ) холодильного устаткування, розроблених заводом-виробником а також «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів».

Вибухи при роботі компресорів можуть відбуватися внаслідок перевищення тиску стисненого повітря, підвищення його температури при

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103

стисненні та утворення вибухонебезпечних сумішей кисню з продуктами розкладу мастил, а також при порушенні вимог безпеки в процесі обслуговування, експлуатації та догляду за технічним станом компресорів. Вони призводять до руйнування обладнання, будівлі, а також можуть призвести до травмування обслуговуючого персоналу.

Холодильні установки небезпечні, тому що холодоагенти, які використовуються в них, можуть спричинити отруєння, а суміш холодоагента із повітрям може бути вибухонебезпечною.

Для безаварійної експлуатації компресорних і холодильних установок необхідно суворо дотримуватися правил безпеки

Компресорні установки є небезпечними, тому що при стисненні повітря від атмосферного тиску до 1 МПа його температура може підвищитись з 20 °С до 300 °С, мастила при цьому частково випаровуються, а при надмірному змащуванні розпилюються у вигляді туману, що може утворювати вибухонебезпечну суміш з повітрям. Дотримання вимог до мастил та режимів змащування у поєднанні з надійним охолодженням є основним заходом попередження вибухів парів мастила при його розкладі. У компресорах низького тиску і малої продуктивності достатньо повітряного охолодження, а в інших необхідно застосовувати водяне охолодження.

Кожна компресорна установка повинна бути оснащена системою автоматики та контролю, арматурою, манометрами, запобіжними клапанами, термометрами і термопарами, контактними пристроями та іншими приладами контролю, що забезпечують її надійну і безаварійну роботу. Компресори продуктивністю біля 50 м³/хв мають бути обладнані пристроями для автоматичного регулювання тиску нагнітання.

Компресорні станції з трьома і більше компресорами обладнуються системою дистанційного контролю, сигналізацією роботи установок і блокуючими пристроями, які автоматично вимикають привод компресора за перевищення температури і тиску стисненого повітря та температури води, що надходить з компресора після охолодження.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		104

Вибухи та аварії холодильних установок інколи трапляються внаслідок гідравлічного удару, відмови запобіжних пристроїв і розриву нагнітального трубопроводу чи балонів з холодильним агентом та витоку холодоагента (аміаку або фреону) крізь нещільні з'єднання. Аміак утворює з повітрям вибухонебезпечну суміш, що особливо небезпечно при ремонтних роботах з відкритим полум'ям. Газоподібний аміак токсичний, його гранично допустима концентрація у повітрі робочої зони дорівнює 20 мг/м³. Рідкий аміак викликає тяжкі опіки шкіри та опіки очей, що може призвести до сліпоти.

Компресори, як правило, слід розміщувати в окремих одноповерхових будівлях. Допускається розміщення компресорів продуктивністю до 20 м³/хв у прилягаючих приміщеннях за умови відокремлення від суміжних приміщень перегородкою, висотою не менше як 3 м і товщиною не менше ніж 12,5 см. Окремі компресори продуктивністю до 10 м³/хв можуть встановлюватися на нижніх поверхах багатоповерхових виробничих будівель за умови їх відокремлення глухими вогнестійкими стінами.

Аміачні холодильні установки розміщують з дотриманням протипожежних норм. Машинне й апаратне відділення холодильних установок не слід з'єднувати проходом з виробничими приміщеннями. Вони обладнуються проточною вентиляцією з підігрівом повітря у холодний період року, яка забезпечує двократний повітрообмін, аварійною вентиляцію, аварійним освітленням та двома евакуаційними виходами.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

12. Висновок

CO₂ може використовуватися в якості холодоагенту в холодильних системах різних типів, як субкритичних, так і транскритичних. При використанні і CO₂ в якості холодоагенту необхідно враховувати як потрібну, так і критичну точку для будь-яких типів холодильних систем. У класичному субкритичного холодильного циклі весь діапазон робочих температур і тисків знаходиться нижче критичної точки і вище потрібний точки. Одноступінчаті холодильні системи на CO₂ також прості, але мають деякі несприятливі фактори, пов'язані з обмеженнями значень температур і високого тиску. Транскритичні холодильні системи на CO₂ використовуються тільки в маленьких і комерційних холодильних установках. Мова йде про мобільні системи кондиціонування повітря, невеликих теплових насосах і системах, охолодження супермаркетів. Транскритичні системи не застосовуються в промислових холодильних установках.

Найбільш широко CO₂ застосовується в каскадних системах, розроблених для промислових холодильних установок. Це обумовлено тим, що діапазон робочих тисків для даного випадку по-зволяє використовувати стандартне обладнання (компресори, регулятори й редуктори), доступний у продажу. Існують різні види каскадних холодильних систем на CO₂: системи з безпосереднім кипінням, системи з насосною циркуляцією, системи на CO₂ із вторинним ропні контуром або комбінації цих систем.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		106

13.Список використаної літератури

1. Штокер, В.Ф.,
Як льод впливає на холодильні системи , 1957
2. Гейнцом, Р.А.,
Як адаптивна розморожування зберігає ефективність холодильної системи , 1988
3. Чирикило, С.Ф.,
Обмерзання теплового насоса та контроль за економією енергії та витрат ",1985
- 4.І. І. Блехман, А. Л. Фрадков,
На самосинхронизации і під контролем синхронізації. Системи управління, 1997, стор. 299-305
5. D. J. Daley & D. Vere-Jones,
Введення в теорію точкових процесів, 2003
6. R.Wisniewski & J. Leth,
Аналіз синхронізації в холодильній системі супермаркету, 2014
7. І.Чумак І.Г.,Лагутін А.Є.,
Холодильні установки , 2007. – 472 с.
8. Богданов С.М., Іванов О.П.,
Холодильна техніка. Властивості речовин, 1985. – 206 с.
- 9.Лагутін А.Ю. ,
Апарати холодильних установок , 2003. – 141 с.
10. Погорелов А.І. ,
Тепломасообмін. Основи теорії і розрахунку, 1999. – 144 с.
- 11.Данилова Г.Н.,Богданов С.Н.,
Теплообмінні апарати холодильних установок , 1986. – 302 с

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		107

Інтернет-ресурси :

1. http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=2065
2. http://www.abok.ru/for_spec/articles.php?nid=2968
3. http://www.unido-russia.ru/archive/num16/art16_9/
4. http://www.atmo.org/presentations/files/372_4_HARADA_NIHON_NE
TSUGEN
5. http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/AlcoLiterature/RU_DCO148_ALCO_R744
6. http://www.danfoss.com/NR/rdonlyres/27E41909-0F62-486B-A1B2-106E6017EFFD/0/3ruk_syst_transkr
7. http://www.ozoneprogram.ru/upload/files/t/teo_nord
8. http://www.guentner.de/fileadmin/literature/europe/evaporators_air_coolers/CXGHN/Guentner_CXGHN_Data_sheet_DE_EN
9. <http://promtechgroup.net/product/porshnevoi-kompressor-gea-bock-seriya-ha-co2>
10. <https://issuu.com/shecco/docs/r744-guide>

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		108