

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Дослідження та розробка холодильної системи
для малих промислових та сільськогосподарських підприємств на R290

Здобувача Овчіннікова М.К.

2 курсу ХМ-161МН групи

Керівники д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

к.т.н., доц. Яковлева О.Ю.

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

д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

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	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«30» листопада 2022 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Овчіннікова Максима Костянтиновича

1. Тема роботи Дослідження та розробка холодильної системи
для малих промислових та сільськогосподарських підприємств на R290

Затверджена наказом ОНТУ від 30.09.2021 р. наказ № 793-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи
холодильна система для малих підприємств
холодоагенти R507, R290, R449a, R452a, R454a, R454с, місце розташування: Одеса

4. Перелік питань, які потрібно розробити
Анотація, Вступ, Розділ 1. Теоретична частина, Розділ 2. Аналітична частина
Розділ 3. Економічна частина, Розділ 4. Охорона праці, Висновки,
Список використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
1. Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Економічна частина	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	10.05.2023	17.05.2023
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2023	22.05.2023

7. Дата видачі завдання 30.11.2022 р.

Керівники Хмельнюк М.Г.

Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання Овчінніков М.К.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-01.06.2023	
2	Вступ	30.11-20.12.2022	
4	Розділ 1. Теоретична частина	20.01-25.02.2023	
5	Розділ 2. Аналітична частина	26.02-30.03.2023	
6	Розділ 3. Економічна частина	10.05-17.05.2023	
7	Розділ 4. Охорона праці	17.05-22.05.2023	
8	Висновки	22.05-23.05.2023	
9	Список використаної літератури	23.05-24.05.2023	
10	Підготовка презентації та доповіді	26.05-27.05.2023	
11	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	27.05-01.06.2023	

Здобувач-дипломник Овчінніков М.К.

Керівники роботи Хмельнюк М.Г.

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 Овчінніков Максим Костянтинович

ЗМІСТ

стор.

Вступ.....	6
Розділ 1. Теоретична частина	8
1.1 Сучасний стан застосування R290 в якості робочого тіла холодильних систем	8
1.2 Аналіз схем холодильних систем для малих господарств та підприємств торгівлі .	15
1.2.1 Порівняння системи з безпосереднім випаровуванням і системи з вторинним контуром охолодження	15
1.3 Виносні холодильні установки та центральні	30
1.4 Характеристика робочих тіл холодильних систем торгівельної галузі	33
1.5 Використання альтернативних холодоагентів.....	45
1.5.1 Директива MAC (EU).....	47
1.5.2 Регулювання F-газу (EU)	47
1.5.3 SNAP (US)	50
1.5.4 Класифікація холодоагентів	52
1.6 Застосування зеотропних сумішей на базі холодоагенту R290	55
Висновки до розділу 1	63
Розділ 2. Розрахункова частина.....	64
2.1 Постановка задачі дослідження	64
2.2 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу.....	65
2.3 Розрахунок теплопритоків.....	67
2.4 Тепловий розрахунок холодильної системи	72
2.5 Загальна характеристика холодильної центральної.....	75
2.6 Аналіз холодильної системи при використанні холодоагентів класів A2L, вуглеводнів та сумішей на базі пропану	80
Висновки до розділу 2.....	92
Розділ 3. Аналітична частина	94
3.1 Методи аналізу енергоефективності холодильних установок	94
3.2. Енергетичний метод аналізу холодильних систем.	96
3.3 Ентропійно-статистичний метод аналізу енергоефективності	99
3.4 Результати аналізу ефективності систем холодопостачання	114
Розділ 4. Економічна частина.....	132
Розділ 5. Охорона праці.....	136
4.1 Техніка безпеки при роботі з холодильними агентами	136
Висновки	159
Список використаної літератури	

					<i>КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2</i>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Овчінніков			<i>Дослідження та розробка холодильної системи для малих промислових та сільськогосподарських підприємств на R290</i>	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Хмельнюк М.Г.					4	164
Реценз.		Олійник К.В.				<i>ОНТУ зр. ХМ-161МН</i>		
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г.						

Анотація

В роботі представлена мала холодильна машина для малих промислових, сільськогосподарських та підприємств торгівлі.

Проведений термодинамічний аналіз та оцінка ефективності схемного рішення двотемпературної (сателітної) системи на різних робочих речовинах. Проведено моделювання холодильної системи для кліматичних умов м. Одеса. Проведений аналіз енергоспоживання холодильної машини. Проведено ентропійно-статистичний аналіз різних схемних рішень установки. Розраховано та проаналізовано економічні та екологічні показники установки на R507 та R290. Розраховано термін окупності системи та емісію парникових газів.

Ключові слова: мала холодильна машина – природні робочі тіла – R290 екологічна ефективність

Abstract

The work presents a small refrigerating machine for small industrial, agricultural and trade enterprises.

Conducted thermodynamic analysis and evaluation of the efficiency of the schematic solution of the two-temperature (satellite) system on different working substances. Modeling of the refrigeration system for the climatic conditions of Odesa was carried out. An analysis of the energy consumption of the refrigerating machine was carried out. An entropy-statistical analysis of various schematic solutions of the installation was carried out. The economic and environmental indicators of the R507 and R290 installation were calculated and analyzed. The system's payback period and greenhouse gas emissions are calculated.

Key words: small refrigeration machine – natural refrigerants – R290 – ecological efficiency

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

На сьогоднішній день тема енергозбереження дуже важлива по всій планеті. Цей фактор також відноситься до холодильного обладнання. Безліч холодильних фірм-виробників прагнуть збільшити енергоефективність обладнання шляхом підвищення холодопродуктивності і зменшення енергоспоживання.

Також ця тема стосується і малих середньо- та низькотемпературних систем та та холодильних систем підприємств торгівлі, оскільки у великих магазинах дуже велика кількість одиниць такого обладнання. Використовуючи сучасне обладнання, можна зменшити споживання електроенергії до 30 %. Наприклад, власник магазину перейшов від старого обладнання до сучасного, в результаті чого, місячна плата за електроенергію зменшилась в середньому на 900 грн/міс. Це було підтверджено тахометром споживання електроенергії.

Отже має сенс вкладання грошей у нове обладнання, тим самим зменшити плату за електроенергію, та отримати якісну та ефективну роботу обладнання.

Штучний холод в наш час є необхідною умовою успішного розвитку провідних галузей народного господарства. Зростаюча потреба у використанні холоду призвела до того, що за останні роки розвинулись багато різних напрямів в цій сфері. В останні роки в цій галузі іде глибока модернізація існуючих підприємств, створення нових виробничих і торгових об'єктів. При модернізації великих холодильних установок ці основні задачі вирішуються шляхом заміни морально і фізично застарілого обладнання на сучасне працююче на нових робочих тілах і їх сумішах. При цьому досягається підвищення промислової безпеки, але не завжди забезпечується енергозбереження.

Метою і завданням даного дослідження є розробка і дослідження малої холодильної машини, працюючої на натуральних робочих тілах. Під час дослідження сучасного стану на ринку робочих тіл стають очевидними наступні основні вимоги: мінімальна токсичність, вибухо-пожежобезпечність, озонобезпечність, невеликий вплив на парниковий ефект, хороші

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

термодинамічні і високі експлуатаційні параметри.

Об'єктом дослідження є холодильна установка для зберігання заморожених та охолоджених продуктів, яка працює на природних холодильних агентах, а також з додатковими елементами для підвищення холодопродуктивності установки, що впливає на енергомісткість штучного холоду та впливу на оточуюче середовище.

Основним методом дослідження є проведення теплового розрахунку холодильної установки на різних робочих тілах, в тому числі вуглеводнів та сучасних холодоагентах групи A2L та аналіз системи. Проведення термодинамічного аналізу для виявлення втрат енергії при різних робочих речовинах.

Проведення ентропійно-статистичного аналізу для визначення ефективності циклу холодильної системи.

Сектор торгового холоду являється найбільш ємким споживачем холодильного обладнання. Тому в цьому секторі можливе найбільш ефективне використання холодильної машини на природних робочих тілах, що дозволяє не тільки відмовитись від аміаку, при цьому підвищивши промислову безпеку об'єктів, а і зберегти високу ефективність роботи вцілому.

В комерційному холоді (торгове холодильне обладнання, холодильні камери) можуть використовувати як централізовану систему холодопостачання, так і окремі холодильні машини для кожної вітрини для холодозабезпечення магазинів.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 1. Теоретична частина.

1.1 Сучасний стан застосування R290 в якості робочого тіла холодильних систем.

Переваги застосування R290 в холодильній техніці, особливо в малих холодильних системах, є значними та охоплюють як енергоефективність, так і екологічну безпеку. R290, або пропан, є одним з природних холодоагентів, який набирає популярності як альтернативу синтетичним холодоагентам, таким як R134a або R404A. Нижче наведено огляд переваг застосування R290 в холодильній техніці порівняно з синтетичними холодоагентами:

- **Енергоефективність:** R290 має відмінні термодинамічні властивості, що сприяє підвищенню енергоефективності холодильних систем. Його високий коефіцієнт теплопровідності та низьке значення в'язкості дозволяють ефективніше передавати тепло в системі. Це призводить до зниження енергоспоживання та більш ефективної роботи системи.
- **Екологічна безпека:** R290 є холодоагентом з нульовим впливом на озоновий шар та низьким потенціалом глобального потепління (ГПП). На відміну від деяких синтетичних холодоагентів, таких як R134a або R404A, R290 не містить хлору або фтору, що робить його екологічно безпечнішим і робить менший внесок у зміну клімату.
- **Висока теплопровідність:** R290 має більш високий коефіцієнт теплопровідності в порівнянні з багатьма синтетичними холодоагентами. Це означає, що він здатний більш ефективно передавати тепло та забезпечувати швидше охолодження та заморожування продуктів.
- **Мале споживання енергії:** Завдяки високій енергоефективності, системи, що працюють на R290, можуть споживати менше енергії для досягнення та підтримання необхідних температур. Це може призвести до суттєвих економічних вигод та скорочення енерговитрат.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Сумісність із існуючими системами: R290 може бути використаний у існуючих холодильних системах з деякими модифікаціями або замінами компонентів. Це означає, що існуючі системи можуть бути оновлені та модернізовані для роботи з R290 без повної заміни.
- Стійкість до підвищених температур: R290 має високу термічну стабільність та стійкість до високих температур. Це особливо важливо в малих холодильних системах, де нагрівання може бути більшим через компактність системи.

Belman-Flores, J.M. і іншими були проведені дослідження енергетичної та ексергетичної ефективності холодильної системи на пропані для зберігання продуктів харчування при низьких температурах. Автори порівнюють результати з іншими холодоагентами, такими як R134a і R1234yf, і роблять висновки про переваги та недоліки R290 [1]. Вони провели експериментальні випробування холодильної системи на пропані за різних умов роботи: температури випарника від -35°C до -15°C , температури конденсатора від 35°C до 55°C і швидкості обертання компресора від 1450 до 2900 об/хв. Вони вимірювали такі параметри, як витрата холодоагенту, температуру на вході та виході з компресора, тиск на вході та виході з компресора (рис. 1.1), потужність компресора, COP системи, потоки енергії та ексергії в кожному компоненті системи, а також коефіцієнти ексергетичної ефективності та дефекту.

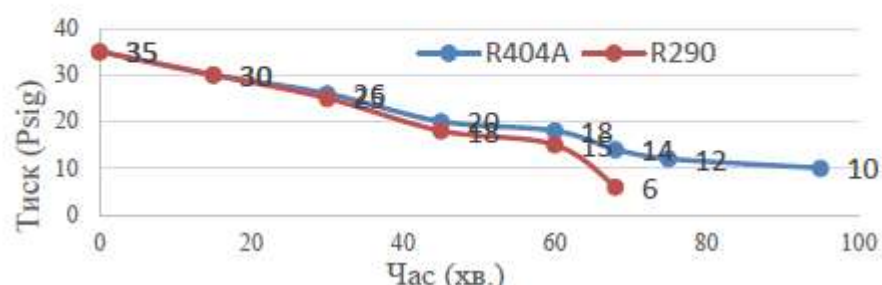


Рис. 1.1 Порівняння тиску всмоктування для пропану та R404

Автори виявили, що:

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Холодильна система на пропані має вище COP, ніж системи на R134a та R1234yf за всіх розглянутих умов роботи. Різниця становить від 6% до 18% залежно від температури випарника та конденсатора.
- Холодильна система на пропані має менше споживання енергії, ніж системи на R134a та R1234yf за всіх розглянутих умов роботи. Різниця становить від 5% до 16% залежно від температури випарника та конденсатора.
- Холодильна система на пропані має вище ексергетичну ефективність, ніж системи на R134a та R1234yf за всіх розглянутих умов роботи. Різниця становить від 4% до 14% залежно від температури випарника та конденсатора.
- Холодильна система на пропані має нижчий коефіцієнт ексергетичного дефекту, ніж системи на R134a та R1234yf за всіх розглянутих умов роботи. Різниця становить від 4% до 13% залежно від температури випарника та конденсатора.

З цих результатів автори роблять висновок, що пропан є більш ефективним та екологічним холодоагентом для холодильних систем для зберігання продуктів харчування за низьких температур, ніж R134a та R1234yf. Однак вони також вказують на необхідність враховувати ризик запалення пропану та дотримуватись відповідних норм безпеки при проектуванні та експлуатації таких систем.

В іншій роботі Gzara, R., та ін. досліджували енергетичну ефективність та екологічну безпеку холодильної системи з R290. Автори порівнюють продуктивність системи з пропаном і традиційними холодоагентами, такими як R22 і R134a. Автори провели експерименти за різних умов навколишнього середовища (температура та відносна вологість) та різних рівнях навантаження на випарнику (від 20% до 100%). Вони також виміряли коефіцієнт корисної дії (COP) системи для кожного випадку.

Результати показали, що система з пропаном має вищий COP, ніж система з R22 або R134a за всіх умов. Середній COP системи з пропаном становив 3,67, тоді як R22 і R134a він становив 2,97 і 2,83 відповідно. Це означає, що система з пропаном споживає менше енергії для того ж рівня

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

охолодження [2]. Система з пропаном також має нижчий рівень викидів парникових газів, ніж система R22 або R134a. Середній GWP системи з пропаном становив 3, тоді як для R22 і R134a він становив 1810 і 1430 відповідно. Це означає, що система із пропаном менше впливає на зміну клімату. Автори роблять висновок, що пропан (R290) є ефективним та екологічним холодоагентом для використання в холодильних системах і може бути альтернативою традиційним холодоагентам.

Результати досліджень показали, що:

- Середній COP системи з пропаном становив $3,67 \pm 0,05$.
- Середній GWP системи з пропаном становив $3 \pm 0,1$.
- Середня температура конденсації системи з пропаном становить 40 ± 1 °C.
- Середня температура випаровування системи з пропаном становила -10 ± 1 °C.

Стаття Jang, S. досліджує переваги використання пропану як холодоагент для малих комерційних холодильних систем порівняно з R404A та R134a. У статті було проведено експерименти з трьома малими комерційними холодильними системами: одна працювала на R404A, інша на R134a та третя на R290. Метою експериментів було порівняти кількість заряду холодоагенту та енергоефективність кожної системи за різних умов навколишнього середовища та навантаження [3]. Результати експериментів показали, що система R290 вимагала меншої кількості заряду холодоагенту в порівнянні з системами на R404A і R134a за всіх умов. Середнє відношення заряду холодоагенту для системи на R290 становило 0.35 по відношенню до системи на R404A і 0.28 по відношенню до системи на R134a. Це означає, що для досягнення того ж рівня охолодження система на R290 вимагала в 2.9 рази менше холодоагенту, ніж на R404A, і в 3.6 рази менше, ніж система на R134a. Система R290 також демонструвала більш високу енергоефективність порівняно з іншими двома системами за всіх умов. Середній коефіцієнт енергоефективності (ККД) для системи на R290 становив 2.23 по відношенню до системи на R404A і 1.86 по відношенню до системи на R134a. Це означає,

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що система R290 споживала в 1.8 рази менше енергії, ніж система на R404A, і в 1.9 рази менше, ніж система на R134a, для досягнення того ж рівня охолодження.

Автори статті зробили висновок, що використання R290 як холодоагенту для малих комерційних холодильних систем має ряд переваг у порівнянні з використанням R404A або R134a. По-перше, це сприяє зниженню впливу на навколишнє середовище за рахунок зменшення ODP та GWP холодоагенту. По-друге, це дозволяє зменшити кількість заряду холодоагенту та підвищити енергоефективність системи за рахунок вищого ККД холодоагенту. По-третє, це може призвести до зменшення вартості експлуатації та обслуговування системи за рахунок меншого споживання енергії та холодоагенту. Однак автори також зазначають, що для поширення використання R290 необхідно вирішити ряд проблем, пов'язаних з безпекою та регулюванням. Наприклад, необхідно розробити більш суворі стандарти та норми для виробництва, встановлення та обслуговування обладнання на основі R290; необхідно забезпечити підходяще навчання та сертифікацію персоналу; необхідно підвищити обізнаність споживачів про переваги та ризики використання R290; необхідно проводити подальші дослідження з оптимізації дизайну та продуктивності систем на основі R290.

Kim, S., та співавтори досліджують термодинамічну ефективність та екологічні характеристики ORC-системи (органічний цикл Ренкіна) з пропаном як робоче тіло для використання низькопотенційного тепла [4]. Перевагою використання R290 в ORC-системах полягають у тому, що він має високу критичну температуру (96.7 °C) та тиск (42.5 бар), що дозволяє працювати при більш високих температурах і тисках, ніж інші середньо- та високотемпературні холодоагенти. Авторі розглядають ORC-систему з R290 для використання тепла газів дизельного двигуна, що відходять, з температурою 150 °C і масовою витратою 0.4 кг/с. Також було оптимізовано параметри ORC-системи, такі як тиск конденсації, тиск випаровування, підігрів робочого тіла та охолодження конденсату, щоб максимізувати

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ефективність циклу. Було проведено порівняння ORC-системи на R290 з іншими ORC-системами з різними холодоагентами, такими як R123, R245fa, R600a та R134a та оцінено екологічний внесок ORC-системи з R290 за показниками GWP та ODP.

Основні результати аналізу статті можна підбити так:

- Оптимальні параметри ORC-системи з R290 були знайдені при тиску конденсації 9 бар, тиску випаровування 25 бар, підігріванні робочого тіла на 10 °C та охолодженні конденсату на 5 °C.
- Максимальна ефективність циклу ORC-системи з R290 склала 10.8%, що на 1.6% вище, ніж у ORC-системи з R123, на 2.4% вище, ніж у ORC-системи з R245fa, на 3.2% вище, ніж у ORC-системи з R600a та на 4.6% вище, ніж у ORC-системи з R134a.
- Потужність ORC-системи з R290 склала 27.2 кВт, що на 4.1 кВт більше, ніж у ORC-системи з R123, на 6 кВт більше, ніж у ORC-системи з R245fa, на 8 кВт більше, ніж у ORC-системи з R600a та на 11.6 кВт більше, ніж у ORC-системи з R134a.
- GWP ORC-системи з R290 становив 3.2 кг CO₂ екв./кВт·ч, що на 97.9% менше, ніж у ORC-системи з R123, на 99.7% менше, ніж у ORC-системи з R245fa, на 98.8% менше, ніж у ORC-системи з R600a і 99.9% менше, ніж в ORC-системи з R134a.
- ODP ORC-системи з R290 дорівнював нулю, тоді як ODP інших ORC-систем був позитивним.

У статті Lee та ін. автори проводять експериментальне дослідження теплового насоса для нагрівання води з використанням R290 у різних режимах роботи [5]. Вони вимірюють коефіцієнт корисної дії (COP), температуру подачі води, витрату холодоагенту та інші параметри при різних температурах навколишнього повітря та температурах нагрівання води. Вони також порівнюють результати з іншими дослідженнями, що використовують різні холодоагенти.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Використання R290 показало високий COP у середньому 4,53 при температурі навколишнього повітря 20°C та температурі подачі води 55°C. Це вище, ніж у інших холодоагентів, таких як R410A (3,68), R134a (3,45) або R22 (3,35). Тепловий насос з використанням R290 міг досягти високої температури подачі води до 75°C за температури навколишнього повітря 20°C. Це дозволяє використовувати його для систем опалення із високотемпературними радіаторами або для гарячого водопостачання.

Також з використанням R290 тепловий насос мав низьку витрату холодоагенту в середньому 0,011 кг/кВт·год при температурі навколишнього повітря 20°C та температурі подачі води 55°C. Це свідчить про високу ефективність циклу холодильної машини та низький ризик витoku холодоагенту. Тепловий насос з використанням R290 демонстрував стабільну роботу за різних температур навколишнього повітря від -7°C до 43°C. Це свідчить про його адаптивність до змін кліматичних умов.

У статті Oh та ін. (2015) автори представляють результати експериментального дослідження продуктивності холодильної системи з R290 та переохолоджувачем для середньотемпературних додатків. Переохолоджувач – це теплообмінник, який охолоджує рідкий холодоагент після конденсатора до температури нижче температури насичення при цьому тиску. Це зменшує ентальпію рідкого холодоагенту та збільшує його підживлення у випарнику, що призводить до підвищення COP системи. Автори використовували експериментальний стенд із двома випарниками: один для охолодження продуктів при температурі -5°C, а інший для охолодження повітря за температури 10°C. Вони вимірювали різні параметри системи, такі як тиск, температура, витрата та електрична потужність за різних умов роботи. Вони також порівнювали продуктивність системи з переохолоджувачем та без нього. Вони виявили, що використання переохолоджувача призводить до значного збільшення системи COP в порівнянні з системою без переохолоджувача. Наприклад, при температурі конденсації 45°C та температурі переохолодження 20°C COP системи з

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

переохолоджувачем був на 19% вище, ніж COP системи без переохолоджувача. Автори також зазначають, що використання переохолоджувача дозволяє зменшити масу R290 у системі на 20%, що сприяє підвищенню безпеки [6]. Автори порівнюють свої результати з іншими дослідженнями застосування R290 в холодильних системах і роблять висновок, що R290 є перспективним холодоагентом для середньотемпературних додатків. Вони також пропонують подальші напрями для оптимізації продуктивності та безпеки систем з R290 та переохолоджувачем.

Порівнюючи R290 з синтетичними холодоагентами, можна відзначити, що R290 має високу енергоефективність і екологічну безпеку, в той час як деякі синтетичні холодоагенти мають високий потенціал глобального потепління або негативно впливають на навколишнє середовище.

Однак, при використанні R290 необхідно дотримуватися відповідних запобіжних заходів у зв'язку з його високою займистістю. Це включає забезпечення правильної вентиляції, відповідність нормам безпеки та використання спеціального обладнання та компонентів, призначених для роботи з пропаном.

Загалом застосування R290 у малих холодильних системах пропонує ряд значних переваг у сфері енергоефективності, екологічної безпеки та сумісності з існуючими системами, роблячи його привабливим варіантом для застосування в сучасній холодильній техніці.

1.2 Аналіз схем холодильних систем для малих господарств та підприємств торгівлі

1.2.1 Порівняння системи з безпосереднім випаровуванням і системи з вторинним контуром охолодження.

В сучасних холодильних системах, застосовуваних в супермаркетах для охолодження і заморожування продуктів, в основному використовується цикл стиснення пари з безпосереднім випаровуванням. Поряд із занепокоєнням

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

глобальним потеплінням клімату і руйнуванням шару озону, пов'язаного з витоками хладагентів CFC і HCFC, використовуваних в даний час в цих системах, існують побоювання зростання вартості відповідних альтернативних холодоагентів у міру того, як використання сучасних холодоагентів буде поступово припинятися.

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 отримання основних параметрів систем, необхідних для проведення порівняння витрат, залучалися літературні джерела, а також використовувалися дані вимірювань і інформація про компонування обладнання в реальних супермаркетах.

Для визначення продуктивності холодильної системи в даному дослідженні застосовувався підхід, при якому моделювався витрата хладагента 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 - безпосереднього випаровування холодильного агента) або аміачних чілерів (система із вторинним контуром), пропонованих виробниками холодильного обладнання.

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

Опис і аналіз обладнання супермаркету

На рис. 1.2 показана типова схема обладнання супермаркету, включаючи вітрини із середньою і низькою температурою охолодження. Розглянутий

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

супермаркет, параметри якого засновані на обстеженні і вимірі кількох магазинів, має загальну торговельну площу близько 3 200 м².

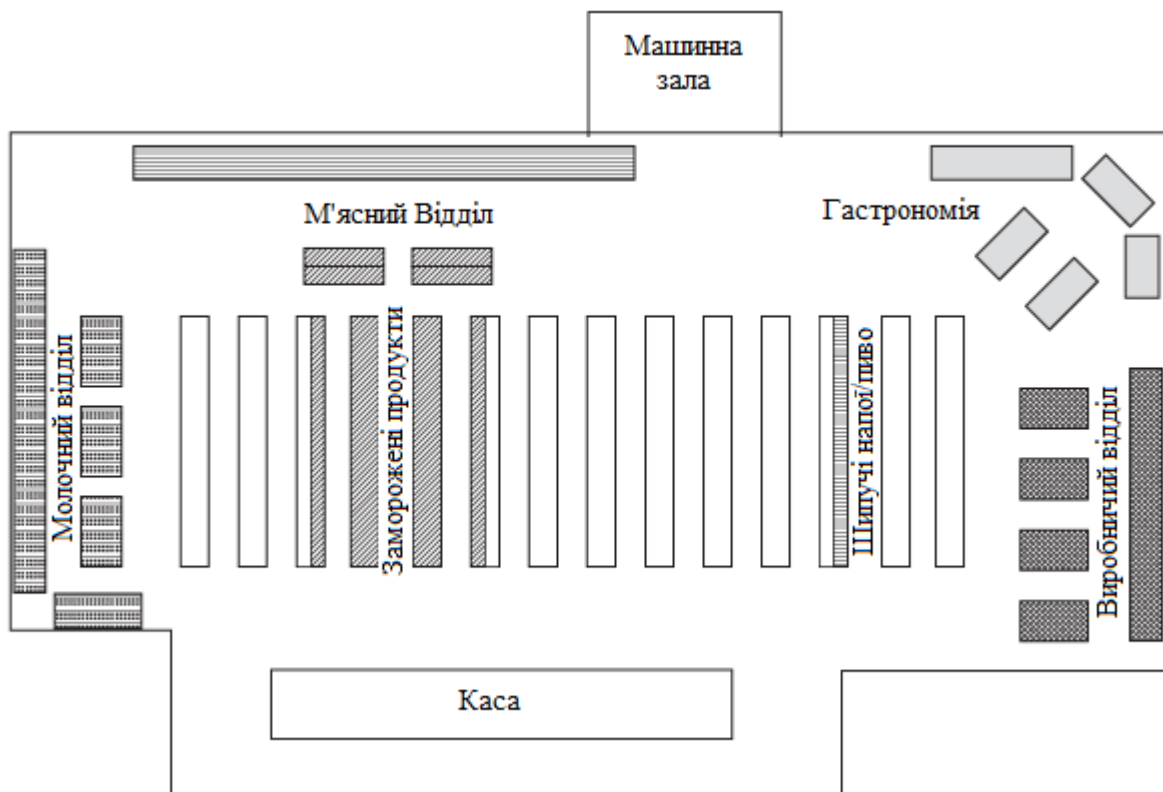


Рис 1.2 Схема обладнання супермаркету

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.

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 окремих вітрин.

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 табл. 1.1 міститься докладна інформація, що стосується холодильної системи і її компонування в супермаркеті, представленому на рис. 1.2

Таблиця 1.1 Дані про холодильній системі супермаркету

Найменування зони	кількість вітрин	температура випаровування, °С	Довжина труби до машинного залу, м	Температура на вході на стороні повітря в повітряному теплообміннику, ° С
Молочні продукти	14	-6,1	75	1,1
М'ясний відділ	11	-9,4	30	-2,2
Гастрономічний відділ, пиво, шипучі напої	19	-6,1	40	1,1
Виробничий відділ	14	-6,7	65	1,7
Заморожені продукти/морозиво	21/7	-26,7/-30,5	50	-20/-24,4

Холодильна система з безпосереднім випаровуванням

У цьому аналізі передбачається, що кожен встановлений у вітрині повітряний теплообмінник безпосереднього випаровування має довжину 3,66 м і один контур холодоагенту з 32 проходками, підключеними по поперечно-протиточної 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.

У холодильній системі безпосереднього випаровування для низької температури в якості холодоагенту застосовується HFC-404A. У ній є єдина група що працюють паралельно компресорів. Передбачається, що тиск нагнітання компресорів в системі з низькою температурою дорівнює 19 бар.

При моделюванні холодильних систем з безпосереднім випаровуванням як середньої, так і низької температури передбачається, що рідинна магістраль не має теплоізоляції, в той час як лінія всмоктування має стандартну теплоізоляцію з пінопласту з закритими порами, з товщиною стінок 19 мм.

Передбачається, що повітря на вході повітряних змійовиків вітрин має відносну вологість 75% і швидкість в поперечному перерізі 0,57 м/с, що відповідає вимогам посібників з установки та проведення сервісу для серійно випускаються вітрин.

На рис. 1.3 схематично показана група компресорів і конденсатор з повітряним охолодженням, що використовуються в дослідженні на прикладі застосовуваної в супермаркеті холодильної системи безпосереднього випаровування.

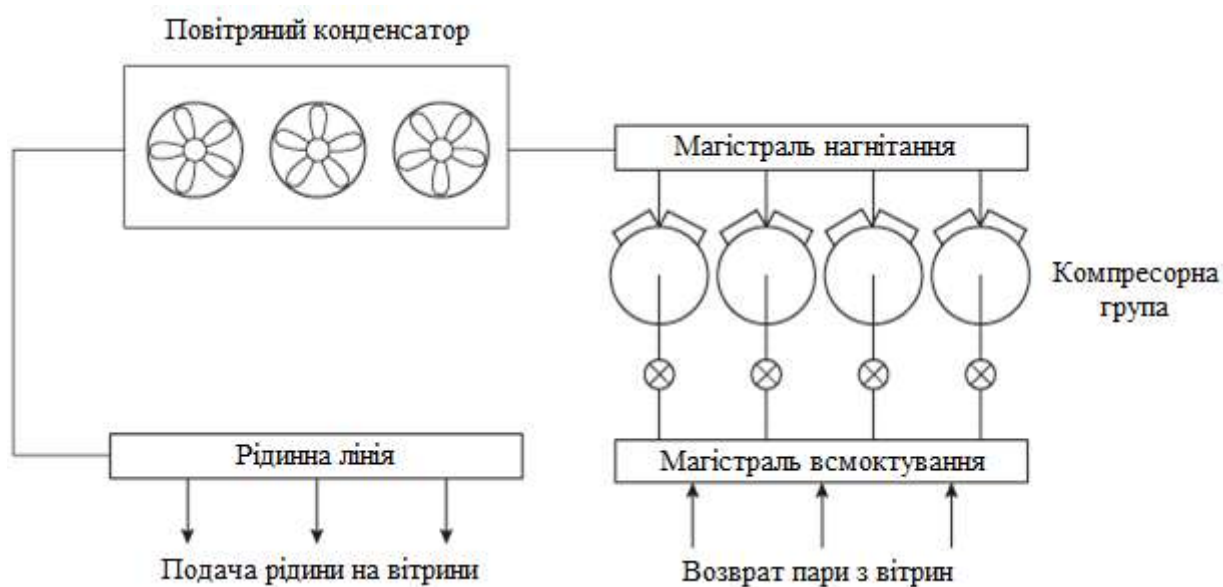


Рис. 1.3. Схема холодильної системи з безпосереднім випаровуванням

Для знаходження продуктивності системи з безпосереднім випаровуванням для кожної групи теплообмінників в ході ітеративної

процедури визначалися холодильна продуктивність і масова витрата. Крім того, одночасно проводилося обчислення падіння тиску і перенесення тепла в наборах ліній.

Таблиця 1.2 Результати моделювання застосовується в супермаркеті холодильної системи з безпосереднім випаровуванням

Найменування зони	Масова витрата, кг/с	Холодильна продуктивність, кВт	Діаметр лінії, см	
			рідинна лінія	лінія всмоктування
Середня температура, хладагент HCFC-22				
Молочні продукти	0,3080	50,14	2,00	6,35
М'ясні продукти	0,2508	40,22	1,41	5,08
Гастрономічний відділ	0,4199	68,16	2,00	6,35
Виробничий відділ	0,3976	63,87	2,00	6,35
Загальні дані для системи середньої температури	1,376	222,4		
Низька температура, хладагент HFC-404A				
Заморожені продукти	0,2600	26,85	2,00	6,35
Морозиво	0,0810	8,15	1,10	3,81
Загальні дані для системи низької температури	0,3410	35,00		

У табл.1.2 наведені результати вимірювань для застосовуваної в супермаркеті холодильної системи з безпосереднім випаровуванням. Було знайдено, що для системи з безпосереднім випаровуванням середньої температури, що використовує холодоагент HCFC-22, тиск всмоктування в компресорах одно 274 кПа при температурі хладагента на вході -15,4 ° С. Для холодильної системи з безпосереднім випаровуванням низької температури було знайдено, що тиск всмоктування в компресорах одно 160 кПа при температурі у всмоктуючому колекторі -15,4 ° С.

Так як холодильні системи безпосереднього випаровування як середньої, так і низької температури працюють при однаковому тиску всмоктування в усіх компресорах, різні значення температури випаровування в цих двох системах забезпечуються за допомогою використання клапанів регулювання тиску випарника.

Холодильні системи для середньої температури, що використовують холодоагент HCFC-22, обслуговуються трьома напівгерметичними

гвинтовими компресорами, в той час як вітрини низької температури з холодоагентом HFC-404A працюють з чотирма напівгерметичними поршневыми компресорами.

Для визначення холодильного коефіцієнта в сталому стані застосовується в супермаркеті холодильної системи з безпосереднім випаровуванням необхідно спочатку обчислити вхідну потужність групи компресорів.

Значення тиску і температури вводилися в програмний пакет, що поставляється виробником компресорів, і розраховувалися необхідні значення споживаної енергії.

В результаті було виявлено, що холодильна система з безпосереднім випаровуванням для середньої температури має холодильний коефіцієнт (COP), рівний 2,01, в той час як значення COP системи для низької температури одно 1,19.

Холодильна система із вторинним контуром

Для даного дослідження в холодильних системах і для середньої, і для низької температури в якості холодоагенту вторинного контуру був обраний гідрофторофір, а первинного контуру - аміак.

На рис. 1.4 представлена схема холодильної системи з вторинним контуром.

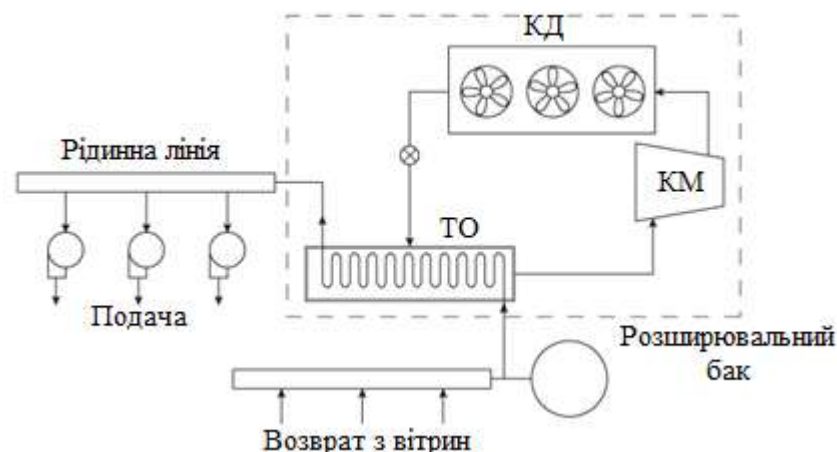


Рис. 1.4 Схема холодильної системи з вторинним контуром

Холодоносій вторинного контуру, що охолоджується аміачним чиллером, доставляється окремими циркуляційними насосами в кожну основну зону

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вітрин у всьому магазині. Кожна з систем із вторинним контуром для середньої і низької температури обслуговується окремим аміачним чиллером.

Передбачається, що вітрини, охолоджувальні застосовуваної в супермаркеті системою із вторинним контуром, мають повітряний змішувач довжиною 3,66 м з п'ятьма паралельними контурами холодоагенту, підключеними по поперечно-протivotочной схемою.

Для аналізу холодильної системи з вторинним контуром необхідно визначити масовий витрата, падіння тиску, діаметр ліній подачі і повернення. Крім того, повинна бути задана температура холодоносія в деякій точці вторинного контуру.

Після декількох модельних прорахунків методом проб і помилок для системи середньої температури була обрана температура холодоносія на виході проміжного теплообмінника, що дорівнює -15°C , а для системи низької температури -30°C .

Необхідний масова витрата холодоносія вторинного контуру для вітрин визначався за допомогою декількох ітерацій, що проводилися до тих пір, поки холодильна продуктивність вторинного контуру для групи теплообмінників не ставала рівною холодильної продуктивності, визначеної для такої ж групи повітряних теплообмінників системи з безпосереднім випаровуванням.

Перенесення тепла в лінії розподілу визначався в припущенні, що лінії подачі і повернення мають теплоізоляцію з пінопласту з закритими порами з товщиною стінок 7,62 см і розташовані в середовищі, що має температуру 32°C .

Для оцінки потужності кожного з насосів подачі рідкого холодоносія вторинного контуру обчислювалося падіння тиску на кожній з основних груп ліній подачі і розраховувалися параметри теплообмінників вітрин. Потужність насосів визначалася на підставі першого закону термодинаміки, в припущенні адіабатичного процесу перекачування і несжимаемости холодоносителя. Отриманий результат ділився на наданий користувачем значення ККД

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

електродвигуна насоса. Отримане значення є оцінкою загальної потужності насоса.

Таблиця 1.3 Результати моделювання застосовується в супермаркетах холодильної системи з вторинним контуром, в якій в якості холодоносія вторинного контуру використовується гідрофторофен

Найменування зони	Масова витрата, кг/с	Холодильна продуктивність, кВт	Напор насоса, кПа	Діаметр лінії, см
Середня температура, хладагент аміак/гідрофторофен				
Молочні продукти	3,873	50,14	153,2	6,35
М'ясні продукти	5,386	40,22	181,8	6,35
Гастрономічний відділ	5,214	68,16	150,0	6,35
Виробничий відділ	5,727	63,87	198,0	6,35
Загальні дані для системи середньої температури	20,20	222,4		
Низька температура, хладагент аміак/гідрофторофен				
Заморожені продукти	2,896	26,85	144,5	5,08
Морозиво	2,095	8,15	148,0	5,08
Загальні дані для системи низької температури	4,992	35,0		

Результати для застосовуваної в супермаркеті холодильної системи з вторинним контуром зведені в табл. 1.3. Ці результати отримані в припущенні, що електродвигуни всіх насосів циркулюючих холодоносіїв у вторинному контурі мають ККД, рівний 70%. Загальна потужність, необхідна для розподілу по всьому магазину холодоносителя вторинного контуру, дорівнює 1,54 кВт.

Перенесення тепла в групі ліній розподілу надає невеликий вплив на загальну продуктивність системи з вторинним контуром. В системі середньої температури перенесення тепла в лініях подачі і повернення становить лише 1,5% загальної холодильної продуктивності вітрини середньої температури, в той час як в системі низької температури перенесення тепла в лініях розподілу вносить добавку до холодильної продуктивності, рівну 6,1%.

Інформація, отримана при аналізі холодильної системи з вторинним контуром, використовувалася для визначення вимог за розмірами і потужності двох аміачних чиллерна агрегатів, призначених для задоволення потреби в

охолодженні до середньої і низької температури в супермаркеті. Як тільки встановлюється вхідна потужність чиллерна агрегату, розраховується холодильний коефіцієнт в сталих умовах холодильних систем із вторинним контуром для середньої і низької температури. Вхідна потужність чиллера була знайдена за допомогою програмних засобів, які надаються виробником обладнання.

У табл. 1.4 наведені робочі умови і розрахункові значення продуктивності холодильних систем із вторинним контуром середньої і низької температури.

Таблиця 1.4 Робочі умови і результати розрахунків продуктивності холодильних систем із вторинним контуром

	Система середньої температури з вторинним контуром	Система низька температури з вторинним контуром
Первинний контур (аміачного чилера з безпосереднім випаровуванням)		
Температура випаровування, °C	-16,98	-31,15
Температура конденсації, °C	41,7	41,7
Перегрів всмоктуваного газу, °C	10,0	10,0
ККД проміжного теплообмінника, %	82,8	80,0
Вхідна потужність компресора, кВт	94,9	22,3
Вторинний контур (Контур циркуляції, холодоносітелем в якому є гідрофторофен)		
Температура на вході проміжного теплообмінника, °C	-4,96	-23,13
Температура на виході промоторошного теплообмінника, °C	-15,0	-30,0
Загальна холодильна продуктивність повітряного теплообмінника, кВт	222,4	35,0
Загальний холодильний коефіцієнт системи COP	2,31	1,56

Порівняння систем з безпосереднім випаровуванням і систем із вторинним контуром

Для проведення коректного порівняння холодильних систем з безпосереднім випаровуванням і систем із вторинним контуром, моделювання яких проводилося в ході досліджень на прикладі супермаркету, необхідно не тільки знання робочих характеристик систем, а й уявлення про витрати на їх установку.

Результати дослідження показали, що в холодильній системі зі вторинним контуром, що використовує в якості холодоагентів аміак і гідрофторофір, холодильна продуктивність якої відповідає продуктивності вітрин холодильної системи з безпосереднім випаровуванням і холодоагентом HCFC-22, споживається на 15% менше енергії. Цей результат в основному може бути приписаний застосування в системі зі вторинним контуром аміаку в якості холодоагенту первинного контуру.

Порівняння капітальних витрат

Для точної оцінки початкових витрат на закупівлю і установку холодильної системи з безпосереднім випаровуванням або з вторинним контуром необхідно ґрунтовне знання деталей всієї системи і кожного її компонента. Так як така оцінка виходить за рамки цієї роботи, був реалізований більш загальний підхід, заснований на даних літературних джерел, в яких вже зібрана інформація про установках таких систем в супермаркетах.

Так, було проведено аналіз капітальних витрат для новозбудованого супермаркету, що має холодильну систему із загальною холодильною продуктивністю 82,2 кВт. Фактичні витрати на установку в цьому супермаркеті холодильної системи з безпосереднім випаровуванням були рівні 404 426 доларів. Ці витрати, взяті безпосередньо з плану установки холодильної системи, пішли на закупівлю всіх матеріалів і оплату робіт, необхідних для установки системи з безпосереднім випаровуванням. У ці ж витрати включена і вартість холодоагенту.

Вартість закупівлі і установки холодильної системи з вторинним контуром вдалося оцінити на підставі кількох інтерв'ю з фахівцями в області холодильної техніки, яка застосовується в супермаркетах.

В результаті для холодильної системи з вторинним контуром і з холодильною продуктивністю, рівної холодильної продуктивності системи з безпосереднім випаровуванням, вартість дорівнює 403 356 доларів. У цю суму

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

входять також витрати на придбання HFE-7100 в якості холодоносія вторинного контуру.

Таким чином, початкові витрати на придбання та установку холодильних систем з безпосереднім випаровуванням і зі вторинним контуром приблизно рівні.

У цьому дослідженні передбачається, що початкові витрати на закупівлю і установку холодильної системи з безпосереднім випаровуванням рівні аналогічним витратам для системи з вторинним контуром. Крім того, передбачається, що різниця витрат на володіння цими двома системами заснована тільки на витратах для виконання технічного обслуговування.

У табл. 5 наведені річні витрати на технічне обслуговування та експлуатаційні витрати, отримані з урахуванням цих припущень, для двох зазначених систем. При цьому передбачається, що тарифи на електроенергію залишалися незмінними і рівними 0,08 доларів за кВт • год, і потужність всіх вентиляторів (для повітряних змієвиків, конденсаторів і т. Д.) Однакова для обох систем.

Таблиця 1.5 Продукція, за рік витрати на технічне обслуговування та експлуатаційні витрати для холодильних систем з безпосереднім випаровуванням і зі вторинним контуром

	Система з безпосереднім випаровуванням і хладагентом HCFC-22	Система з вторинним контуром та холодоагентами NH ₃ /HFE
Необхідна холоди́льна продуктивність, кВт	257,4	262,9
Мощность вентиляторів, кВт	—	1,54
Норма електроенергії, кВт	139,9	118,7
Річні витрати на електроенергію, дол. США	73 531	62 388
Технічне обслуговування, в/рік	100	70
Ставка заробітної плати, дол. США на годину	60	60
Заливка холодоагенту в системі з непосредственным випаровуванням, кг	900	90
Інтенсивність качечки холодагента (% від загальної заливки в систему за рік)	15	5
Вартість холодагента (дол. США за кг)	19,8	19,8
Заливка холодоносителя	—	1300

вторинного контуру, кг		
Інтенсивність качечки холодно-сителя вторинного контуру (% від загальної заливки в систему за рік)	—	5
Вартість холодоносителя вторинного контуру (дол. США за кг)	—	33
Річні витрати на технічне обслуговування, дол. США	8 673	6 434
Річні витрати на потребу-ні енергії та технічні обслуговування, дол. США	82 204	68 822

Порівняння за показниками TEWI

При проектуванні і реалізації холодильних систем для супермаркетів важливо розглядати їх вплив на навколишнє середовище. У визначенні економічної ефективності роботи холодильних систем важливу роль відіграє ККД таких систем.

При спробах знизити вплив різних холодоагентів і холодильних систем на глобальне потепління необхідно враховувати, по крайній мере, два різних аспекти: прямий вплив, що є результатом того, що холодоагент виводиться безпосередньо в атмосферу, і опосередкований вплив, що виражається у виділенні вуглекислого газу при спалюванні викопного палива в електростанціях, що виробляють енергію, в тому числі і для холодильних систем.

Ці два фактори були об'єднані одним рівнянням, використовуваним для оцінки комбінованого впливу на глобальне потепління. Така система оцінки відома під назвою TEWI (Total Equivalent Warming Impact - загальне еквівалентний вплив на глобальне потепління) і виражається як еквівалентна маса CO₂, виділеного в атмосферу (Cohen, 1999).

Холодильні системи в супермаркетах поступово переходять на холодоагенти HFC, за своєю природою менш ефективні, ніж холодоагенти CFC / HCFC, але знижують ефект руйнування озонового шару в стратосфері Землі. При цьому вони одночасно збільшують концентрацію парникових газів в атмосфері Землі.

Крім того, т. К. При використанні холодоагентів HFC холодильна система стає менш ефективною, для збільшення зростаючих потреб необхідна більша

кількість енергії. Збільшення вироблення енергії веде до ще більшого збільшення кількості вуглекислого газу, що викидається в атмосферу в результаті спалювання викопного палива на електростанціях.

Таблиця 1.6 Аналіз показників TEWI застосовуваних в супермаркетах холодильних систем з безпосереднім випаровуванням і систем із вторинним контуром

	Система з безпосереднім випаровуванням і хладагентом HCFC-22	Система з вторинним контуром та холодоагентами NH ₃ /HFE
Заливка хладагента, кг	900	90
Інтенсивність качечки хладагента (% від загальної заливки в систему за рік)	15	5
Термін служби, років	7	7
GWP	1 500	<1
Еквівалентна кількість непосредственных виділень (кг CO ₂)	1 518 750	<33,75
Потужність, що споживається, кВт	139,9	118,7
Кількість робочих годин на рік	6 570	6 570
Коефіцієнт інтенсивності виділень	0,65	0,65
Еквівалентна кількість непрямих виділень (кг CO ₂)	4 480 822	3 801 812
Показник TEWI (кількість еквівалентних виділень, кг CO ₂)	5 999 572	3 801 846

Представлені в табл. 1.6 результати аналізу показників TEWI вказують на значну величину непрямого впливу холодильних систем як з безпосереднім випаровуванням, так і з вторинним контуром, що виражається в еквівалентній кількості виділеного вуглекислого газу.

Цього слід було очікувати, т. К. Супермаркети споживають велику кількість електроенергії, необхідної для забезпечення потрібного охолодження.

Даний аналіз передбачає, що при збільшенні ефективності застосовуваних в супермаркетах холодильних систем з безпосереднім випаровуванням їх вплив на навколишнє середовище зменшується в більшій мірі, ніж систем, які застосовують холодоагент з більш низьким потенціалом впливу на глобальне потепління.

Холодильні системи з вторинним контуром, що використовують аміак і гідрофторофір, не тільки споживають меншу кількість енергії, необхідної для забезпечення такої ж холодильної продуктивності, але і характеризуються еквівалентним показником впливу на глобальне потепління, на 37% меншим, ніж у подібних холодильних систем з безпосереднім випаровуванням, використовують холодоагент HCFC-22.

В результаті аналізу досліджень на конкретних прикладах для супермаркетів з використанням чис-ленній моделі, розробленої і перевіреної авторами і на підставі приписів, що визначаються фахівцями в області примуше-ленного проектування, показано, що холодильна система із вторинним контуром, що використовує аміак і гідрофторофір, володіє такою ж холодильної продуктивністю, що і система з безпосереднім випаровуванням і холодоагентом HCFC-22, але при цьому споживає на 15% менше енергії.

У супермаркеті, подібному аналізованому в дослідженні, в якому застосовується не традиційна система з безпосереднім випаровуванням, а система з вторинним холодильним контуром, може бути досягнута річна економія близько 14 000 доларів.

Оцінка вартості закупівлі та встановлення систем обох типів, заснована на літературних даних, показує, що система із вторинним контуром і еквівалентна їй система з безпосереднім випаровуванням характеризуються подібними величинами витрат.

Нарешті, для більш повного порівняння систем були розраховані еквівалентні показники впливу холодильних систем обох типів на глобальне потепління. Порівняння цих показників демонструє, що холодильна система із вторинним контуром характеризується показником, на 37% меншим, ніж у системи з безпосереднім випаровуванням.

На підставі наявних на даний момент літературних даних в поєднанні з результатами цієї роботи, можна зробити наступний загальний висновок: застосування холодильної системи з вторинним контуром в супермаркетах

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вигідніше і являє собою безпечну альтернативу холодильних систем з безпосереднім випаровуванням.

1.3 Виносні холодильні установки та центральні

Системи виносного холодної сьогоднішній день велика кількість торгових магазинів, супермаркетів і гіпермаркетів починають оснащувати свої торговельні точки холодильних та морозильних обладнанням з виносним холодом. При такому використанні холодильних камер і морозильних скринь досягається підтримка постійного рівня певної температури у всіх агрегатах. Як правило, є сенс використовувати системи виносного холоду при сумарною торговельною площею більше 400 квадратних метрів. Як правило, це стандартна площа одного з супермаркетів Вашого міста. В сучасних гіпермаркетах так само використовують великі площі поза торгового приміщення, де відбувається, наприклад оброблення м'яса, приготування напівфабрикатів для подальшого продажу і так далі. Ці приміщення так само як правило, потребують холодильних і морозильних камерах, тому встановлювати системи з виносним холодом ще більш рентабельно при наявності перерахованих вище приміщень.

Сучасні системи централізованого холодопостачання набагато далі пішли своїх предків і в даний момент є високотехнологічні пристрої. Як правило, це багатокомпресорні апарати, які відрізняються великою економічністю і високою надійністю при досить низьких витратах на використання та експлуатацію. Многокомпрессорные апарати мають велику кількість переваг, перерахуємо лише основні:

- Велика надійність в роботі, яка досягається шляхом «холодного» або «гарячого» резерву потужності;
- Висока економія електрики, так як встановлюються потужні компресори з високим рівнем ККД, використання систем регулювання продуктивності установки в залежності від навантаження;

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Зменшення фінансових витрат на вентиляцію так як відсутній тепловіддача від холодильних установок;
- Високий рівень комфорту в торговому приміщенні та інших приміщеннях при відсутності постійного шуму, який виходив би від холодильних установок;
- Зручна, легка діагностика і регулювання всіх налаштувань і параметрів холодильного агрегату;

Одним з головних переваг є можливість технічного огляду і обслуговування без відключення холодопостачання на торгові зали.

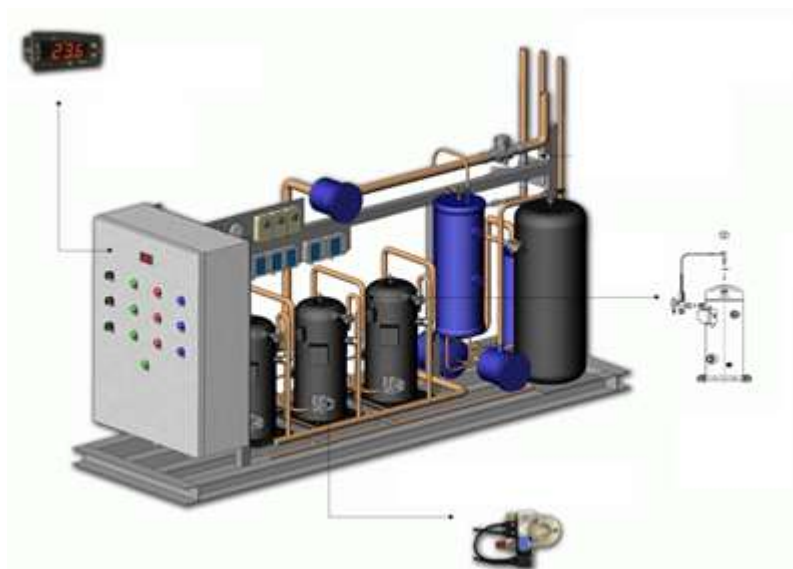


Рисунок 1.5 Виносна централізована холодильна система

В наш час, система як правило, працює на двох багатокompресорні апаратах. Два спеціальних конденсатора повітряного охолодження встановлюються або на стіні будівлі зовні, або ж на даху будівлі. Залежно від споживаної потужності холодильних установок в один спеціальний агрегат встановлюється від 2 до 6 компресорів.

Система працює на два напрямки - забезпечення заданої температури всього середнетемпературного і низькотемпературного холодильного обладнання. Зараз поширена схема установки мультикомпресорні холодильних установок для харчування холодом, як низькотемпературні

агрегати, так і середньо температурні, робиться це для зменшення та економії займаної площі холодильними установками.

Кращі європейські компанії, які є виробниками мультикомпресорні апаратів, встановлюють в своїх холодильних агрегатах компресори таких відомих марок як Bitzer, Carrier, Frascold, Danfoss і багато інших. Для установки в супермаркетах використовуються герметичні поршневі компресори, які можуть забезпечувати повний запас необхідної холодної потужності при цьому мати хороший рівень ККД і досить низьку ціну. Зверніть увагу на те, що багатокомпресорні станції, в складі яких використовуються герметичні поршневі компресори, коштують досить дешево в порівнянні з напівгерметичними які по потужності будуть ідентичні «герметикам».

Найчастіше встановлюються вони для забезпечення холодом среднетемпературних холодильних установок. Низька ціна на герметичні компресори пояснюється досить низькою собівартістю при виробництві, але врахуйте один великий недолік, який криється в майже повну непридатність до ремонту герметичного компресора. Якщо він не дай Бог вийде з ладу, то Вам доведеться дуже швидко шукати йому рівноцінну заміну. Але в, то, же час якщо у Вас досить невеликий магазин і холодна потужність, яка необхідна для нормального функціонування всіх холодильних агрегатів не перевищує 50 кВт в середніх температурах, то використання холодної установки з використанням герметичних компресорів буде досить економічним і приємним.

Зараз стало звичайною практикою в тому, що великі супермаркети розміщуються на перших поверхах звичайних житлових будинків, тому до холодильних установок ставляться серйозні вимоги по рівню створюваної вібрації і шумовим характеристикам. На сьогоднішній день ця невелика проблема вирішується досить успішно при використанні спеціалізованих спіральних герметичних компресорів, які в порівнянні з аналогічними моделями володіють більш кращими шумовими і вібраційними

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

характеристиками. При цьому мають високий рівень ККД і тривалий термін служби. Так само при монтажі багатокомпресорні станції оснащуються спеціальними звукоізолюючими кожухами і противібраційний вузлами.

Компресори, які встановлені в комплексі виносного холоду є лише одним з основних елементів такої системи. Крім цього на центральній магістралі встановлюється цілий ряд спеціалізованих агрегатів і вузлів, які в комплексі забезпечують безперервну та ефективну роботу системи виносного холоду. У такий комплекс входять наступні компоненти: нагнітальний і всмоктуючий колектори, які регулюються спеціальними механізмами, масляна система, ресивер рідкого холодоагенту, холодильна автоматика, фільтри, щит управління і контролю над електронними приладами і так далі. Система управління в сьогоdnішніх холодильних установках виносного холоду використовує складні електронні блоки управління установкою, які регулюють в автоматичному режимі потужність компресорів в залежності від споживання холоду. Такі системи дозволяють ефективно налаштовувати і регулювати потужність кожного окремого вузла і сприяти оптимізації часу напрацювання компресора.

1.4 Характеристика робочих тіл холодильних систем торгівельної галузі.

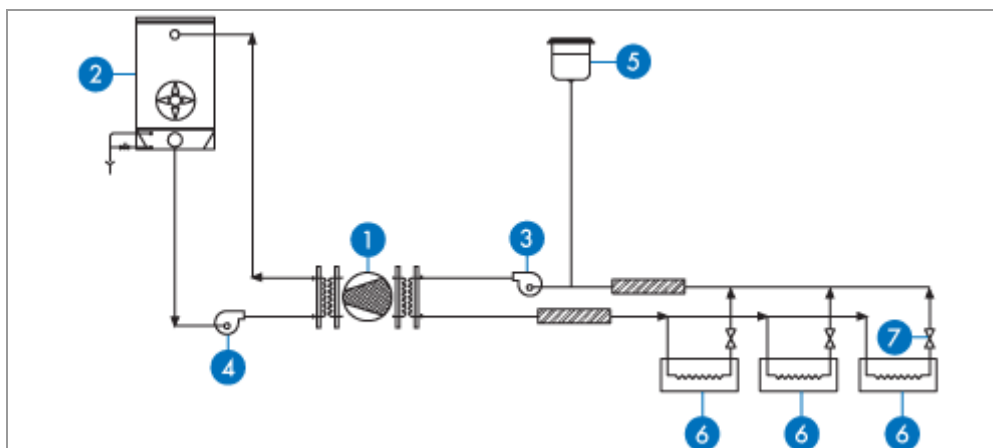
1.4.1 Амiачні холодильні установки в супермаркетах

Функціонування системи

Система складається з охолоджувача рідини, який охолоджує водний розчин з додаванням антифризу, що дозволяє зберігати розчин у рідкому стані при низьких температурах (рис. 1.6). 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

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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



Малюнок 1.5 Схема системи

- 1 – рідкий охолоджувач (центральный)
- 2 – градирня
- 3 – насос проміжного холодоагенту
- 4 – насос конденсатора
- 5 – розширювальний бак
- 6 – вітрини та склади
- 7 – вентилі для розморожування (тільки для низькотемпературних систем)

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 та 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 відтавання, т. К. Поверхню теплообмінника покривається льодом.

В установках з проміжним хладоносителем 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 відтавання теплообмінників. Це істотно знижує енергетичну ефективність.

Рішення, розроблене нами, орієнтоване на використання малого перепаду температур між проміжним хладоносителем (приблизно -2°C) і охолоджуваними продуктами.

Розрахунок теплового балансу і підбір поверхні теплообмінника згідно діючих норм проміжного холодоносія 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 холодоносія якість зберігання продуктів залишалася на тому ж рівні, що і в звичайних системах з безпосереднім випаровуванням фреону-22, проте через відсутність перерв в подачі холодоагенту, параметри зберігання не змінювалися протягом дня. Це забезпечує збереження продуктів відповідно до стандартів якості в торгівлі (рис. 1.6).

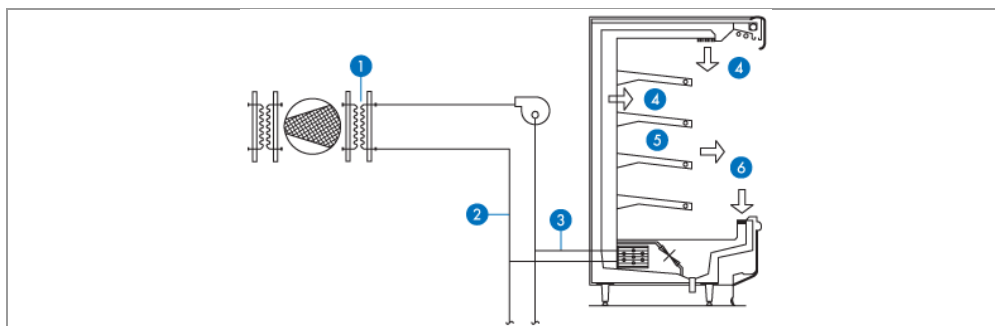


Рис 1.7. Дані по експлуатації системи охолодження продуктів

Таблиця 1.7 Дані про холодильній системі супермаркету

Температура, $^{\circ}\text{C}$	М'ясо	Молочні продукти	Охолоджені нарізки	Фрукти та овочі
---------------------------------	-------	------------------	--------------------	-----------------

1. Випарник центрального охолоджувача	-6	-6	-6	-6
2. Холодоносій на входить у теплообмінник	-2	-2	-2	-2
3. Холодоносій на вихід з теплообмінника	-0,5	2	2	4
4. Повітря на вході	0	3	3	5
5. Продукти	1	4	4	8
6. Повітря на виході	5	8	8	10

Примітки: Наведені дані по холодильній установці отримані при нормальній експлуатації супермаркета і належним чином відрегулювань.

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 хладоноситель (таб. 1.8).

Таблиця 1.8 Ефективність систем при повному навантаженні

Система	Хладагент	Охолодження конденсатора	Діапазон температур, °C	Коефіцієнт ефективності компресора	Коефіцієнт ефективності компресора+насоса
Пряме охолодження	R-22	Повітря	-10...+45,0	2,99	-
Пряме охолодження	R-22	Вода	-10...+40,0	3,36	-
Пряме охолодження	R-22	Вода	-10...+37,5	3,57	-
Проміжний холодоносій	R-22	Повітря	-6...+45,0	3,41	2,91
Проміжний холодоносій	R-22	Вода	-6...+37,5	4,11	3,61
Проміжний холодоносій	R-717	Вода	-6...+37,5	4,08	3,58

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 хладоносителем 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.

Таблиця 1.9 Ефективність систем при частковому навантаженні

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Система	Хладагент	Охолодження конденсатора	Діапазон температур, °C	Коефіцієнт ефективності компресора	Коефіцієнт ефективності компресора+носося
Проміжний холодоносій	R-22	Вода	6...+30	5,01	4,51
Проміжний холодоносій	R-717	Вода	6...+30	5,01	4,51

Примітка: Експлуатаційні показники визначалися при середньорічних параметрах зовнішнього клімату в місті Сан-Паулу, Бразилія (температура повітря по сухому термометру 21 ° C, по мокрому термометру 17,5 ° C).

Проміжною хладоносителем

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 малу концентрації пропіленгліколю (менше 20%), фізичні та термодинамічні властивості води не зазнають значних змін 1.10.

Таблиця 1.10 Фізичні властивості 20% -го розчину пропіленгліколю

Речовина	Температура, °C	Щільність, кг/м³	Теплоємність, кДж/кг•K	Теплопровідність, Вт/м•K	В'язкість кінематич., м²/с
Вода	9	1 000	4,20	0,56	1,55 x 10 ⁻⁶
Пропіленгліколь	-2	1 027	3,92	0,46	4,26 x 10 ⁻⁶

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.

У табл. 1.11 наведені порівняльні дані по корозії, взяті з каталогів фірм-виробників, отримані тестуванням відповідно до стандарту ASTM D1384.

Таблиця 1.11 Результати тесту за стандартом ASTM D1384

Матеріал	Вода	Пропіленгліколь, 30%-й розчин	Пропіленгліколь з інгібітором, 30%-й розчин
Мідь	2	4	3
Латунь	5	5	4
Вуглецева сталь	212	214	1

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;

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 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 інгібованого пропіленгліколя, які взагалі не токсичні (використовуються в кормах для тварин).

Займання пропіленгліколя можливо при концентрації понад 80%, температура спалаху - 102 ° С. 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 або нижче -30 ° С. Тому було вирішено підтримувати таку ж температуру в випарнику центральної установки, а температуру проміжного холодоносія прийняти рівною -27 ° С. При таких умовах, використовуючи ті ж теплообмінники, що і в стандартних фреонових холодильниках, але змінивши циркуляційний контур, вдалося забезпечити температуру в вітринах з замороженими продуктами і в холодильних камерах на рівні -20 ° С.

Забезпечення вказаного температурного режиму стало можливим завдяки наступним факторам:

- протиточному течією в теплообмінниках;
- рівномірної тепловіддачі по довжині теплообмінника;
- мінімуму перегріву.

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

- електричне відтавання в теплообмінниках з проміжним хладоносителем відбувається ефективніше, ніж в сухих испарителях, завдяки інтенсифікації теплообміну при плинні робочої рідини; період розморожування скорочується;

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- відновлення температурного режиму після відтавання також відбувається швидше, т. К. Відсутні обмеження холодопроизводительности, пов'язані з дросселирующим вентилем.

Отримані результати підтвердили, що холодильні установки, що працюють по вищеописаному принципом, забезпечують необхідні умови зберігання заморожених продуктів у вітринах і холодильниках супермаркетів (рис. 1.7). Хоча процедура відтавання як і раніше необхідна, було відзначено, що коливання температури проміжного теплоносія в період відновлення режиму значно менше, ніж нестійкість температури випарника звичайних холодильників в той же період.

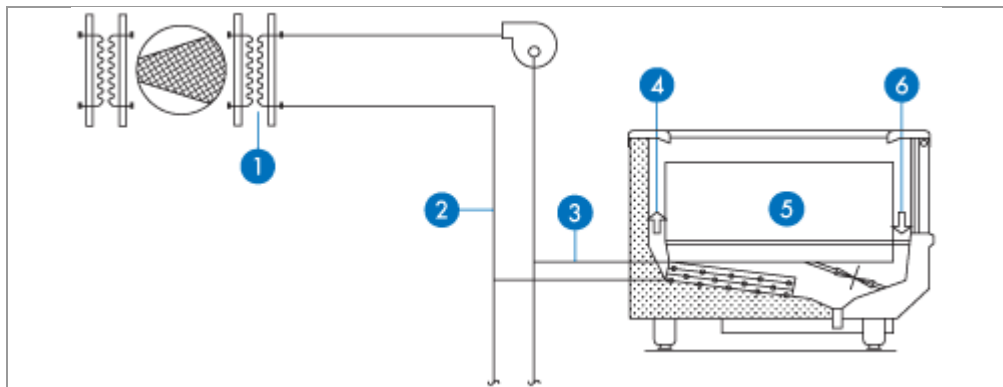


Рис 1.8. Дані по експлуатації системи заморозки продуктів

Температура, °С	Морозильник острівного типу
1. Випарник центрального охолоджувача	-30
2. Холодоноситель на вході в теплообмінник	-27
3. Холодоноситель на виході з теплообмінника	-25
4. Повітря на вході	-24
5. Продукти	-20
6. Повітря на виході	-18

Примітки: Наведені дані по холодильній установці отримані при нормальній експлуатації супермаркета і належним чином відрегулювань.

Ефективність системи

У низькотемпературних холодильних системах (так само як і в середнетемпературних) при повному навантаженні загальна ефективність дещо знижується через додаткової потужності на перекачку 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 таб. 1.12.

Таблиця 1.12 Ефективність систем при повному навантаженні

Система	Хладагент	Охолодження конденсатора	Діапазон температур, °C	Коефіцієнт ефективності компресора	Коефіцієнт ефективності компресора+нососа
Пряме охолодження	R-22	Воздух	-30... +45	1,71	-
Пряме охолодження	R-22	Вода	-30... +40	1,82	-
Пряме охолодження	R-22	Вода	-30... +35	1,98	-
Проміжний холодоносій	R-22	Воздух	-30... +45	1,82	1,52
Проміжний холодоносій	R-22	Вода	-30... +40	1,93	1,63
Проміжний холодоносій	R-22	Вода	-30... +35	2,11	1,81
Проміжний холодоносій	R-717	Вода	-30... +35	2,15	1,85

Однак, якщо розглядати роботу холодильних установок на частковому навантаженні, знову-таки при середньорічній, а не при літній температурі навколишнього середовища, системи з проміжним хладоносителем володіють реальним перевагою по ефективності таб. 1.13.

Таблиця 1.13 Ефективність систем при частковому навантаженні

Система	Хладагент	Охолодження конденсатора	Діапазон температур, °C	Коефіцієнт ефективності компресора	Коефіцієнт ефективності компресора+нососа
Проміжний холодоносій	R-22	Вода	-30...+29	2,22	1,92
Проміжний холодоносій	R-717	Вода	-30...+29	2,22	2,07

Проміжний хладоноситель

В том, что касается антифризов, ситуация для низкотемпературных холодильных систем отличается от среднетемпературных, т. к. не существует определенного антифриза, идеального по физическим свойствам. Однако появляются новые возможности, в частности, в северной Европе, где установлены предельные сроки для полного замещения галогенов. Таким образом, мы сравнили свойства некоторых веществ, которые могли бы использоваться в рабочей жидкости при температуре -30 °C.

Необходимые свойства антифриза для промежуточного хладоносителя:

- высокая теплопроводность;
- высокая плотность;
- высокая теплоемкость;
- низкая вязкость;

- низкая токсичность;
- низкая коррозионная активность;
- растворимость в воде.

Таблица 1.13 Фізичні властивості проміжних холодоносіїв

Речовина	Температура, °С	Щільність, кг/м³	Теплоємність, кДж/кг·К	Теплопровідність, Вт/м·К	В'язкість кінематич., м²/с
Tyfoxit, 80%-й р-р	-30	1 219	1,71	0,434	2,39 x 10 ⁻⁵
Пропіленгліколь, 60%-й р-р	-30	1 072	3,11	0,300	2,8 x 10 ⁻⁴
Етиленгліколь, 60%-й р-р	-30	1 104	2,87	0,311	5,9 x 10 ⁻⁵
Силікон	-30	907	1,66	0,121	4,38 x 10 ⁻⁶
Dowtherm-J	-30	900	1,69	0,140	2,5 x 10 ⁻⁶
Dowtherm-Q	-30	1 009	1,49	0,128	3,49 x 10 ⁻⁵
CaCl ₂ , 30%-й р-р	-30	1 279	2,81	0,490	2,09 x 10 ⁻⁵

У таб 1.13 наведені результати порівняння деяких речовин за вказаними параметрами.

Таблица 1.14 Результати тесту за стандартом ASTM D1384

Матеріал	Вода	CaCl ₂ , 30%-й р-р	Tyfoxit, 80%-й р-р	Етиленгліколь, 60%-й р-р
Мідь	2	30	2	3
Латунь	5	93	1	3
Вуглецева сталь	212	245	2	1

В 1.14 показані порівняльні дані по корозійної активності, отримані тестуванням відповідно до стандарту ASTM D1384. В результаті порівняння показників можна зробити висновок, що найбільш підходящими властивостями для використання в якості низькотемпературного хладоносителя володіє Tyfoxit 1.2 - водний інгібіторний розчин ацетату калію при об'ємної концентрації 80% з додаванням інгібіторів корозії.

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

- 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 (1.15).

Таблиця 1.15 Наслідки контакту з Tyfoxit і їх лікування

Тип контакта	Послідствия	Лечение
Попадання на шкіру	Довгочасний контакт може викликати роздратування	Промити водою
Попадання в око	Роздратування, можливо короточасний опік	Промити очі більшим кількістю води
Вдихання пар	Можливе роздратування	Відпочивати на свіжому повітрі
Проковтування	Можливе роздратування	Прополоскати рот водою, не викликати блювоту

Система регулювання

У порівнянні з випарними холодильниками, регулювання систем з проміжним хладоносителем 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 прилавоків 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. 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.

Вартість

У таб 1.16 та 1.17 порівнюються витрати на спорудження й експлуатацію холодильних установок в супермаркеті Porto-Alegre (Бразилія). Площа торгових залів становить 5 000 м².

Таблиця 1.16 Витрати на спорудження

Позиція специфікації	Система з проміжним холодоносітелем, хладагент R-717 (\$)	Система прямого випарного охолодження, хладагент R-22 (\$)
Обладнання холодильної станції	130 000	90 000
Конденсатори	22 000	22 000
Хладагент	450	4 000
Проміжний холодоносій	10 000	0
Система регулювання	13 000	35 000
Холодильні камери та вентилятори до них	185 000	175 000
Прилавки	370 000	355 000
Матеріали	90 000	105 000
Трудовитрати	70 000	90 000
<i>Усього</i>	890 450	876 000

Цифри в таб 1.16 отримані безпосередньо від постачальників обладнання та матеріалів і відповідають рівню цін липня 1998 року. Транспортні і накладні витрати не враховані.

Таблиця 1.17 Експлуатаційні витрати

Позиция спецификации	Система с промежуточным хладоносителем, хладагент R-717 (\$/год)	Система прямого испарительного охлаждения, хладагент R-22 (\$/год)
Электроэнергия	67 000	76 000
Хладагент	650	5 200
Промежуточный хладоноситель	0	0
<i>Всего</i>	67 650	81 200

Експлуатація

Експлуатаційні витрати відповідають холодильній установці з наступними характеристиками:

- Теплове навантаження на охолодження продуктів - 250 000 ккал / ч.
- Теплове навантаження на заморожування продуктів - 60 000 ккал / ч.
- Середня робоча навантаження обох установок - на рівні 70%.
- Вартість кВт • год становить \$ 0,1 (визначається за встановленою потужністю, ціною за кВт • год при пікових і непікові навантаженнях).
- Коефіцієнти ефективності прийняті за умовами водяного охолодження конденсатора.
- Вартість заміни холодоагенту прийнята за даними ASHRAE. Для випарних холодильних станцій річні витоку фреону, згідно з цим джерелом, складають 25% від загального обсягу заповнення системи (800 кг / рік).
- В експлуатаційних витратах не враховується зниження потужності для установки охолодження продуктів.

Переваги і недоліки

Системи з проміжним хладоносителем 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.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Зниження кількості холодоагенту в системі і значно менша ймовірність витоків.
- Спрощення монтажу, технічного обслуговування і ремонту.
- Підвищення надійності (знижується кількість ремонтів).
- Спрощення системи регулювання.
- Відсутність фторуглеродних і хлорфторвуглеродних хладагентів.

Недоліки

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

Основні переваги холодильних систем з проміжним хладоносителем - 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.

1.5 Використання альтернативних холодоагентів

З 2016 р. включення глобальної відмови від HFC в Монреальський протокол тепер має два режими контролю: речовини ODP та GWP. Графік поетапної відмови від HCFC можна побачити в таблиці 1.18, а графіки зниження стану HFC можна побачити у таблиці 1.19. Варто помітити, що

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

країни, що не входять до групи А5, спираються на базові показники, які вже заморожені, тоді як країни групи А5 мають комбінацію квоти з HCFC (яка вже заморожена) та споживання HFC, яке ще не настало. Це спричинило певні спекуляції щодо стимулів для групи А5 до раннього переходу до хладагентів з низьким GWP, оскільки це зменшить їх базову лінію.

Таблиця 1.18. Графік і базові лінії поетапної відмови від HCFC (Джерело: UNEP)

Non-Article 5(1) Parties: Consumption (Developed Countries)		Article 5(1) Parties: Consumption (Developing Countries)	
Base level:	1989 HCFC consumption + 2.8 per cent of 1989 CFC consumption	Base level:	Average 2009–10
Freeze:	1996	Freeze:	January 1, 2013
35 % reduction	January 1, 2004	10 % reduction	January 1, 2015
75 % reduction	January 1, 2010	35 % reduction	January 1, 2020
90 % reduction	January 1, 2015	67.5 % reduction	January 1, 2025
100 % reduction	January 1, 2020, Allowance of 0.5% of base level consumption untill January 1, 2030 for servicing of refrigeration and air- conditioning equipment existing on 1 January 2020.	100 % reduction	January 1, 2030, Allowance of 2.5% of base level consumption when averaged over ten year 2030-40 untill January 1, 2040 for servicing of refrigeration and air- conditioning equipment existing on 1 January 2030.

Таблиця 1.19. Графік і базові лінії поетапної відмови від HFC (Джерело: UNEP)

	Non A5-1	Non A5-2	A5-1	A5-2
Freeze	–	–	2024(100%)	2028(100%)
Step 1	2019 – 90%	2020 – 95%	2029 – 90%	2032 – 90%
Step 2	2024 – 55%	2025 – 65%	2035 – 70%	2037 – 80%
Step 3	2029 – 30%	2029 – 30%	2040 – 50%	2042 – 30%
Step 4	2034 – 20%	2034 – 20%	–	–
Final	2036 – 15%	2026 – 15%	2045 – 20%	2047 – 15%
Countries	All non A5 except non A5-2 and the EU	Belarus, Russia, Kazakhstan, Tajikistan, Uzbekistan	All A5 except A5-2	India, Pakistan, Iran, Iraq, Bahrain, Kuwait, Oman, Qatar, Saudi, Arabia, UAE
Baseline	HFC-average (2011–2013) + 15% of HCFC baseline (non-A5)	HCFC-average (2011–2013) 25% of HCFC baseline (non-A5)	HCFC-average (2020–2022) 65% of HCFC baseline (A5)	HCFC-average (2024–2026) + 65% of HCFC baseline (A5)
Comments	HCFC phase out plan does not correspond to the 15% in 2011 - but likely reflects actual consumption	HCFC phase out plan corresponds to the 25% in 2010 – 2014	HCFC phase out plan corresponds to the 65% in 2020 – 2024	HCFC phase out plan corresponds to the 65% in 2020 – 2024

1.5.1 Директива МАС (EU)

Ця директива забороняє використання будь-якого холодоагенту з GWP понад 150 в системах кондиціонування повітря в автомобілях, починаючи з:

- січня 2011 року для нових моделей існуючих транспортних засобів
- січень 2017 року для всіх нових транспортних засобів. Директива не охоплює інші програми. R134a, як і раніше глобально найпоширеніший холодоагент в мобільних системах кондиціонування повітря, має GWP 1430, і на це впливає заборона.

R1234yf все частіше впроваджується, і сьогодні в США та ЄС використовують кілька мільйонів автомобілів на ньому. Після закінчення 2011 року цей термін був продовжений до 1 січня 2013 року, і з тих пір були спроби ще більше продовжити термін, проте переговори ще тривають.

1.5.2 Регулювання F-газу (EU)

Регулювання F-газу було запроваджено на 1 січня 2015 року. Регулювання запровадило зниження рівня HFC з 2015 до 2030 року за допомогою системи квотування та галузевих заборон на холодоагенти з високим GWP. R404A/R507 особливо знаходиться у центрі уваги і, ймовірно, буде заборонен в усіх комерційних застосуваннях. Механізм розподілу квот ЄС був розроблений, і перший етап відмови був досягнутий у 2016 році, коли квоти було зменшено на 7% у порівнянні з базовим сценарієм. Механізм квотної системи встановлює квоти виробникам та імпортерам об'ємних газів. Власники квот можуть перерахувати частину своєї квоти через дозволи імпортерам попередньо заправлених систем. Дозволи можуть знову бути делеговані, але тільки вони. Всі операції повинні бути зареєстровані в центральному реєстрі, щоб забезпечити відповідність регулюванню. Більш детальні описи та відповіді на питання можна знайти на домашній сторінці ЄС або на домашній сторінці EPEE. Імпорт заздалегідь заряджених агрегатів та необхідність модернізації систем R22 із заміною HFC не враховуються в базовому сценарії для поетапної відмови. Імпорт заздалегідь заряджених одиниць оцінюється на рівні 11% до офіційної базової лінії. Оскільки обсяг

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

імпорту HFC в заздалегідь заряджених одиницях буде обліковуватися в офіційній квоті з 2017 року, вважається, що це створить додатковий тиск на наявність HFC. Додаючи попит на заряджені системи на етапи поетапної відмови від HFC та припускаючи постійне споживання в метричних тонах протягом багатьох років, стає очевидним інший сценарій. До 2018 р. Квота знизиться до 56% базової лінії порівняно з попередніми 63%. Межа 2030 р., що становить 21% базової лінії, стає насправді близько 19%. Розрахунки можна побачити на рисунку 1.9.

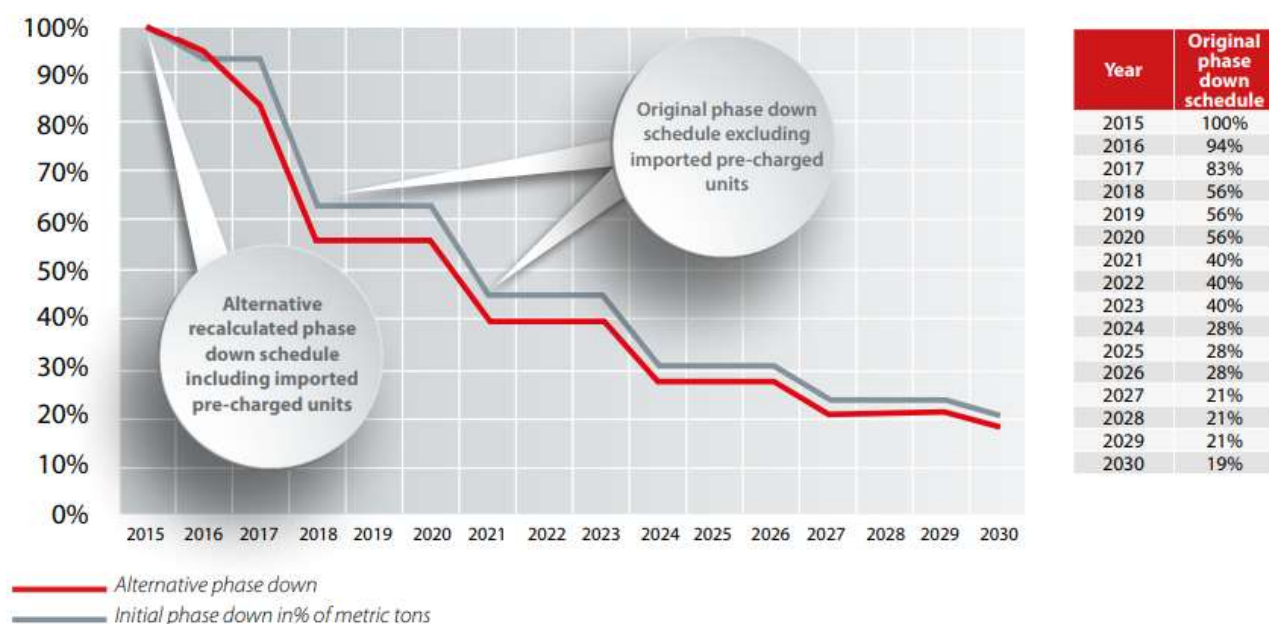


Рисунок 1.9. Поетапне зниження рівня мпоживання HFC у країнах ЄС
включно попередньо заряджені системи та існуюче обладнання

Очікуваний спад HFC до 2021 року наведено на рисунку 1.9. Очевидно, що сектор охолодження буде основним фактором, який призведе до поетапної відмови, а СКВ та ТН отримають більший внесок згодом.

Попередні спостереження наприкінці 2016 р. показують, що виробники хладагентів збільшили ціни на 10-15% на ГФУ протягом двох наступних років, при цьому 9% квот у 2015 році не використовувались.

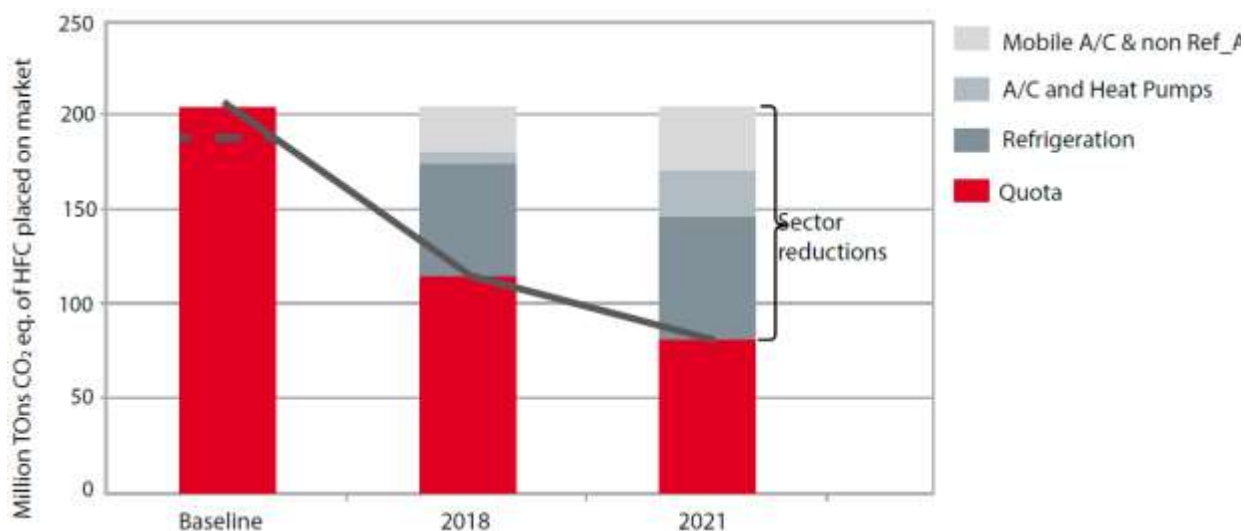


Рисунок 1.10. Вклад в емісію парникових газів по секторам. (adopted from: Danfoss)

Основна причина відсутності використання була зареєстровано через багатьох нових учасників, які не використали свою виділену квоту. Інший важливий чинник може полягати у тому, що протягом 2014 року відбувся високий рівень накопичення кількості R404A. Крім того, було повідомлено, що велика кількість обладнання, що розміщується на ринку в 2015 і 2016 роках, все ще залежить від холодоагентів з високим рівнем GWP. Також, маючи на увазі додатковий приплив квот з заздалегідь заряджених агрегатів з 2017 р., Стає дуже важко передбачити, як реальна пропозиція проти картини попиту стає зрілою.

Заборона обладнання

Графік зниження фаз доповнюється заборонаю на нове обладнання та заборонаю на обслуговування обладнання на холодоагенту з високим вмістом GWP, як показано на рис. 1.11. Незважаючи на те, що заборона на обслуговування є далеко в майбутньому, вони перебувають у межах очікуваного строку служби сучасного нового обладнання. Це ставить тиск на промисловість зараз, щоб припинити будівництво систем на R404A/507.

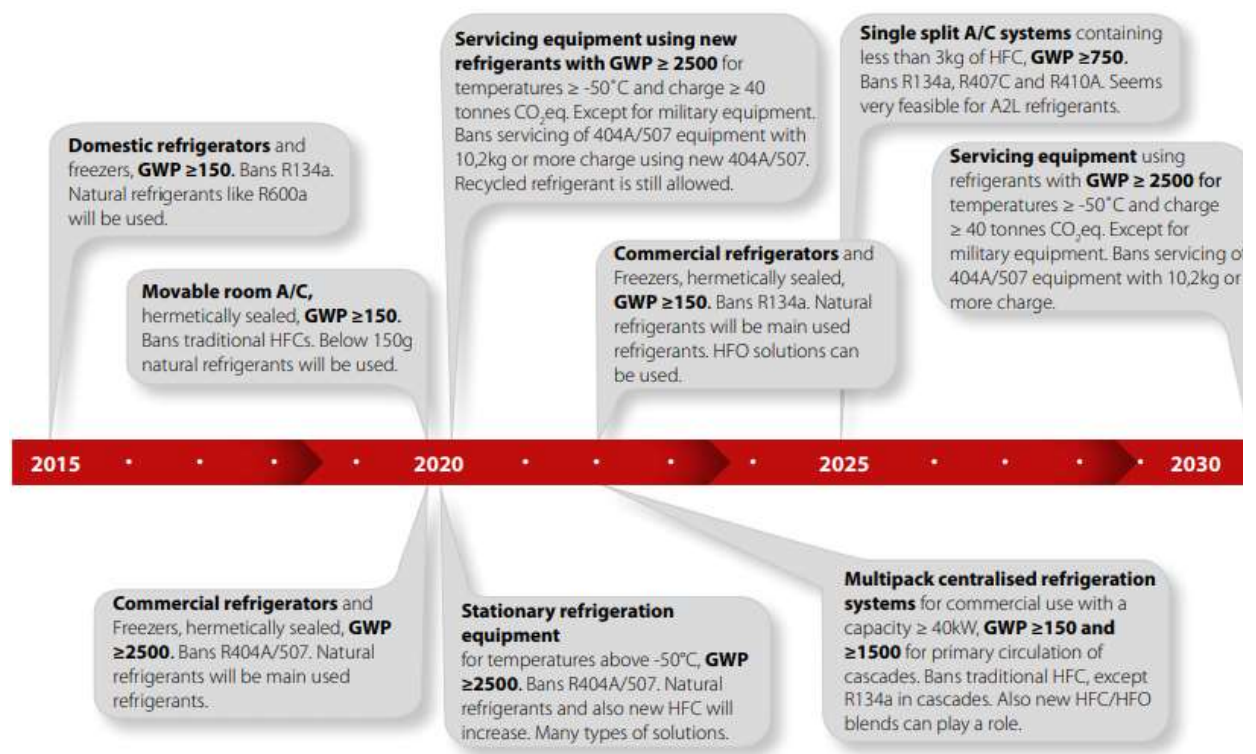


Рисунок 1.11: Заборони на нове обладнання (adopted from: Danfoss)

1.5.3 SNAP (US)

Як інструмент реалізації поетапної відмови від хладагентів з високим ODP ще в 1989 році, Агентство з охорони навколишнього середовища (EPA) в США розробило програму "Значна нова альтернативна політика" (SNAP). Оригінальною метою програми SNAP було сприяння безпечній та плавного переходу від речовин, що руйнують озоновий шар, але останнім часом це також було використано для виключення певних ГФУ з високими показниками GWP. Механізм полягає в тому, щоб прийняти або згодом заборонити використання певних хладагентів у конкретних застосуваннях. У таблиці 1.20 наведено 17 основних застосувань. Протягом 2014-2016 рр. встановлено виключення основних холодоагентів з високим GWP у основних галузях застосування, тоді як нові холодоагенти з низьким або середнім GWP (ГФУ/ГФО та навіть вуглеводні) отримали схвалення для конкретних застосувань. Для ілюстрації розвитку синхронного вилучення холодоагентів з високим GWP з прийняттям хладагентів з нижчим GWP огляд основних секторів наведено в таблиці 1.20. Повний перелік прийнятих альтернатив і дат

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виключення наявних прийнятих хладагентів це рекомендується звернутися до домашньої сторінки SNAP. Перше правило було Правило 17, яке дозволило використовувати чотири спеціальні вуглеводні для побутових холодильників та морозильних камер, а також роздрібного продовольчого холоду. Ці вуглеводні включають до 57г. R600a для сегмента побутової промисловості та до 150 г R290 для роздрібного сегменту. Оскільки це правило було дозволено кількома іншими застосуваннями, а також огляд застосованих програм, з обмеженнями заряду, подібними до правила 17, і пропонуються додаткові правила. Розділ 608 "Закону про чисте повітря (CAA)" розширює вимоги до використання хладагентів. Це знижує пороги для витоків, які викликають обов'язок відремонтувати обладнання:

- зниження від 35% до 30% для охолодження промислових процесів;
- зниження від 35% до 20% для комерційного холодильного обладнання;
- зниження від 15% до 10% для обладнання кондиціонування. Це вимагає

щоквартальних/щорічних перевірок витоків обладнання, які перевищили граничну норму витоку, і вимагає від власників/операторів подавати звіти до ЕРА, якщо системи, що містять 50 або більше фунтів холодоагенту, викидають 125% або більше повного заряду протягом одного календарного року. Також необхідно від технічних працівників ведення обліку холодоагенту, який відновлюється при утилізації системи від систем з розміром заряду від 5 до 50 фунтів. Рада з повітряних ресурсів Каліфорнії (CARB) отримала законодавчі повноваження для продовження агресивного плану щодо швидкого знищення ГФУ. План є менш складним, ніж SNAP, і націлює конкретні максимальні рівні GWP для окремих секторів.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.20. Регламент SNAP США (adopted from: Danfoss)

Application	Max GWP present	Max GWP future*	Year of delisting of HFCs above Max future GWP	Low and medium GWP refrigerants accepted	Comments
Chillers (4 categories)					
Centrifugal	9810 (R236fa)	630 (R513A)	2024 (New)	CO ₂ , R1234ze, R1233zd, R1336mzz, R513A, R450A	R134a, R404A, accepted for narrow use, Rule 21
Screw, Scroll, Reciproc.	3990 (R507A)	630 (R513A)			
Residential and light commercial AC and HP	3990 (R507A)	3990 (R507A)	NA	R290, R441, R32	R290, R441, R32 only used under specific conditions Rule 19
Industrial Process Air Conditioning	3990 (R507A)	3990 (R507A)	NA	R513A, R450A, NH ₃ , CO ₂ , R1336 mzz	
Industrial Process Refrigeration	3990 (R507A)	3990 (R507A)	NA	R513, A R450A, NH ₃ , CO ₂ , R290	
Cold Storage Warehouses	3990 (R507A)	1820 (R407F)	2023(New)	R513A, R450A, NH ₃ , CO ₂	Rule 21
Ice Skating Rinks	3990 (R507A)	3990 (R507A)	NA	NH ₃ , CO ₂	
Commercial Ice Machines	3990 (R507A)	3990 (R507A)	NA	R290, R450A, R513A, R448A, R449B	R290 only for self-contained units Rule 21
Household refrigeration	3990 (R507A)	630 (R513A)	2021 (New)	R513A, R450A, R152A, R290, R600a, R441	R290, R600a, R441 Allowed under specific conditions Rule 17 & 19 & 21
Transport Refrigeration	3990 (R507A)	3990 (R507A)	NA	CO ₂ , R513A, R450A, R448A, R449A	
Vending machines	3990 (R507A)	630 (R513A)	2019 (New) 2016 (Retrofit of R404A and R507A))	CO ₂ , R290, R600a, R441, R513A, R450A	R290, R600a, R441 Allowed under specific conditions Rule 19 and Rule 20
Retail food refr.					
Stand Alone equipment	3990 (R507A)	630 (R513A)	2019-2020 2016 (Retrofit)	CO ₂ , R290, R600a, R441, R450A, R513A	R290, R600a, R441 Allowed under specific conditions Rule 20
Refrigerated food processing and dispensing equipment	3990 (R507A)	1510 (R426A)	2021 (New)	R513A, R450A, R448A, R449A, R449B, NH ₃ , CO ₂	Rule 21
Remote condensing units	3990 (R507A)	630 (R513A)	2018 (New) 2016 (Retrofit)		Rule 20
Supermarket systems	3990 (R507A)	630 (R513A)	2017 (New) 2016 (Retrofit)		Rule 20

1.5.4 Класифікація холодоагентів

Всі хладагенти можна розділити на п'ять основних груп:

- вуглеводні,
- вуглеводні,
- неорганічні сполуки,
- азеотропні суміші, і
- неазеотропні суміші.

Галоокислоти

Галоокислоти містять один або більше з трьох галогенів – хлору, фтору або бромів – і широко застосовуються в системах охолодження та кондиціонування повітря як хладагенти. Вони частіше відомі їхніми

торговими іменами, такими як Фреон, Арктон, Генетон, Ізотрон і Урон. Чисельні назви є більш прийнятними на практиці.

У цій групі найбільш часто використовувані хладагенти (так звані хлорфторуглеродні речовини, ХФУ) являють собою галогенвуглерод, що складається з хлору, фтору та вуглецю. ХФУ звичайно використовувалися як хладагенти, розчинники та піноутворювачі. Найпоширенішими ХФУ є CFC-11 або R-11, CFC-12 або R-12, CFC-113 або R-113, CFC-114 або R-114 і CFC-115 або R-115. Незважаючи на те, що ХФУ, такі як R-11, R-12, R-22, R-113 та R-114, були дуже поширеними хладагентами в холодильному та кондиціонуючому устаткуванні, вони використовувалися в деяких галузях промисловості як аерозолі, піни, розчинники тощо. Їх використання швидко зменшувалося через їх вплив на навколишнє середовище. Протягом останнього десятиліття поступове відхилення ХФУ в холодильниках стало основним політичним питанням, а також, з технічної точки зору, все більш складною проблемою. На додаток до виснаження озонового шару, промислове охолодження та кондиціонування має ще одну проблему – збільшення парникового ефекту. Добре відомо, що ХФУ не мають запаху, нетоксичні і важчі за повітря, а також небезпечні, якщо вони не обробляються належним чином. Вдихання високих концентрацій не виявляється людськими чуттями і може виявитися фатальним через виключення кисню, викликаного витоками CFC у закритій зоні. Продукти згоряння ХФУ включають фосген, фторид водню та хлорид водню, які, якщо вдихати, є дуже отруйними. Хоча ці ХФУ не є ідентичними по ефективності та складу, вони є частиною однієї основної групи хімічних речовин. У цьому сімействі є й інші компоненти, такі як галони, чотирихлоридні вуглеводи та перфторвуглеці (ПФУ). Галони являють собою сполуки, що складаються з брому, фтору та вуглецю. Галони (наприклад, галоген 1301 та галон 1211) використовуються як засоби пожежогасіння, як вбудованих систем, так і вогнегасників. Виробництво галонів було заборонено у багатьох країнах; наприклад, у Сполучених Штатах воно закінчилося 31 грудня 1993 р. через вклад галонів у виснаження

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

озонового шару. Вони викликають виснаження озону, оскільки вони містять бром. Бром в багато разів ефективніший при знищенні озону, ніж хлор. Тетрахлорид вуглецю (CCl_4) являє собою сполуку, що складається з одного атома вуглецю та чотирьох атомів хлору. Тетрахлорид вуглецю широко використовувався як сировина у багатьох галузях промисловості, включаючи виробництво ХФУ, і як розчинник. Використання розчинника закінчилося, коли було виявлено, що він є канцерогенним. Він також використовується як каталізатор для доставки іонів хлору до певних процесів. Перфторвуглеці являють собою сполуку, що складаються з вуглецю та фтору. ПФУ надзвичайно високо впливають на глобальну зміну клімату та мають дуже тривалий час життя. Однак вони не вичерпують стратосферний озон, але мають вплив на глобальне потепління.

Вуглеводні

Вуглеводні є сполуками, які в основному складаються з вуглецю та водню. Вуглеводні включають метан, етан, пропан, циклопропан, бутан та циклопентан. Незважаючи на те, що вони є легко горючими, вони можуть запропонувати переваги як альтернативні хладагенти, оскільки вони недорогі для виробництва та мають нульовий потенціал виснаження озонowego шару (ODP), дуже низький потенціал глобального потепління (GWP) та низьку токсичність. Існує декілька типів сімейств вуглеводнів, таких як:

- Гідробромфторвуглеводні (HBFCs) – це сполуки, які складаються з водню, броду, фтору та вуглецю.

- ГХФУ (HCFC) – сполуки, які складаються з водню, хлору, фтору та вуглецю. ГХФУ є одним класом хімікатів, які використовуються для заміни ХФУ(CFC). Вони містять хлор і тим самим виснажують стратосферний озон, але значно меншою мірою, ніж ХФУ. ГХФУ мають ODP від 0,01 до 0,1. Виробництво ГХФУ з найвищим ODP буде припинено першим, а потім – поступово інші ГХФУ.

- Гідрофторвуглеці (ГФУ) – це сполуки, які складаються з водню, фтору та вуглецю. Вони вважаються класом заміни ХФУ через те, що вони не містять

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

хлор або бром і не руйнують озоновий шар. Усі ГФУ мають ODP 0. Деякі ГФУ мають високі GWP. ГФУ пронумеровані відповідно до стандартної схеми.

- Метилбромид (CH_3Br) являє собою сполуку, що складається з вуглецю, водню та броду. Це ефективний пестицид і використовується для фумігації ґрунту та багатьох сільськогосподарських продуктів. Оскільки він містить броду, він вичерпує стратосферний озон і має ODP 0,6. Його виробництво заборонено в ряді країн, наприклад, в США з кінця грудня 2000 року.

- Метилхлороформ (CH_3CCl_3) являє собою сполуку, що складається з вуглецю, водню та хлору. Використовується як промисловий розчинник. Його ODP становить 0,11. Для холодильних приладів застосовується ряд вуглеводнів можуть бути використані як хладагенти, такі як: метан (R-50), етан (R-170), пропан (R-290), н-бутан (R-600) та ізобутан (R-600a).

1.6 Застосування зеотропних сумішей на базі холодоагенту R290.

Застосування зеотропних сумішей на базі холодоагенту R290 є актуальною проблемою для підвищення еколого-енергетичної ефективності холодильного обладнання. Холодоагент R290 має низький потенціал глобального потепління (GWP) і не впливає на озоновий шар атмосфери. Однак використання чистого пропану обмежене його низькою температурою кипіння при атмосферному тиску. Тому досліджуються можливості застосування зеотропних сумішей пропану з іншими холодоагентами, які покращують термодинамічні характеристики. Зеотропна суміш є сумішшю речовин, яка має різну температуру кипіння і конденсації при певному тиску. Це дозволяє регулювати температурний режим холодильної системи шляхом зміни складу суміші. Зеотропні суміші також мають властивості розчинника для компресорних мастил, що сприяє зменшенню їх втрат і покращенню мастильної здатності.

Стаття Zhang, X., та ін.. (2018) досліджує застосування суміші R290/R600a як заміну R22 у побутовому холодильнику з одним випарником.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Автори вимірювали теплову продуктивність, коефіцієнт корисної дії (COP) та енергоспоживання системи при різних концентраціях суміші та температурах випаровування та конденсації.

Ключова ідея статті полягає в тому, що суміш R290/R600a може бути ефективним та екологічним рішенням для заміни R22 у побутових холодильниках. Суміш R290/R600a має нульовий потенціал руйнування озонового шару (ODP) та низький потенціал глобального потепління (GWP), а також хорошу сумісність із мінеральними маслами та компресорами. Автори показали, що при оптимальній концентрації суміші 45,2% R290 та 54,8% R600a за масою система має найбільшу теплову продуктивність і COP при температурі випаровування -23°C та температурі конденсації 55°C . У цьому енергоспоживання системи знижується на 6,7% проти R22 [7].

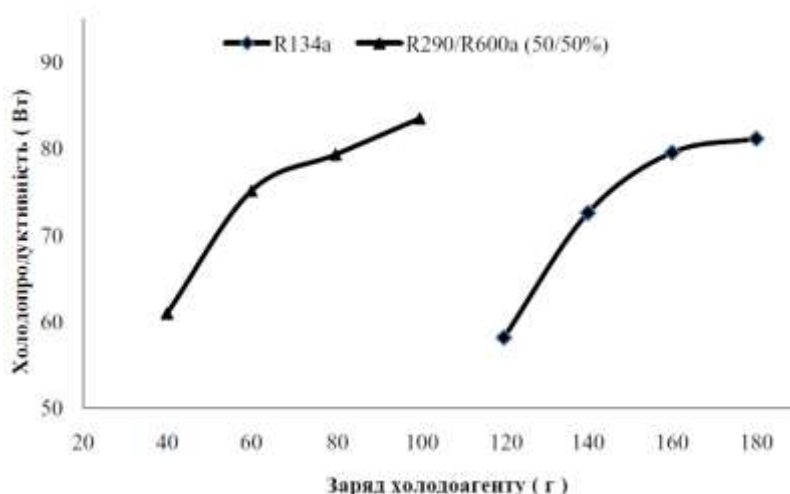


Рис. 1.12. Залежність холодопродуктивності від заправки холодоагенту.

На графіках 1.12-1.14 показано вплив концентрації суміші, температури випаровування та температури конденсації на теплову продуктивність, COP та енергоспоживання системи. Автори також обговорили причини відмінностей у поведінці суміші R290/R600a та R22, пов'язані з фізико-хімічними властивостями холодоагентів, такими як щільність, ентальпія, ентропія, тиск насичення та коефіцієнт тепловіддачі.

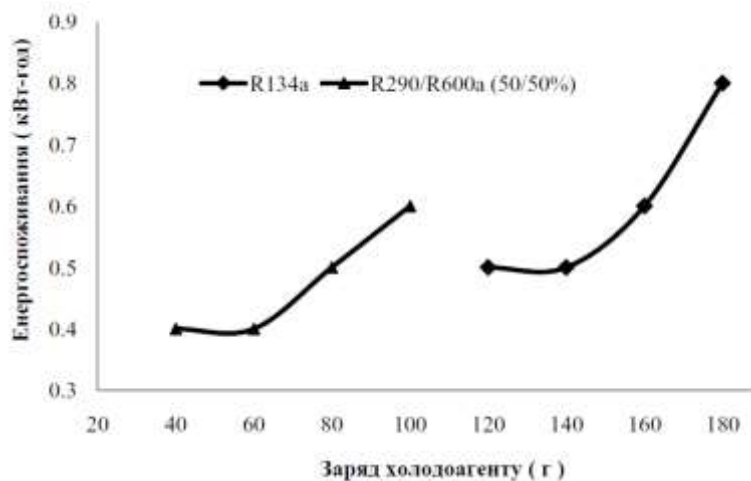


Рис. 1.13. Залежність енергоспоживання від заправки холодоагенту.

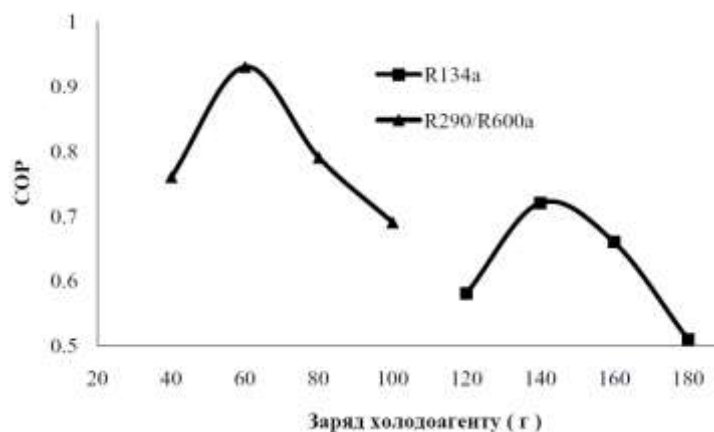


Рис. 1.14. Залежність COP від заправки холодоагенту.

Автори підбили підсумки своїх основних висновків та запропонували напрями для подальших досліджень. Вони відзначили, що суміш R290/R600a є перспективним холодоагентом для побутових холодильників з одним випарником, але необхідно провести додаткові експерименти для визначення оптимальних параметрів роботи системи за різних кліматичних умов та навантажень. Вони також запропонували вивчити вплив суміші R290/R600a на продуктивність холодильників із двома або більше випарниками.

У статті [8] автори використовували капілярний трубопровід як розширювальний пристрій і вимірювали такі параметри, як коефіцієнт корисної дії (COP), енергоспоживання, час охолодження, температуру та тиск на виході з компресора та на вході у випарник.

- R290 має більш високу COP, ніж R600a при всіх режимах роботи холодильника. Середнє значення COP для R290 становить 2,36, а R600a - 2,16. Це означає, що R290 ефективніший з погляду енергозбереження.

- R290 також має більш низьке споживання енергії, ніж R600a. Середнє значення енергоспоживання для R290 становить 0,23 кВт·год/добу, а R600a - 0,26 кВт·ч/сутки. Це означає, що R290 економічніший з погляду витрат за електрику.

- Час охолодження холодильника з R290 менше, ніж з R600a. Середнє значення часу охолодження R290 становить 2,5 години, а R600a - 3 години. Це означає, що R290 швидше досягає необхідної температури всередині холодильника.

- Температура на виході з компресора R290 нижче, ніж з R600a. Середня температура для R290 становить 60 °C, а для R600a - 65 °C. Це означає, що R290 менш схильний до перегріву і зносу компресора.

- Тиск на виході з компресора R290 вище, ніж з R600a. Середнє значення тиску для R290 становить 9 бар, а R600a - 7 бар. Це означає, що R290 забезпечує більш високу продуктивність холодильника.

- Температура на вході у випарник з R290 нижче, ніж з R600a. Середня температура для R290 становить -10 °C, а для R600a - -8 °C. Це означає, що R290 забезпечує нижчу температуру випаровування та більш високий теплообмін у випарнику.

З цих результатів можна зробити висновок, що R290 є кращим холодоагентом для побутового холодильника порівняно з R600a. Однак варто зазначити, що обидва холодоагенти мають низький потенціал руйнування озонового шару (ODP) та глобального потепління (GWP), що робить їх екологічно безпечними.

Для підтвердження цих результатів можна порівняти їх з іншими дослідженнями на тему. Наприклад, у статті [9] було показано, що суміш холодоагентів R436a (що складається з R290 і R600a у співвідношенні 54:46 за масою) має ще більший COP і ще нижче енергоспоживання, ніж одиночні

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодоагенти. Середнє значення COP для R436a становить 2,62, а енергоспоживання - 0,21 кВт·год/добу. Час охолодження також менше R436a - 2 години. Таким чином, можна припустити, що використання сумішей холодоагентів може бути ще вигіднішим рішенням для підвищення ефективності роботи холодильника.

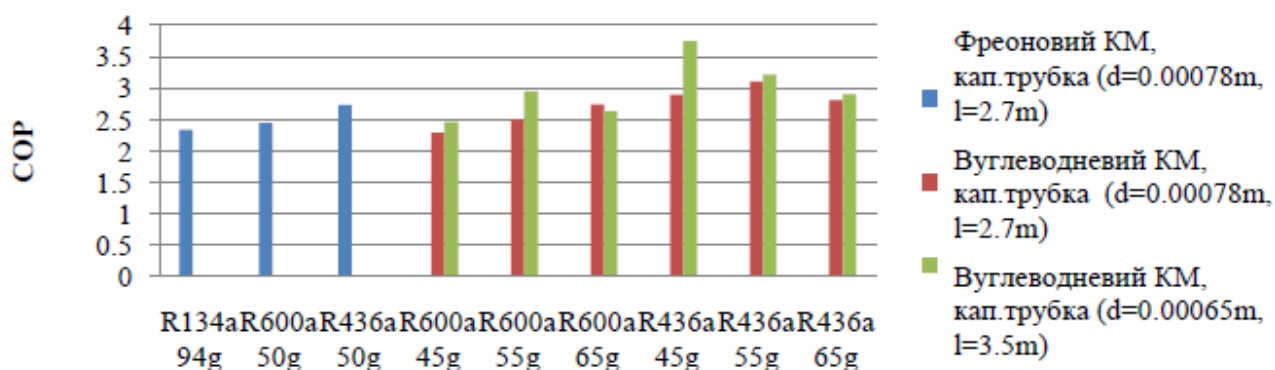


Рис. 1.15 Залежність COP для різних систем та заряду

Результати експерименту в [9] показали, що при оптимальному навантаженні 45 г R436a енергоспоживання знижується на 41,66% порівняно з R134a у вихідній системі, а також на 15,66% порівняно з оптимальним навантаженням R600a модифікованої системи. COP для оптимального навантаження R436a з модифікованою системою збільшується на 60,25% порівняно з R134a та на 27,11% порівняно з R600a. Час охолодження для R436a також значно скорочується порівняно з R134a та R600a. Загальна продуктивність довела, що холодоагент R436a може бути найкращою довгостроковою альтернативою для виведення з обігу R134a. Автори також відзначають, що енергоспоживання R600a та R436a однаково і на 5% нижче, ніж у R134a. Вони розглядають вплив температури повітря в морозильній та холодильній камерах на енергоспоживання при використанні R436a як холодоагент. Вони роблять висновок, що R600a і R436a можуть розглядатися як зручна альтернатива для R134a.

У статті [10] досліджено вплив різних співвідношень R290 і R600a в суміші холодоагенту на енергоефективність та продуктивність холодильної

системи зі змінною швидкістю компресора. Автори використовували експериментальний стенд з малопотужним компресором і провели ряд тестів за різних температур випаровування та конденсації, а також за різних швидкостей обертання компресора.

Суміш R290/R600a є екологічно безпечною альтернативою традиційним холодоагентам, таким як R22, які мають високий потенціал глобального потепління (GWP) та руйнування озонового шару. Також суміш R290/R600a дозволяє підвищити коефіцієнт корисної дії (COP) холодильної системи порівняно з чистим R600a за рахунок збільшення масової витрати холодоагенту та зменшення ентальпії стиснення.

Оптимальна частка R290 у суміші становить 60% за масою, при цьому досягається найбільший приріст COP (до 15%) та найкраща об'ємна та ізоентропна ефективність компресора. Оптимальна швидкість обертання компресора для дослідженого герметичного поршневого компресора становить близько 2100 об/хв, при цьому досягається найменше споживання електричної потужності та найбільший COP. Температура випаровування більш впливає на COP, ніж температура конденсації. При підвищенні температури випаровування COP збільшується всім розглянутих холодоагентів.

GWP для R22 становить 1810, R600a - 3, а для суміші R290/R600a - від 1,2 до 1,8 залежно від співвідношення компонентів. При температурі випаровування -10 °C та температурі конденсації 40 °C COP для R600a становить 1,67, а для суміші R290/R600a (60/40) - 1,92. При швидкості обертання компресора 2100 об/хв COP для R600a становить 1,67, а суміші R290/R600a (60/40) - 1,92. При частці R290 у суміші 60% об'ємна ефективність компресора становить 0,83, а ізоентропна ефективність - 0,71.

Стаття [11] досліджує ефективність та безпеку використання R290 як холодоагенту для повітряно-водяних теплових насосів для нагрівання води. У статті автори проводять експериментальне дослідження роботи повітряно-водяного теплового насоса для нагрівання води з використанням R290 за

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

різних умов. Вони вимірюють COP, витрату холодоагенту, температуру конденсації та випаровування, а також рівень шуму при різних значеннях температури навколишнього повітря (від 7 до 35 °C), температури води на вході (від 15 до 55 °C) та об'ємної витрати води (від 0.167 до 0.333 кг/с). Вони також порівнюють результати з іншими дослідженнями, які використовують R410A або R134a як холодоагент.

COP теплового насоса з використанням R290 збільшується зі збільшенням температури навколишнього повітря та зменшенням температури води на вході. Максимальне значення COP досягається при 35 °C навколишнього повітря та 15 °C води на вході і дорівнює 4.23. Витрата холодоагенту зменшується зі збільшенням температури навколишнього повітря та збільшенням температури води на вході. Мінімальне значення витрати холодоагенту досягається при 35 °C навколишнього повітря та 55 °C води на вході і дорівнює 0.0116 кг/с. Температура конденсації збільшується зі збільшенням температури навколишнього повітря та зменшенням об'ємної витрати води. Максимальне значення температури конденсації досягається при 35 °C навколишнього повітря та 0.167 кг/с об'ємної витрати води і дорівнює 57.8 °C.

Температура випаровування збільшується зі збільшенням температури навколишнього повітря та зменшенням температури води на вході. Максимальне значення температури випаровування досягається при 35 °C навколишнього повітря та 15 °C води на вході і дорівнює 18.6 °C. Рівень шуму збільшується зі збільшенням об'ємної витрати води та зменшенням температури навколишнього повітря. Максимальне значення рівня шуму досягається при 7 °C навколишнього повітря та 0.333 кг/с об'ємної витрати води і дорівнює 63 дБА. Тепловий насос з використанням R290 має вищий COP, але нижчу теплову потужність порівняно з тепловими насосами з використанням R410A або R134a за аналогічних умов.

У цій статті [12] автори досліджували енергетичну та ексергетичну ефективність трьох холодоагентів: R600a (ізобутан), R290 (пропан) та R134a

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(тетрафторетан) у домашньому холодильнику. Вони порівняли коефіцієнти продуктивності (COP), втрати ексергії та раціональну ефективність для різних температур конденсатора та випарника, а також для різних кількостей холодоагенту в системі.

По-перше, автори показали, що R290 має найвищий COP серед трьох холодоагентів при всіх температурах конденсатора та випарника. Це означає, що R290 вимагає менше енергії для підтримки бажаної температури холодильника. Наприклад, при температурі конденсатора 40 °C та температурі випарника -10 °C COP для R290 становить 2.54, для R600a - 2.38, а для R134a - 2.19 .

По-друге, автори показали, що R290 має найнижчу втрату ексергії серед трьох холодоагентів при всіх температурах конденсатора та випарника. Це означає, що R290 найменш схильний до незворотних процесів у системі, таких як тертя, теплопровідність і теплообмін. Наприклад, при температурі конденсатора 40 °C і температурі випарника -10 °C втрата ексергії для R290 становить 0.39 кВт, для R600a - 0.42 кВт, а для R134a - 0.46 кВт.

По-третє, автори показали, що R290 має найвищу раціональну ефективність серед трьох холодоагентів при всіх температурах конденсатора та випарника. Це означає, що R290 є найбільш близьким до ідеального циклу Карно в системі. Наприклад, при температурі конденсатора 40 °C та температурі випарника -10 °C раціональна ефективність для R290 становить 0.64, для R600a - 0.60, а для R134a - 0.56 .

З цих результатів можна зробити висновок, що R290 є найбільш ефективним та екологічним холодоагентом для домашнього холодильника порівняно з R600a та R134a. Однак у R290 є деякі недоліки, такі як його висока займистість і низький тиск насичення. Тому необхідно забезпечити безпеку при використанні R290 у холодильниках.

У іншій статті автори досліджують продуктивність та енергоефективність малої холодильної системи на пропані із змінною швидкістю компресора [13]. Вони порівнюють результати з іншими

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодоагентами, такими як R22 та R134a, і показують переваги R290 з точки зору екологічної безпеки та економії енергії.

Автори розробили математичну модель холодильної системи на пропані зі змінною швидкістю компресора та провели експериментальну верифікацію моделі на прототипі системи. Вони використовували метод кінцевих різниць для вирішення рівнянь балансу маси, енергії та імпульсу у кожному компоненті системи. Автори вимірювали параметри роботи системи за різних швидкостей компресора (від 30 до 100 Гц) та температурах випаровування (від -15 до -5 °C). Вони визначали COP, витрата енергії, коефіцієнт охолодження (RC), коефіцієнт нагрівання (RH) та коефіцієнт ексергетичного руйнування (EDR) системи за різних умов. Також вони порівнювали продуктивність системи на пропані з аналогічними системами на R22 та R134a за однакових умов. Вони показали, що система на пропані має на 8-12% вище COP, на 9-13% нижче витрата енергії, на 6-10% вище RC і на 7-11% нижче EDR порівняно із системою на R22. У порівнянні з системою на R134a, система на пропані має на 15-19% вище COP, на 14-18% нижче витрата енергії, на 13-17% вище RC і на 14-18% нижче EDR.

Висновки до розділу 1.

Вуглеводневі холодоагенти та суміші на їх основі представляють собою перспективні з точки зору екологічності, термодинамічної ефективності та економічності холодоагенти. В розглянутих роботах були представлені результати досліджень різних систем, як побутових так і промислових. Вони показали зниження масової витрати холодоагенту у порівнянні з синтетичними аналогами в 2 – 2.5 рази, зниження споживання електроенергії при середньотемпературному застосуванні, а також зниження тиску та температури нагнітання, що дозволяє продовжити термін експлуатації холодильної системи.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 2. Розрахункова частина

2.1 Постановка задачі дослідження

Компресорна станція призначена для холодопостачання середньотемпературних і низькотемпературних об'єктів (випарників торгового обладнання).

Характеристики та параметри охолоджуваних об'єктів:

Регали середньотемпературні:

- Загальна довжина 15 м;
- температура в охолоджуваному обсязі $+2...+8^{\circ}\text{C}$;

Боннети низькотемпературні двосторонні:

- Загальна довжина 10 м;
- температура в охолоджуваному обсязі $-15...-24^{\circ}\text{C}$;

Для підтримки необхідних характеристик компресорної станції необхідно суворо дотримуватися вказівок, поданих у цьому посібнику з експлуатації компресорної станції.

Визначення основних розмірів вітрини

Приймаємо:

Висота камери вітрини $h = 1.6\text{ м}$

Довжина камери вітрини $l = 2\text{ м}$

Глибина камери вітрини $d = 0.7\text{ м}$

У вітрині буде розташовано чотири поверхи викладки продукції.

Перший поверх- це найнижча (основна) частина вітрини.

$$S_1 = 2 \cdot 0.6 = 1.2 \text{ м}^2$$

Наступні поверхи встановлені у вигляді піддонів , які тримаються на кронштейнах.

Приймаємо довжину піддону $L_p = 1.8\text{ м}$

Глибину піддону $D_p = 0,6\text{ м}$

$$\text{Площа одного піддону } S_p = 1,8 \cdot 0,6 = 1,08\text{ м}^2$$

Між піддоннами має бути простір для викладки ящиків з продукцією

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $H = 0.4\text{ м}$

Сумарна площа викладки товару $S_c = 1.2 + 1.08 \cdot 3 = 4.44\text{ м}^2$

Норма завантаження вітрини на 1 м^2 площі у магазинах 100 кг/м^2

Отже у вітрині максимальна ємність товару має бути 444 кг .

2.2 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:

$$K_{zc} = 0,16 \cdot e^{0,022(40+t_k)} [Bm/(m^2K)] \quad (1.6)$$

є t_k - температура камери вітрини

.Отримані данні вітрини вносимо в таблицю 1

Таблиця 1

Стіни	t_k , °C	K_p , Вт/(м ² К)	$\alpha_{вн}$, Вт/мК	$\alpha_{зн}$,Вт/ м·К	R	$\lambda_{із}$, Вт/м ² К	$\delta_{із}$,м	$\delta_{діз}$, м	K_d , Вт/(м ² К)
Бокова Панель	0	0,38	10	10	0.2	0,03	0.07	0.07	0,38
Задня панель	0	0,38	10	10	0.2	0,03	0.07	0.07	0,38
Нижня панель	0	0,38	10	10	0.2	0,03	0.07	0.07	0,38
Фронтальна панель	0	0,38	5,82	5,82	0.408	0,024	0,053	0,018	0,38

Задня стінка

1. Металевий

оцинкований лист

$\delta_1 = 0,01\text{ м}$

$\lambda_1 = 52\text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.	Пінополістирол	$\Delta_2=?$ м	$\lambda_4=0,04$ Вт/м·К
3.	Металевий оцинкований лист	$\delta_1=0,01$ м	$\lambda_4=52$ Вт/м·К

$$\delta_B = \left(\frac{1}{K} - R \right) \cdot \lambda_B, \text{ м} \quad (1.10)$$

де λ_B - розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності обраного ізоляційного матеріалу огороження;

R – розрахунковий термічний опір:

$$R = \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_K} \quad (1.11)$$

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

$$R = \frac{1}{10} + \frac{0,01}{0,04} + \frac{0,01}{0,04} + \frac{1}{10} = 0,2 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\delta_B = \left(\frac{1}{0,38} - 0,2 \right) \cdot 0,03 = 0,07 \text{ м}$$

Приймаємо товщину ізоляції рівну 0,125 м та вибираємо 2 листа по 50 мм і 1 лист 25 мм .

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

$$K_o = \frac{1}{\frac{\delta}{\lambda} + R} = \frac{1}{\frac{0,125}{0,03} + 0,398} = 0,219 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Таблиця. Фронтальна частина

Скло	$\delta_1=0,04$ м	$\lambda_1=1,15$ Вт/м·К
Повітря	$\delta_2=?$ м	$\lambda_2=0,024$ Вт/м·К
Скло	$\delta_3=0,04$ м	$\lambda_3=1,15$ Вт/м·К

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

0,17

$$R = \frac{1}{5.82} + \frac{0,04}{1.15} + \frac{0,04}{1.15} + \frac{1}{5.82} = 0,408 \frac{m^2 K}{Bm}$$

$$\delta_B = \left(\frac{1}{0,38} - 0,408 \right) \cdot 0,024 = 0,053 \text{ м}$$

Так як склопакеті виготовляють з максимальним проміжком між парою стекол 18мм приймаємо товщину ізоляції рівну 0,018м.

2.3. Розрахунок теплопритоків

2.3.1 Розрахунок теплопритоків через огородження

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

$$Q_1 = \kappa F (\Delta t + \Delta t_c) \quad (2.1)$$

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:

$$\Delta t_c = P \frac{\varepsilon_c \cdot q_c}{\alpha_3} \quad (2.2)$$

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 48,5

Так як у Магазині не має сонячного випромінювання, надлишковою різницею температур Δt_c можна знехтувати.

Бокова стінка

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F=1.6 \cdot 0.7=1,12 \text{ м}^2$$

$$Q_{\text{ст}}=0,38 \cdot 1,12 \cdot (24) = 10,21 \text{ Вт}$$

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

Таблиця 2. Теплопритоки через огородження

Так як торгівельна зала кондиціонується то середня температура в залі 24С

В якості холодильної системи використана централь з виносним конденсатором з температурою зовнішнього повітря 32*С

Камера 1	K, Вт/м·К	F, м ²	ΔT , °С	T _н , °С	T _к , °С	ΔT_c , °С	Q, Вт
Бокова стіна	0,38	1,12	24	24	0	0	10,21
Бокова стіна	0,38	1,12	24	24	0	0	10,21
Задня стіна	0,38	3,2	24	24	0	0	29,1
Фронтальна частина	0,38	3,2	24	24	0	0	29,1
Нижня частина	0,38	1,4	35	24	0	0	18,6
Стеля	0,38	1,4	24	24	0	0	12,7
							Σ 110

2.3.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці

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

$$Q_{26} = \frac{G_o \cdot \Delta h}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (2.3)$$

де G_d – добове надходження вантажу(т/добу). Зі спостережень працівників великих супермаркетів за день купляють приблизно половину кількості товару овочем та фруктів. Отже з цих спостережень можна прийняти , що добове надходження товару 0.222т.

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

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для плодів $\Delta h = 308,2 - 274,7 = 33,5$ кДж/кг

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

$$Q_{2т} = \frac{G_{т} \cdot C_{pt} \cdot \Delta t}{0,0864}, \text{ Вт} \quad (2.4)$$

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%.

У вітрині знаходяться плоди у дерев'яній тарі.

$$G_{т} = 0,2 \cdot 0,222 = 0,0052 \text{ т/добу}$$

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

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

$C_{pt} = 2,5$ кДж/кг·К - для дерева.

Температура продукта у вітрину складає +10 °С котре також обумовлюється попереднім охолодженням задля забезпечення товарного вигляду та довшого терміну зберігання .

$$G_{д} = 0,222 \text{ т/добу}$$

$$\Delta h = 308,2 - 274,7 = 33,5 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{2с} = \frac{0,222 \cdot 33,5}{0,055} = 135 \text{ Вт}$$

Таблиця 3. Теплопритоки від продукту

Гд т/добу	Гт, т/добу	hп, кДж/кг	hк, кДж/кг	тп °С	тк °С	Q2в, Вт	Q2т, Вт	Q2, Вт
0,026	0,0052	308,2	274,7	10	0	135	20	155

2.3.3. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел

Проводимо розрахунки для першої камери.

Тепло приток від електричного освітлення

$$Q_4^1 = q_4^1 \cdot j_{св} \cdot F_{б}, \text{ Вт} \quad (2.7)$$

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

Приймаємо рівним 3 Вт;

j_{cs} - коефіцієнт одночасності роботи світильників. Приймаємо, що освітлення працює одночасно.

F_B - будівельна площа охолоджуваного приміщення, м²

$$Q_4^1 = 3 \cdot 4,44 = 13,32 \text{ Вт}$$

Теплоприплив від електричних двигунів

$$Q_4^{\text{II}} = 1000 \cdot j_{\text{oe}} \cdot \sum N_{\text{oe}}, \text{ Вт} \quad (2.8)$$

де j_{oe} - коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами. Приймається рівним від 0,4 до 1.

Для вітрини приймаємо 1

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

$$\sum N_{\text{oe}} = 1,2(Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m \quad (2.9)$$

$$\sum N_{\text{oe}1} = 1,2(110 + 155) \cdot 0,07 = 22,21 \text{ Вт}$$

де m - коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача. Приймаємо рівним 0,07.

$$Q_4^{\text{II}} = 0,0102 \cdot 1 \cdot 1000 = 22,2 \text{ Вт}$$

Теплоприпливи від працюючих людей відсутні

Теплоприплив при відкриванні дверей

В камерах зберігання продуктів можна прийняти, що теплоприток при відкриванні дверей дорівнює 11,6 Вт/м²(Одоразово)

$$Q = 11,6 \cdot 1,4 = 16 \text{ Вт}$$

Приймаємо, що, в середньому, за день у магазині відкривають двері близько 50 разів. Тобто Загальним теплопритоком при відкриванні дверей буде $50 \cdot 16 = 800 \text{ Вт}$

Отримані розрахунки вносимо до таблиці 4

Таблиця 4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Q_4^I , Вт	Q_4^{II} , Вт	Q_4^{III} , Вт	Q_4^{IV} , Вт	ΣQ_4 , Вт
13,32	22.2	0	800	835

2.3.4. 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:

$$Q_5 = E_k \cdot (0,1 \cdot q_n + 0,9 \cdot q_x), \text{ Вт} \quad (2.13)$$

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

q_n та q_x - питомі тепловиділення плодів та овочів при температурі їхнього надходження та збереження, Вт/т;

Кількість виділюваної теплоти від температури має експонентний характер:

$$Q_5 = 0,444 \cdot (0,1 \cdot 184 + 0,9 \cdot 21) \text{ Вт}$$

2.3.5 Визначення теплового навантаження та підбір холодильного обладнання

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) 50% , а для плодів та овочів – 50% , $Q_4 = 60\%$, $Q_3 = Q_5 - 100\%$. Навантаження на прилади охолодження у всіх випадках буде 100% .

Таблиця 5. Навантаження на прилади охолодження та компресори

Q_1 , Вт		Q_2 , Вт		Q_3 , Вт		Q_4 , Вт		Q_5 , Вт	
ПО	КМ	ПО	КМ	ПО	КМ	ПО	КМ	ПО	КМ
1	1	1	7	0	0	8	5	1	1
10	10	55	6			35	01	6,4	6,4

Отже сумарне навантаження на компресор буде 703 Вт.

Проведений розрахунок є типовим для середньотемпературних та низькотемпературних вітрин.

2.4 Тепловий розрахунок холодильної системи

Теплове навантаження на компресора визначимо з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолоджуванні у розмірі 7 % і коефіцієнта робочого часу 0.85 [3]:

$$\Sigma Q_{0 \text{ комп}} = 1.07 \cdot 15.5 / 0.85 = 19.2 \text{ кВт.}$$

$$\Sigma Q_{0 \text{ комп}} = 1.07 \cdot 10.5 / 0.85 = 13 \text{ кВт.}$$

Для забезпечення ступінчатого регулювання продуктивності і рівномірного вироблення моторесурсу приймаємо для забезпечення заданої холодопродуктивності 5 компресорів, які підключені на загальні лінії нагнітання і всмоктування в режимі мультисистеми.

Тепловий розрахунок буде проводиться за наступними даними:

- температура кипіння R507 $t_0 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_0 = -35 \text{ }^\circ\text{C}$
- температура конденсації агента $t_k = 42 \text{ }^\circ\text{C}$;
- сумарний перегрів на всмоктуванні $\Theta = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- переохолодження після конденсатора $\Delta t_{\text{по}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$;

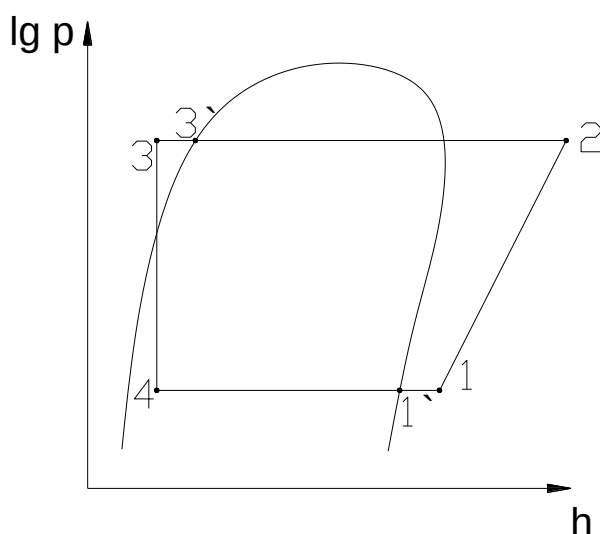


рис. 2.1 – Термодинамічний цикл холодильної машини

Процеси, відбиті в циклі:

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 1-2 – стискування в компресорі;
 2-3 – конденсація;
 3-4 – дроселювання агента;
 4-5 – кипіння у випарнику;
 1'-1 – перегрівши на всмоктуванні;
 3'-3 – переохолодження після конденсатора.

Таблиця 2.1 – Розрахункові дані циклу холодильної машини

	1'	1	2	3	4
t, °C	0	20	64,7	37	-0,3
P, бар	6,2	6,2	19,6	19,6	6,2
h, кДж/кг	362,1	382	407	255	255
v, м³/кг	-	0.0345	-	-	

Питомі характеристики циклу:

- питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 362,1 - 255 = 107,1 \text{ кДж/кг}$$

- питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 107,1 / 0,0345 = 3104,3 \text{ кДж/м}^3$$

- питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1 = 407 - 382 = 25 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 = 33 / 107,1 = 0.31 \text{ кг/с}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_1 = 0.31 \cdot 0.0345 = 0.011 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_k / P_0)^{1/m} - 1] = 1 - 0.03 \cdot [(19,6 / 6,2) - 1] = 0.935$$

$$\lambda'_w = (T_0 + \Theta) / (\alpha \cdot T_k + \beta \cdot \Theta) = (273 + 20) / (1.12 \cdot 315 + 0.5 \cdot 20) = 0.81$$

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w = 0.916 \cdot 0.79 = 0.76$$

Об'єм, описаний поршнями компресора:

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_h = V_d / \lambda = 0.011 / 0.76 = 0.0145 \text{ м}^3/\text{с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l = 0.31 \cdot 25 = 7,75 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / (\lambda_w + b \cdot t_0) = 7,75 / (0.81 - 8 \cdot 0.0025) = 9,8 \text{ кВт}$$

Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр} = 0.0145 \cdot 40 = 0,58 \text{ кВт},$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, приймаємо для фреонових компресорів

$$P_{тр} = 40 \text{ кПа.}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 9,8 + 0,58 = 10,4 \text{ кВт}$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{эл} = N_e / \eta_{эл} = 10,4 / 0,9 = 11,6 \text{ кВт},$$

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

Таблиця 2.2 – Результати теплового розрахунку

Параметри	
Холодопродуктивність, кВт	33
Температура кипіння °С	-15/-33
Температура конденсації °С	42
Перегрів °С	20
Переохолодження в конденсаторі °С	5
Тиск кипіння/конденсації, бар	6,2/19,6
Теор. об'єм, описаний поршнями, м³/с	0.0145
Адіабатна потужність компресора, кВт	7,75
Електрична потужність компресора, кВт	11,6

2.5. Загальна характеристика холодильної централі.

Місце розташування машинного відділення під компресорну станцію: в підвалі на позначці - 3.300м.

Компресорна станція призначена для холодопостачання середньотемпературних і низькотемпературних об'єктів (випарників торгового обладнання).

Характеристики та параметри охолоджуваних об'єктів:

Регали середньотемпературні:

- Загальна довжина 15 м;
- температура в охолоджуваному обсязі +2...+8°C;

Боннети низькотемпературні двосторонні:

- Загальна довжина 10 м;
- температура в охолоджуваному обсязі -15...-24°C;

Для підтримки необхідних характеристик компресорної станції необхідно суворо дотримуватися вказівок, поданих у цьому посібнику з експлуатації компресорної станції.

Технічні дані і характеристики

Характеристики та параметри компресорної станції наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

№ п/п	Найменування параметру	Значення
1	2	3
1.	Компресорна станція	
	компресор середньотемпературний	ESR 518Y - 2 шт.
	компресор низькотемпературний	ESR 518Y - 3 шт.
	Постачальник	«Bitzer» Германия
	Тип компресора	герметичный спиральный
	ресивер	F 402 H

	Охолодження середнетемпературних компресорів, кВт	19,4
	Споживана середньотемпературних компресорами потужність, кВт	9,7
	Охолодження низькотемпературних компресорів, кВт	13
	Споживана низькотемпературними компресорами потужність, кВт	12,8
	Номінальна напруга електричного змінного струму з частотою 50 Гц, В	380
	Габаритні розміри станції, мм, не більше	
	- довжина (А)	3000
	- ширина (В)	600
	- висота (Н)	1000
2.	конденсатор	
	спосіб охолодження	повітряний
	кількість вентиляторів	2
	Витрата повітря, м ³ / год	12 650
	Споживана потужність, кВт	1,5
	Габаритні розміри, мм, не більше	
	- ширина (А)	1591
	- глибина (В)	1000
	- висота (Н)	998
	Маса, кг, не більше	371
4.	фреон	R507
	Заправка, кг	36
5.	Масло	BSE 32
	Заправка, дм ³	21

Примітки до таблиці:

а) компресорна станція забезпечує паспортні характеристики при середньодобовій температурі повітря, що оточує конденсатор, що дорівнює + 32 ° С.

б) холодопродуктивність середнетемпературних компресорів вказана для температури кипіння фреону рівній -15 ° С і температури конденсації + 40 ° С.

в) холодопродуктивність низькотемпературних компресорів вказана для температури кипіння фреону рівній -35 ° С і температури конденсації + 40 ° С.

Комплектація компресорної станції

У комплект поставки на станцію центрального холодопостачання входять:

гідравлічна частина:

- компресор герметичний спіральний 5 шт.;
- повітряний конденсатор 2 шт.;
- ресивер 2 шт.;
- масловіддільник 1 шт.;
- масляний ресивер 1 шт.;
- регулятор рівня масла в картері компресора 5 шт.;
- клапан диференціального тиску 1 шт.;
- прессостат високого тиску 2 шт.;
- прессостат низького тиску 2 шт.;
- фільтр на масло 5 шт.;
- фільтр-осушувач 1 шт.;
- фільтр-осушувач на систему уприскування 1 шт.;
- фільтр-очищувач 2 шт.;
- фільтруюча хімічна вставка 1 шт.;
- фільтруюча механічна вставка 2 шт.;
- індикаторний оглядове вічко 7 шт.;
- зворотний клапан 4 шт.;
- запірний вентиль 3 шт.;
- соленоїдний вентиль розвантаження 10 шт.;
- манометр високого тиску 1 шт.;
- манометр низького тиску 2 шт.;
- мідні трубопроводи комплект;
- теплоізоляція комплект;

Пристрій і принцип роботи

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принцип роботи компресорної станції:

Робота компресорної станції відбувається наступним чином (див. Додаток 1). Через колектор всмоктування пар низького тиску подається до середньо температурні і низькотемпературного всмоктуючим колекторам. Середньотемпературні компресори (1) і низькотемпературні компресори (2) відкачують пар з колекторів низького тиску і стискають його. В результаті цього підвищується тиск пара до такої величини, що він може конденсуватися під впливом навколишнього середовища. За нагнітальному трубопроводу, пар з високим тиском і температурою через систему масловідділення подається в конденсатор (3), де охолоджується потоком повітря від вентиляторів і переходить в рідкий стан. З конденсатора рідкий холодоагент надходить у ресивер (7). З ресивера по рідинного трубопроводу через фільтр-осушувач (21) і оглядове скло (24) рідкий холодоагент надходить у загальний рідинної колектор, з якого відбувається його розподіл до середньо температурні і низькотемпературних споживачам. Випарники споживачів забезпечені ТРВ, які регулюють витрату і температуру кипіння холодоагенту. Холодоагент кипить у випарнику і при цьому поглинає тепло від охолоджуваного простору або продукту. Потім цикл роботи холодильної машини повторюється.

Компресорна станція містить такі функціональні вузли, наведені на принциповій гідравлічній схемі:

Компресори (1, 2) призначені для стиснення і нагнітання в конденсатор пари холодоагенту.

Система масловідділення є маслоотделитель (8), масляний ресивер (10), регулятор тиску в масляному ресівері (11), оглядове вічко масла (9), запірний вентиль (18), масляні фільтри (13) і регулятори рівня масла в картері компресора (12) і служить для забезпечення повернення масла в картери компресорів.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Повітряний конденсатор (3) призначений для зняття перегріву і конденсації газоподібного холодоагенту, а також переохолодження рідкого холодоагенту.

Ресивер (7) призначений для зберігання рідкого холодоагенту і забезпечує безперервну подачу рідини в випарник в залежності від потреби.

Для видалення залишків вологи, домішок і забруднень з холодоагенту система забезпечена фільтром-осушувачем (21) зі змінним картриджем.

Для захисту компресора від механічних забруднень на всмоктуючих магістралях компресорів встановлені фільтри-очисники (22, 23) зі змінними картриджами.

Компресорна станція забезпечена запірною арматурою (18, 19, 20), що дозволяє проводити ремонтні роботи окремих ділянок трубопроводів і окремих пристроїв з мінімальними втратами холодоагенту.

Зворотні клапани (14, 15, 16, 17) забезпечують правильний напрямок потоку холодоагенту і запобігають зворотній конденсацію пароподібного холодоагенту в картерах компресорів.

Індикаторні оглядові вічка (9, 24) дозволяють контролювати стан холодоагенту в рідинній магістралі і стан масла на лінії повернення масла.

На компресорах встановлені соленоїдні вентилі розвантаження (29), які дозволяють виробляти плавне регулювання продуктивності системи, в залежності від потреб споживача: на середнетемпературній системі від 17% до 100% і на низькотемпературній системі від 25 до 100%.

Низькотемпературні компресори обладнані системою охолодження уприскуванням «CIC» (31). Вона призначена для захисту компресора і обмеження температури нагнітання за рахунок охолодження всмоктуваного газу методом дозованого упорскування рідкого холодоагенту у всмоктувальну порожнину компресора. Система «CIC» складається з датчика температури,

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

електронного блоку, імпульсного соленоїдного вентиля, оглядового скла (32) і фільтра (33).

Електронна система управління компресорної станції дозволяє:

- управляти роботою вентиляторів конденсатора для підтримки заданого тиску конденсації;
- управляти роботою компресорів і соленоїдних вентилів розвантаження для підтримки заданого тиску всмоктування;
- стежити за рівномірним напрацюванням кожного з компресорів, завдяки чому забезпечується рівномірний знос компресорів.
-

2.6. Аналіз холодильної системи при використанні холодоагентів класів A2L, вуглеводнів та сумішей на базі пропану.

Зіткнувшись з тиском регулювання для усунення хладагентів з високим GWP, пропонується багато варіантів заміни ГФУ. На сьогоднішній день основна увага зосереджена на нових ненасичених фторохімікатах, також відомих як гідрофлуороолефіни (HFOs), особливо R1234yf, R1234ze та R1233zd. Вони мають дуже низький рівень GWP, є лише легко горючими – крім R1233zd, і належать до групи хладагентів з низькою щільністю. Щоб знизити GWP HFC з більш високою щільністю, HFO змішуються з HFC. Як видно на рисунках 2.2 та 2.3, запропоновані суміші аналогічні один одному, основними відмінностями є тип R1234 на основі яких використовується, і холодоагент, який він замінює. Проте, існує компроміс між нижчим GWP та вогнебезпечністю (див. рисунок 2.3). Як видно на рисунках 2.2 та 2.3, у більшості поточних хладагентів немає простих низьких розчинів, що дозволяють скидати GWP: вогнебезпечність пов'язана з продуктивністю та GWP холодоагенту. Чим нижче GWP і вище потужність тим вище займистість.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

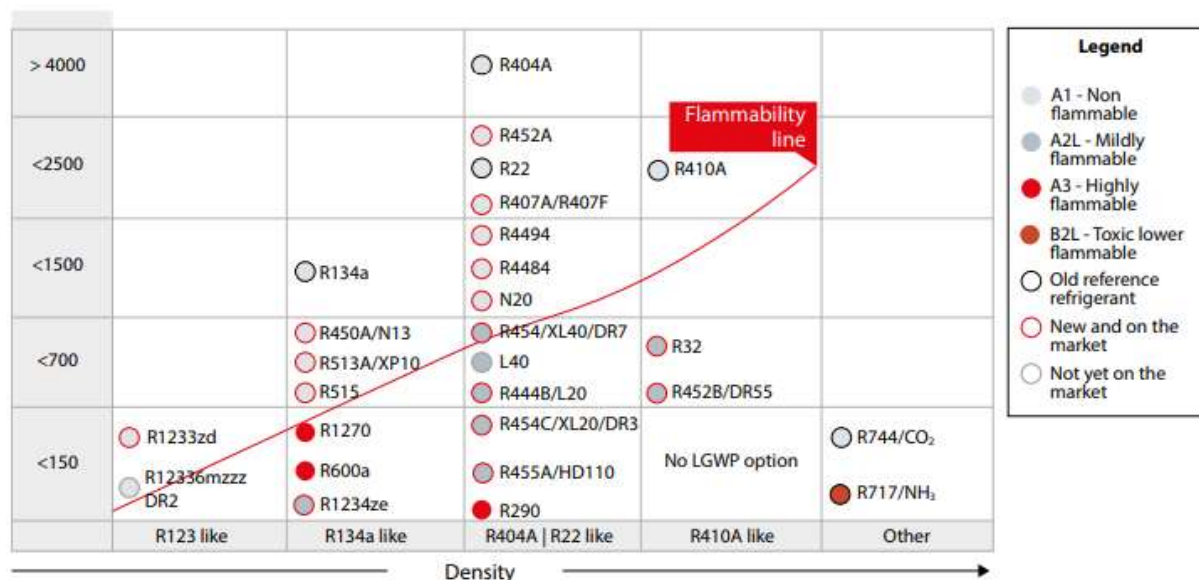


Рисунок 2.2: Хладагенти на основі вуглецевого ланцюга (HC, HFC, HCFCs)

Існують плюси та мінуси застосування певних хладагентів та деякі міркування щодо стратегії продукту. Чи призначені вони для швидкого падіння або це частина великого циклу переробки? Які кліматичні умови і чи зможе хладагент вийти на місцеві ринки? Який вплив температурного глайду в сервісній перспективі? Чи має сенс використовувати хладагент одного типу або буде краще обрати декілька в якості альтернатив? Результати останніх виставок показують, що холодоагенти A2L готові до масових застосувань, ефективні та доступні, а компоненти в даний час або незабаром будуть доступні. Для R1234 застосовуються деякі спеціальні умови. R1234ze класифікується як холодоагент A2L, але насправді легко запалюється лише при температурі вище 30 °C. Саме тому EN 378 (2014/68/EU), який узгоджується з директивою ЄС PED, не визнає R1234ze як небезпечну речовину, а як рідину групи PED 2. Це має позитивний ефект, що дозволяє уникнути відстеження матеріалу для труб та компонентів до 100 мм у нормативному діаметрі, а інші легкозаймисті хладагенти потребують простежуваності при 25 мм.

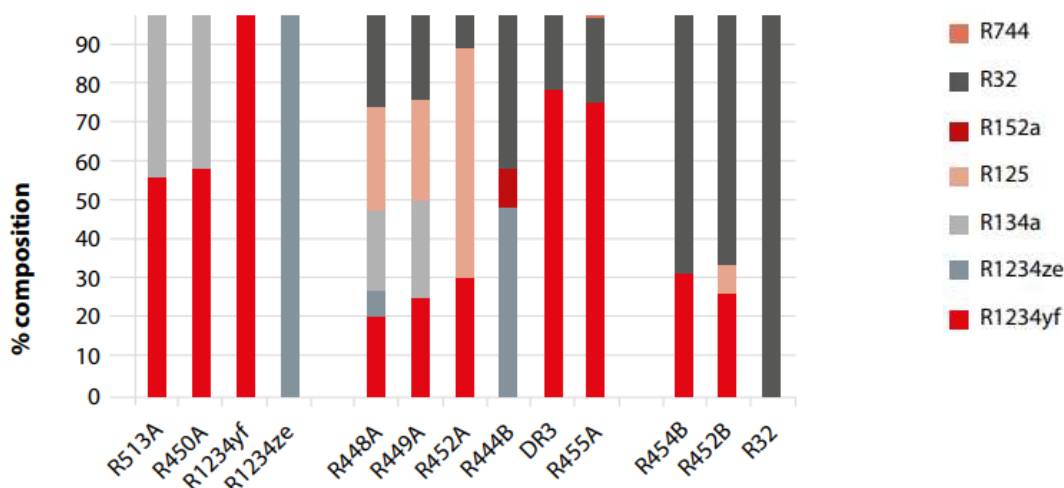


Рисунок 2.3: Основні варіанти заміни, їх склад та рівні GWP

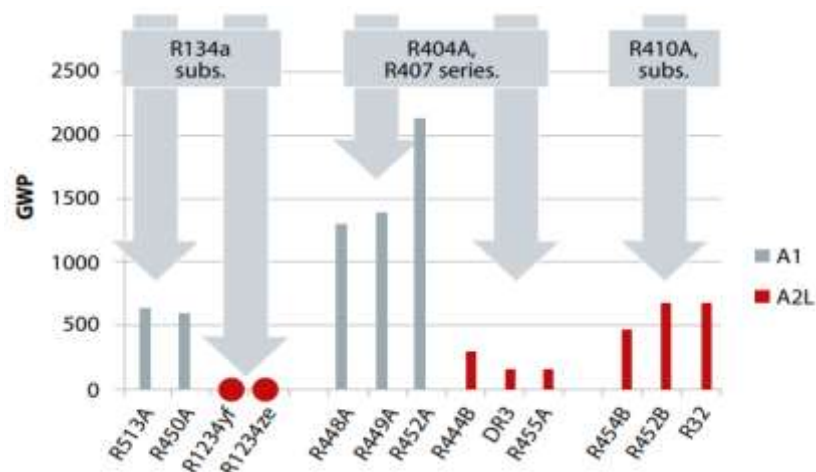


Рисунок 2.4. Основні варіанти заміни, їх склад та рівні GWP

Аналіз ефективності холодильної машини проведено з метою порівняння різних холодоагентів, таких як: R-454A, R-454C, R-452A, R-449A, R-290 та R-507.

Розрахунок проведено за параметрів роботи:

- температура конденсації $t_k = 42^\circ\text{C}$;
- температура кипіння $t_o = -15^\circ\text{C}$ для середньотемпературних вітрин; та $t_o = -35^\circ\text{C}$ для низькотемпературних.

Розрахунок основних параметрів циклу холодильної установки було проведено в програмі REFPROP.

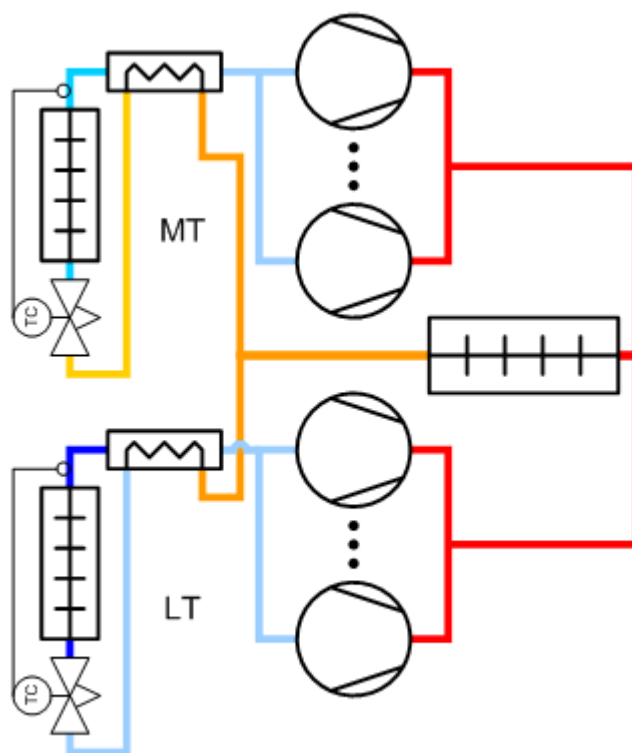


Рисунок 2.5 Схема сателітної холодильної системи

Данна холодильна система має 3 середньотемпературні компресори та 2 низькотемпературні. Моделювання проводилося на R507 та R290.

На рис. 2.5 показано порівняння потенціалу глобального потепління розглянутих холодоагентів. Найнижчий показник GWP має R290 (пропан, $GWP=3$), холодоагенти R-454A, R-454C, R-449A мають також низький показник відносно холодоагента R-507, проте разом з тим мають ряд недоліків, таких як: ціна, температурний глайд (від 3 K для R-452A до 6 K для R-454C), розповсюдженість на ринках України, горючість.

Суміш холодоагентів R290 і R600a є комбінацією пропану і ізобутану, які є природними вуглеводнями. Ця суміш має ряд переваг перед синтетичними холодоагентами, такими як R134a, R404a або R507. По-перше, вона не руйнує озоновий шар та має низький потенціал глобального потепління (ПГП). По-друге, вона має високу холодопродуктивність і енергоефективність. По-третє, вона має низьку вартість та широку доступність.

Таблиця 2.4. Параметри холодильної системи на розглянутих холодоагентах при $t_0 = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Хладагент	R-290/ R-600a	R-290	R-507	R-449A	R-452A	R-454A	R-454C
q_0 , кДж/кг	278	292.19	121.64	160.04	122.95	166.99	151.00
q_k , кДж/кг	378.84	418.64	179.39	231.31	179.73	241.76	218.04
q_v , кДж/м ³	281.1	292.19	121.64	160.04	122.95	166.99	151.00
$l_{\text{км}}$, кДж/кг	82,68	118.15	53.21	66.88	52.51	70.16	62.51
$M_{a.}$, кг/с	0,0665	0.0743	0.1640	0.1234	0.1618	0.1182	0.1311
$V_{h.}$, м ³ /с	0,019	0.0114	0.0099	0.0103	0.0101	0.0099	0.0119
N_e , кВт	7,34	7.99	8.72	8.25	8.49	8.30	8.19
COP_d	2,43	2.40	2.20	2.33	2.26	2.31	2.34
GWP	3	3.00	3922.00	1397.00	2141.00	238.00	148.00

Однак суміш R290 і R600a також має недоліки, пов'язані з її високою пожежо- та вибухонебезпечністю. Тому для її безпечного використання необхідно дотримуватися певних умов, таких як обмеження кількості холодоагенту в системі, забезпечення достатньої вентиляції приміщення, застосування спеціального обладнання та компонентів.

На базі аналізу публікацій де були розглянуті різні експериментальні дослідження роботи холодильної системи з сумішшю R290 і R600a при різних співвідношеннях компонентів (0%, 20%, 40%, 60%, 80% і 100% R290) було обрано оптимальну концентрацію виходячи з потреб температури кипіння $t_0 = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$. та $t_0 = -35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Виявлено, що при збільшенні частки R290 у суміші COP системи збільшується, а масова витрата холодоагенту зменшується. Це пояснюється тим, що R290 має більш високу теплоємність та ентальпію пароутворення, ніж R600a. Також при збільшенні частки R290 суміші тиск на вході компресора зменшується, а на виході збільшується. Це з тим, що R290 має нижчу

температуру кипіння при цьому тиску, ніж R600a. Температура на вході конденсатора збільшується зі збільшенням частки R290 у суміші, але в виході зменшується. Це пов'язано з тим, що R290 має вищу тепловіддачу при конденсації, ніж R600a. Температура на вході випарника зменшується зі збільшенням частки R290 у суміші, але в виході збільшується. Це пов'язано з тим, що R290 має вищий тепловий потік при випаровуванні, ніж R600a.

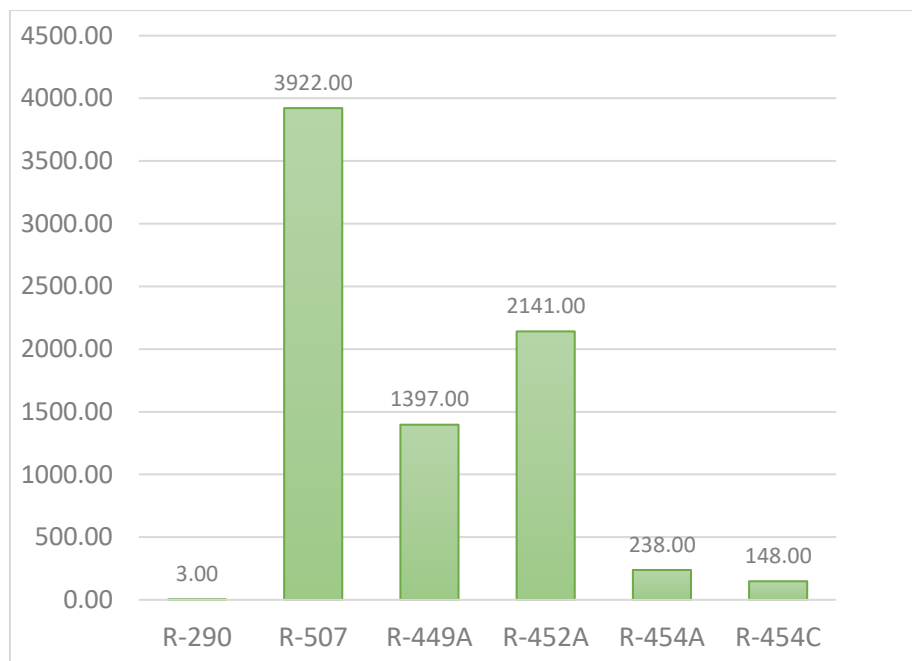


Рисунок 2.5. Потенціал глобального потепління для розглянутих холодоагентів

На рис. 2.5 показано порівняння потенціалу глобального потепління розглянутих холодоагентів. Найнижчий показник GWP має R290(пропан, GWP=3), холодоагенти R-454A, R-454C, R-449A мають також низький показник відносно холодоагента R-507, проте разом з тим мають ряд недоліків, таких як: ціна, температурний глайд (від 3 К для R-452A до 6 К для R-454C), розповсюдженість на ринках України, горючість. Для суміші холодоагентів пропан/ізобутан треба розраховувати на нижчу температуру кипіння, при розрахунку, та враховувати температурний глайд. Виходячі з умов повної конденсації суміші, треба забезпечити систему переохолоджувачем та знизити температуру перед дросселем.

Нові альтернативні холодоагенти є, переважно, не азеотропними сумішами та розроблені на базі нового класу холодоагентів – Гідрофторолефінів (HFO). Цей клас холодоагентів має дуже низький потенціал глобального потепління, наприклад для HFO-1234yf GWP=7, проте вони відносяться до класу займистості A2L згідно класифікації робочих речовин ASHRAE. Вони були рекомендовані до застосування в мобільному кондиціонуванні як заміна холодоагенту R134a в 2016 році, тому на даний момент є малорозповсюдженими та дорогими, зокрема в експлуатації.

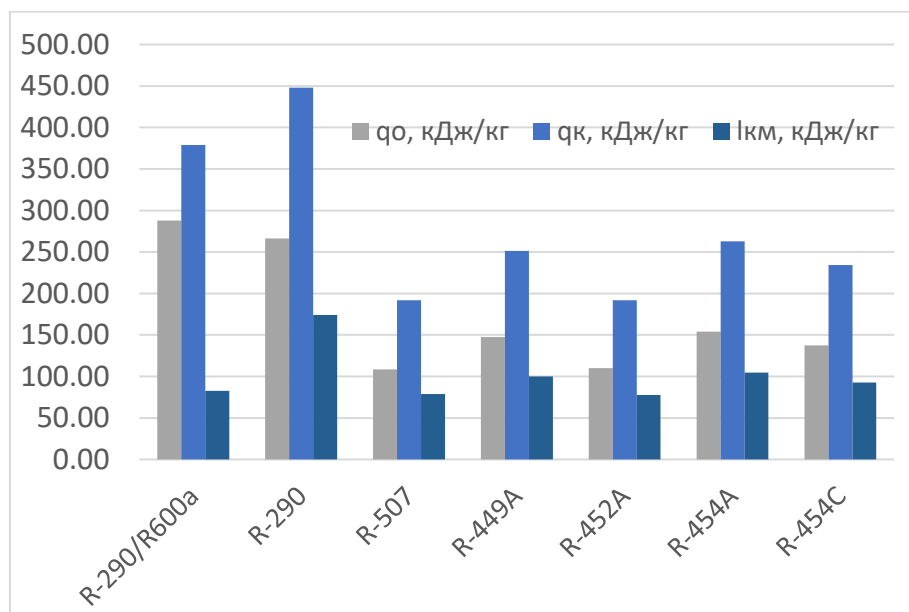


Рисунок 2.6. Питома холодопродуктивність, питоме тепло конденсації та робота стискування

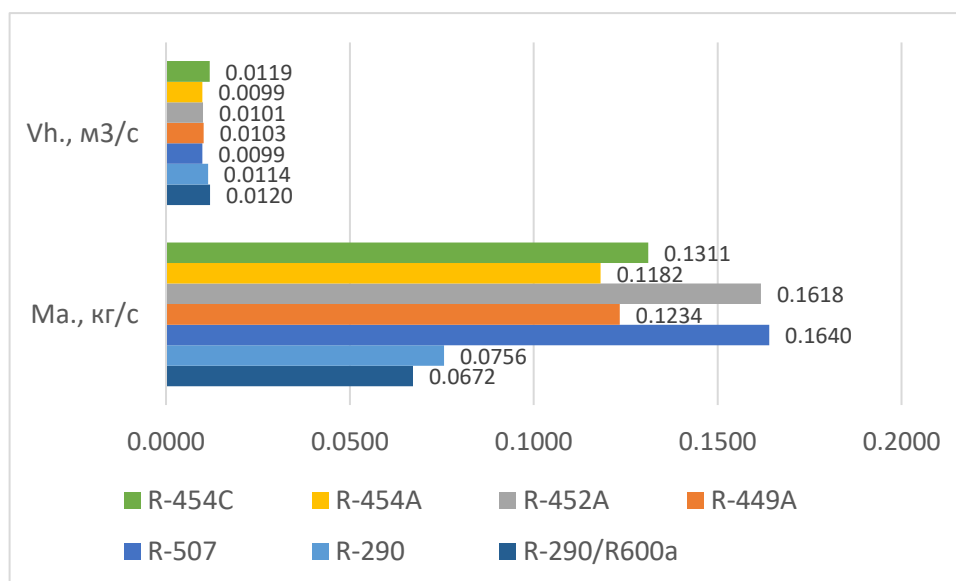


Рисунок 2.7. Об'ємна продуктивність та масова витрата холодоагенту для температури кипіння -15°C .

На рис 2.6 показано порівняння основних питомих параметрів холодильної системи. Питомі параметри системи мають найбільшу величину для пропана-холодоагента, що свідчить про більш ефективну величину виробленого холоду на одиницю вживаної потужності.

Далі показано результати розрахунків для температури кипіння -35°C .

Таблиця 2.5. Параметри холодильної системи на розглянутих холодоагентах при $t_0 = -35^{\circ}\text{C}$.

Хладагент	R-290	R-404A	R-449A	R-452A	R-454A	R-454C
q_o , кДж/кг	266.14	108.60	147.33	110.18	154.07	137.34
q_k , кДж/кг	448.01	191.74	251.27	191.70	262.95	234.13
q_v , кДж/м ³	266.14	108.60	147.33	110.18	154.07	137.34
I_{km} , кДж/кг	174.19	78.96	99.89	77.58	104.65	92.60
M_a , кг/с	0.0743	0.1838	0.1340	0.1807	0.1281	0.1442
V_h , м ³ /с	0.0254	0.0235	0.0248	0.0243	0.0232	0.0286
N_e , кВт	12.94	14.51	13.38	14.02	13.41	13.35
COP_d	1.48	1.32	1.43	1.37	1.43	1.44
GWP	3.00	3922.00	1397.00	2141.00	238.00	148.00

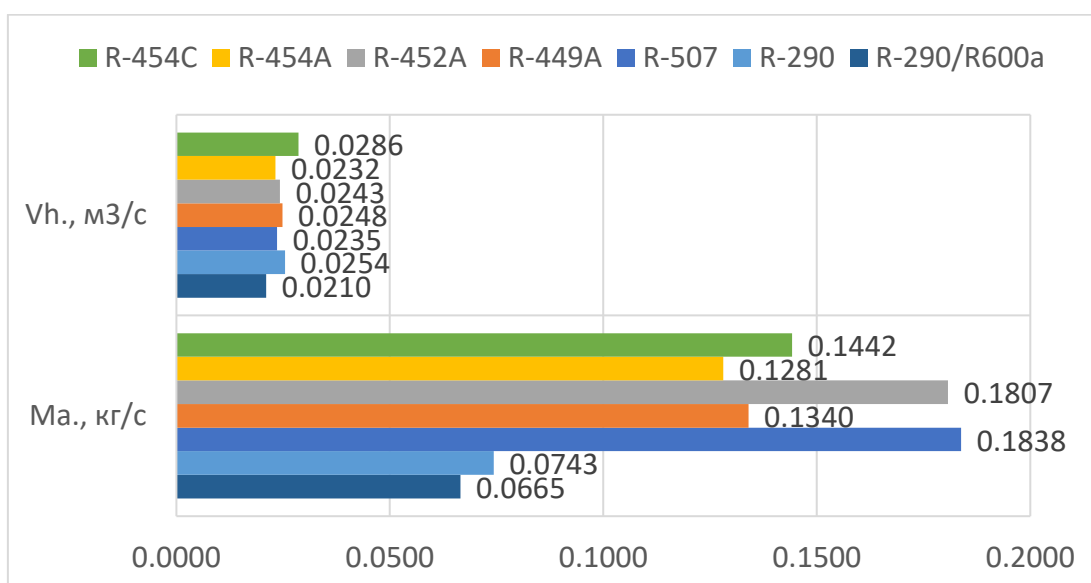


Рисунок 2.7. Об'ємна продуктивність та масова витрата холодоагенту для температури кипіння -35°C.

Рисунок 2.8 є найбільш показовим з точки зору порівняння масової витрати. Пропан холодоагент є безумовним лідером, оскільки масова витрата нівелює будь-які недоліки при майже у 2,5 рази нижчій заправці системи, це обумовлюється молекулярною структурою холодоагенту, оскільки пропан – однокомпонентний вуглеводень, а інші розглянуті холодоагенти мають складну хімічну будову. Особливо варто зазначити, що ціна на пропан є найнижчою серед усіх розглянутих робочих тіл.

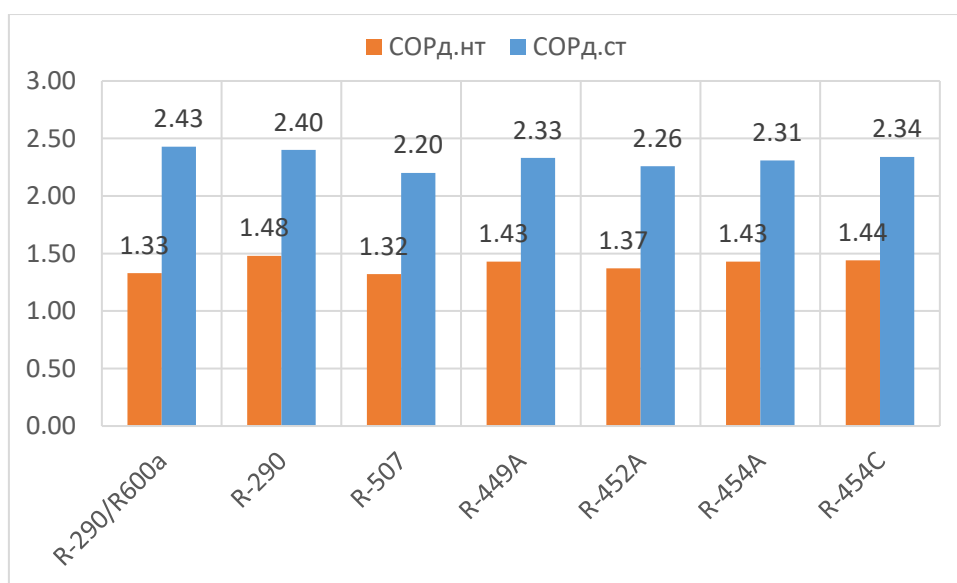


Рисунок 2.9. COP розглянутої системи для температури кипіння -15°C та для температури кипіння -35°C.

COP холодильної системи на розглянутих холодоагентах знаходиться на одному рівні, особливих відхилень немає, тому для вибору конкретного робочого тіла варто керуватися іншими факторами.

Далі показано результати моделювання системи на пропані та R507. Проведено розрахунки коефіцієнту перетворення, енергоспоживання, а також економічних та екологічних показників.

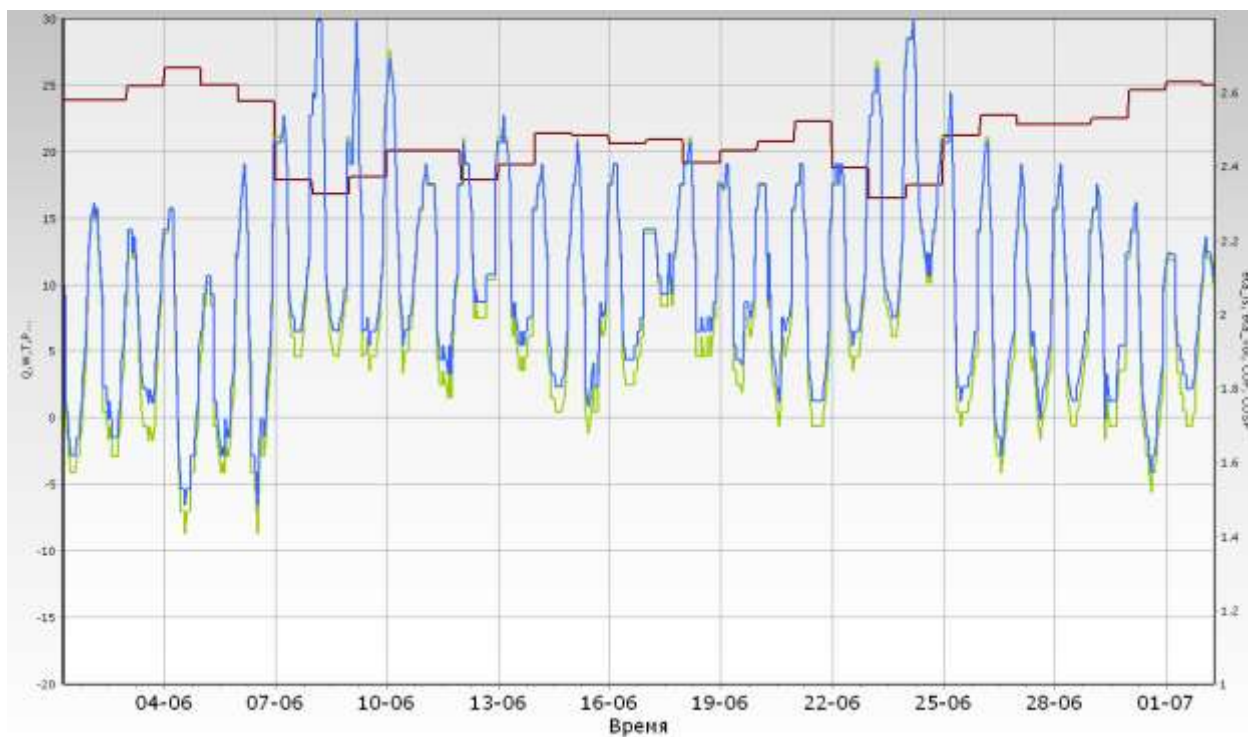


Рисунок 2.10. COP розглянутої системи для температури кипіння -35°C .

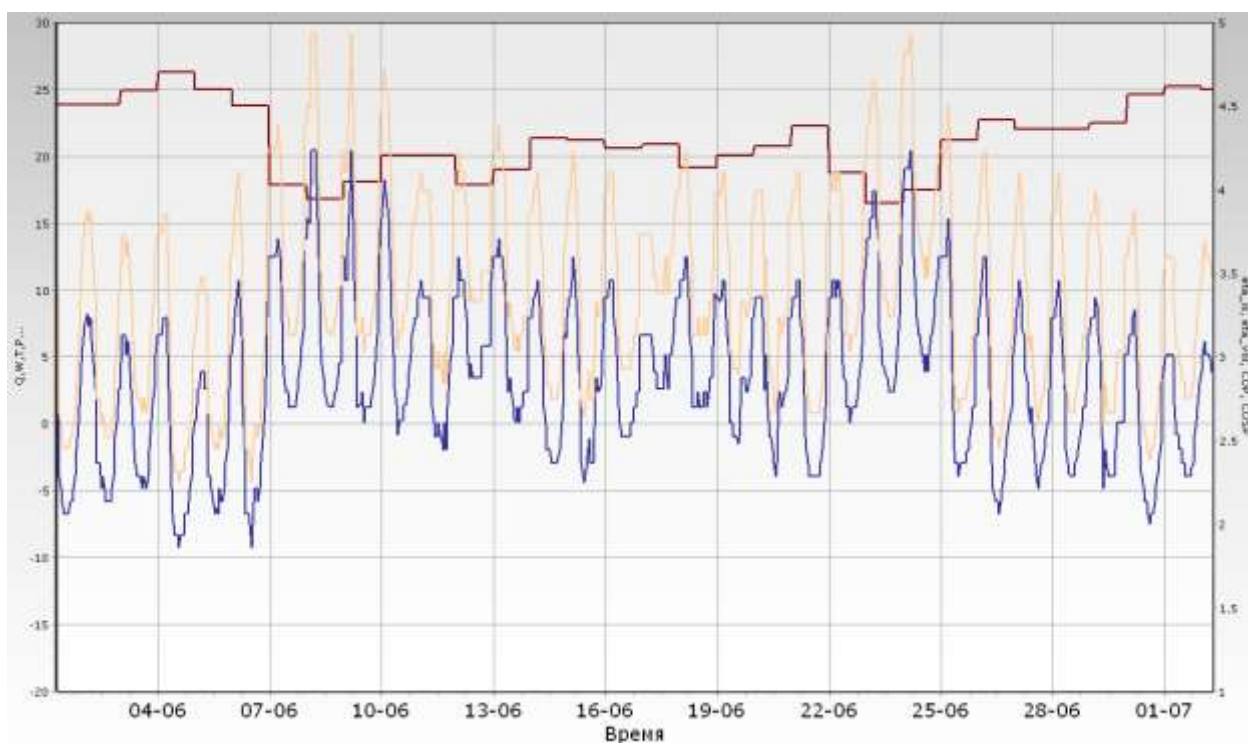


Рисунок 2.11. COP розглянутої системи для температури кипіння -15°C .

Всі розрахунки проведені для кліматичних умов м. Одеса, для одного розрахункового місяця(червень).

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2

Арк.

89

При використанні пропану в якості холодоагенту можна бачити істотне збільшення COP для середньотемпературної системи. При використанні пропану збільшення COP для низькотемпературної системи складає 5-7%.

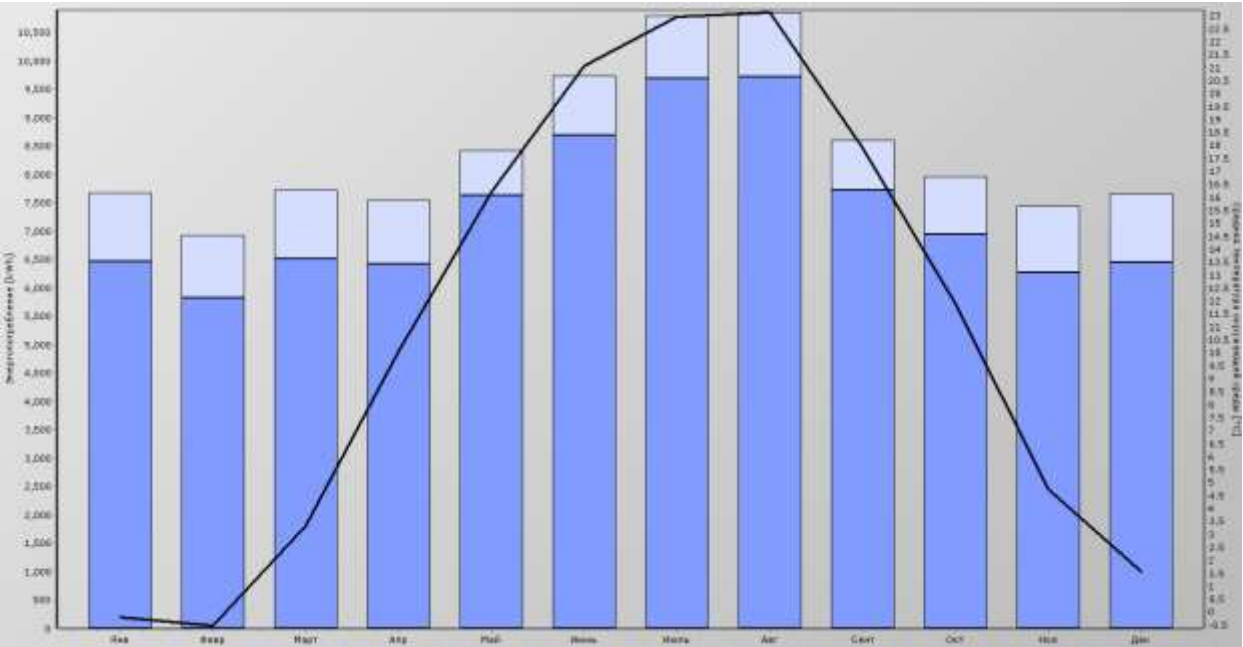


Рисунок 2.12. Річне споживання енергії системою на R507.

На рис 2.12 показано річне енергоспоживання при використанні холодоагенту R507.

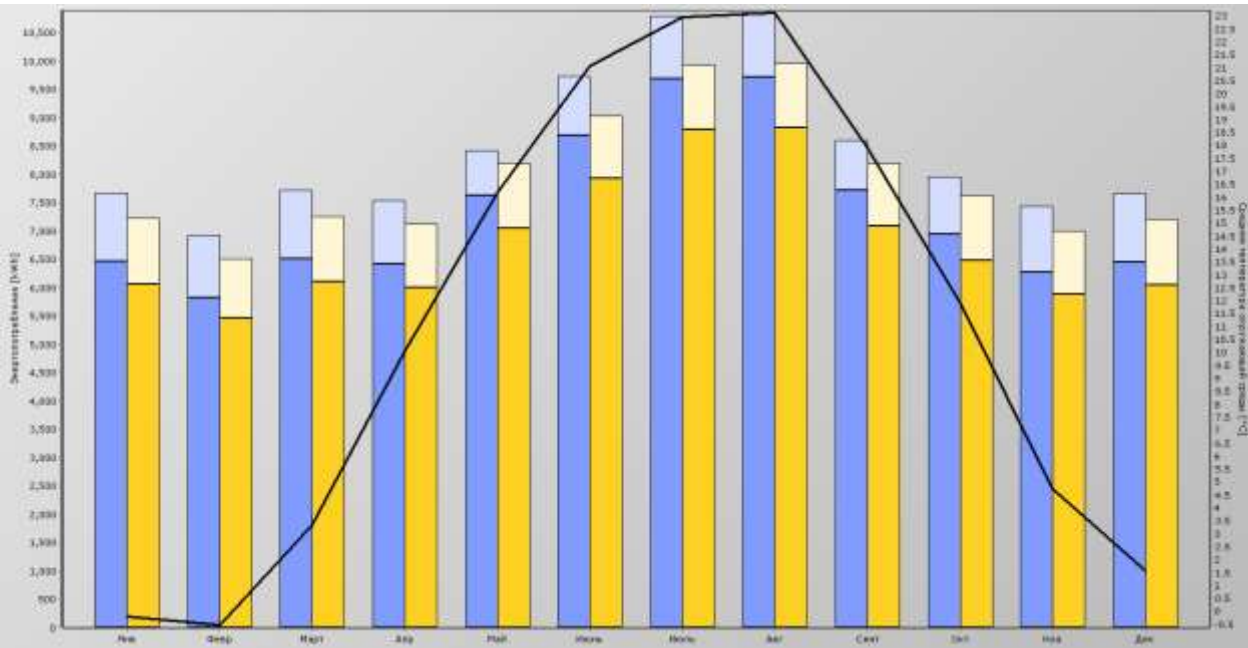


Рисунок 2.13. Річне споживання енергії системою на R507 та R290.

На рис. 2.13 показано порівняння енергоспоживання системою на двох холодоагентах. При використанні пропану можна бачити зниження енергоспоживання на 8-10%.

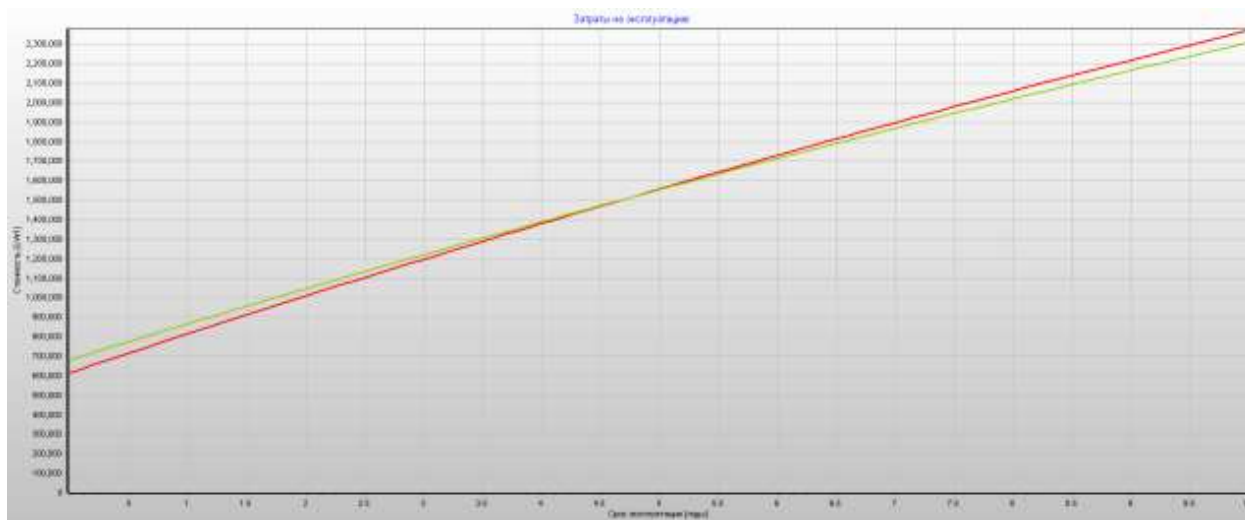


Рисунок 2.14. Розрахунковий срок експлуатації та термін окупності системи.

Термін окупності був розрахован виходячи зі строку експлуатації обладнання 10 років. Термін окупності системи складає 1,8 років.

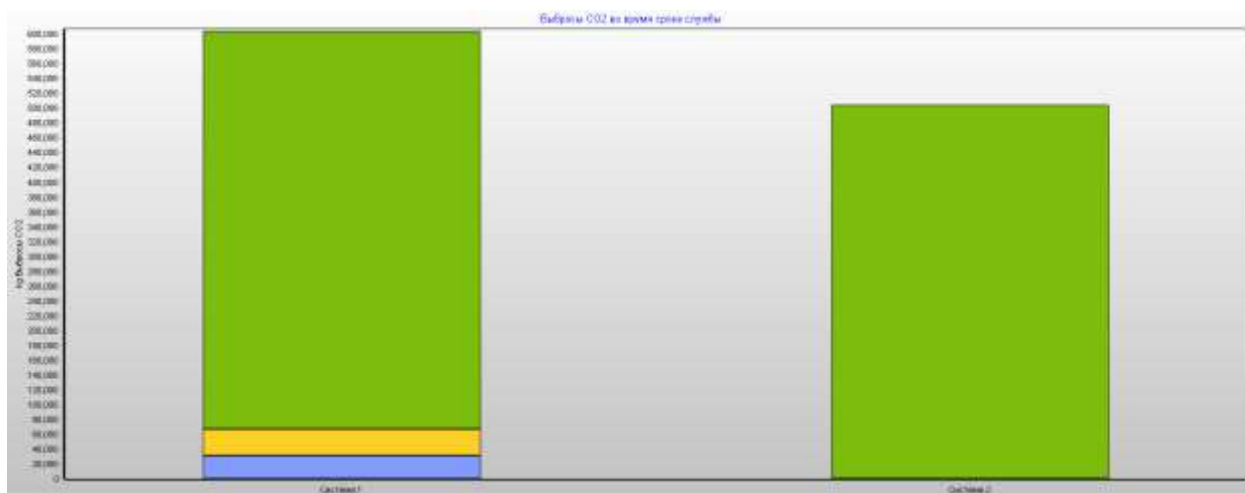


Рисунок 2.15. Розрахунковий срок експлуатації та термін окупності системи.

На рис. 2.15 показано порівняння екологічних показників системи. Зеленим кольором показана непряма емісія від холодильної системи, це значення є однаковим для обох систем на пропані та R507. Жовтим та блакитним – емісія при експлуатації та від витоків холодоагенту.

Висновки до розділу 2.

Було проведене порівняння GWP розглянутих холодоагентів. Найнижчий показник GWP має R290 (пропан, GWP=3), холодоагенти R-454A, R-454C, R-449A мають також низький показник відносно холодоагента R-404A, проте разом з тим мають ряд недоліків, таких як: ціна, температурний глайд (від 3 К для R-452A до 6 К для R-454C), розповсюдженість на ринках України, горючість.

Проведено порівняння холодоагентів по основним питомим параметрам холодильної системи для застосовуваного в існуючих системах холодоагенту R507 та його можливої альтернативи R290. Можна бачити, що пропан що питомі параметри системи мають найбільшу величину для пропана-холодоагента, що свідчить про більш ефективну величину виробленого холоду на одиницю вживаної потужності.

Найбільш показовим з точки зору порівняння систем є графік масової витрати. Пропан холодоагент є безумовним лідером, оскільки масова витрата нівелює будь-які недоліки при майже у 2,5 рази нижчій заправці системи, це обумовлюється молекулярною структурою холодоагенту, оскільки пропан – однокомпонентний вуглеводень, а інші розглянуті холодоагенти мають складну хімічну будову. Особливо варто зазначити, що ціна на пропан є найнижчою серед усіх розглянутих робочих тіл.

Використання пропану має також ряд екологічних переваг. Оскільки потенціал глобального потепління для пропану є дуже не значним (ППП=3) то емісія при обслуговуванні та витіках майже відсутня.

Порівняння систем по енергоспоживанню показало зменшення річного енергоспоживання на 8-10% відносно холодоагенту R507.

Для суміші холодоагентів пропан/ізобутан треба розраховувати на нижчу температуру кипіння, при розрахунку, та враховувати температурний глайд. Виходячі з умов повної конденсації суміші, треба забезпечити систему переохолоджувачем та знизити температуру перед дросселем.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						92
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виявлено, що при збільшенні частки R290 у суміші R290/ R600a COP системи збільшується порівняно з чистим ізобутаном, а масова витрата холодоагенту зменшується. Це пояснюється тим, що R290 має більш високу теплоємність та ентальпію пароутворення, ніж R600a. Також при збільшенні частки R290 суміші тиск на вході компресора зменшується, а на виході збільшується.

Використання суміші R290/R600a з концентрацією 50/50% мас. дозволяє отримати вищий COP системи при середньотемпературному застосуванні 2.43, в той час як для чистого пропану COP майже такий самий 2.4. Однак варто мати на увазі температурний глайд та забезпечити процес повної конденсації суміші за рахунок переохолодження, а також перегріву на всмоктуванні.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						93
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. Аналітична частина

3.1 Методи аналізу енергоефективності холодильних установок.

Основи сучасної термодинаміки були закладені Сади Карно. Його праця «Роздуми про рушійну силу вогню і машинах, здатних розвивати цю силу» є класичною працею термодинаміки. У ньому він сформулював такі поняття як оборотні і необоротні процеси, ідеальний цикл, ідеальна теплова машина.

На підставі ідей Карно і Томсона, Рудольф Клаузіус в 50-х роках XIX століття остаточно вирішив задачу взаємозв'язку теплоти і роботи. Їм були сформульовані перше і друге початку термодинаміки в сучасному вигляді.

Р.Клаузиус першим сформулював принцип зростання ентропії в реальних процесах перетворення енергії і ввів поняття сумарного збільшення ентропії системи, назвавши її «втратою працездатності».

Також він сформулював правило знаків для збільшення ентропії: якщо збільшення ентропії не вимагають витрат роботи, вони вважаються позитивними, якщо ж збільшення не можуть протікати мимовільно, то вони вважаються негативними.

Для будь-якого оборотного циклу в єдиному термодинамічному просторі, незалежно від спрямованості і властивостей робочого тіла, інтеграл по замкнутому контуру дорівнюватиме нулю:

$$\oint \frac{dQ}{T} = 0 \quad (3.1)$$

Величина була названа ентропією, з якої було дано вираз для теплоти $dQ = TdS$. Зі співвідношення 3.1 випливає, що зміна ентропії між двома станами робочого тіла однаково і не залежить від характеру процесу. Було показано, що ентропія є однозначною, безперервною і кінцевою функцією параметрів стану і залежить тільки від них. Абсолютне значення ентропії не може бути визначено, тому у всіх розрахунках фігурує зміна ентропії при переході з

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

одного стану в інший. Чисельне значення ентропії відраховується від будь-якого прийнятого початкового стану.

Поняття ентропії лягли в основу методів термодинамічного аналізу, широко застосовуваних і сьогодні - ентропійного і ексергетичного.

Ж. Гюї і А. Стодоля було отримано вираз для необоротних процесів, схоже з виразом Клаузиуса.

Рівняння Гюї-Стодоли має наступний вигляд:

$$\Delta L = T_{oc} \times \sum_{i=1}^n \Delta S_i \quad (3.2)$$

$\sum_{i=1}^n \Delta S_i$ сумарна величина виробництва ентропії внаслідок незворотності процесів у всіх n підсистемах, T_{oc} - температура навколишнього середовища.

Оцінка досконалості робочого циклу і визначення шляхів зниження енергетичних витрат на досягнення необхідного результату є метою термодинамічної аналізу енергетичної установки.

Д. П. Гохштейн в і був запропонований «ентропійний метод» розрахунку «втрат». Він пропонує з розрахованої роботи, що вводиться в систему, віднімати все «втрати», які визначаються окремо. Такий підхід дозволяє кількісно врахувати перехід вводиться в систему енергії в витрати на виробництво ентропії в кожному окремо взятому вузлі системи.

Мартиновський описані ентропійний і ексергетичний методи оцінки незворотності дійсних термодинамічних циклів теплових двигунів і холодильних машин, наводиться техніко-економічний аналіз різних теплових схем, запропонований загальний метод зіставлення дійсних прямих і зворотних циклів.

Т. В. Морозюк описано застосування ентропійного методу для аналізу циклів холодильних машин і теплових насосів.

В. М. Бродянським і ін. була розроблена методика для аналізу і оптимізації різних технічних систем на базі ексергетичного методу аналізу, проведено

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						95
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

аналіз основних робочих процесів, введені і обґрунтовані поняття транзитної ексергії, узагальненого коефіцієнта корисної дії і вторинних ексергетичної ресурсів. Також наводяться методики техніко-економічної оптимізації та розподілу витрат.

Таким чином, при дослідженні холодильних систем можна виділити три групи, засновані на енергетичному (перший закон термодинаміки), ексергетическом і Ентропійно-статистичному методах термодинамічної аналізу.

Ексергетичний і Ентропійно-статистичний методи термодинамічного аналізу, як засновані на другому законі термодинаміки, дозволяють в рівній мірі визначити втрати при роботі холодильної установки.

Ексергетичний метод більш застосовний до аналізу установок, метою яких є отримання роботи, що не заважає використовувати його, поряд з енергетичним методом аналізу, в холодильній техніці.

На основі таких процесів, як, наприклад, тертя або нерівноважний теплообмін, в показано, що співвідношення 3.2 в низькотемпературних установках може бути виражене в такий спосіб:

$$L_{\text{действ}} = \sum l_{\text{min}} + \left(T_{\text{oc}} \times \sum_{i=1}^n \Delta S_i \right)_{\text{действ}} \quad (3.3)$$

Де $\left(T_{\text{oc}} \times \sum_{i=1}^n \Delta S_i \right)_{\text{действ}}$ величина реальних витрат енергії для компенсації виробництва ентропії в усіх "n" елементах установки.

3.2. Енергетичний метод аналізу холодильних систем.

Енергетичний метод аналізу заснований на першому законі термодинаміки. Підсумком цього методу аналізу є знаходження холодильного коефіцієнта. Даний параметр є і критерієм оцінки ефективності тієї чи іншої системи.

Першим етапом є складання енергетичного балансу аналізованої системи. Для циклу в якості складових балансу присутні відведена від об'єкта

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						96
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

охолодження теплота, теплота, що віддається в навколишнє середовище, і підводиться робота, необхідна для реалізації циклу. Оскільки маса холодоагенту, що здійснює цикл, залишається незмінною, зручно користуватися питомими значеннями відповідних параметрів (значення теплоти, роботи, ентальпії, ентропії і т. д.).

Рівняння енергетичного балансу для одноступінчастої парокомпресійної холодильної машини з розширенням холодоагенту в дроселюючому пристрої (Рис. 3.1) буде мати вигляд:

Рівняння енергетичного балансу для одноступінчастої парокомпресійної холодильної машини з розширенням холодоагенту в дроселюючому пристрої (Рис. 3.1) буде мати вигляд:

$$q_k = q_o + l_{\text{ц}} \quad (3.4)$$

Всі складові енергетичного балансу 3.4 виражаються через різницю ентальпій у відповідних точках.

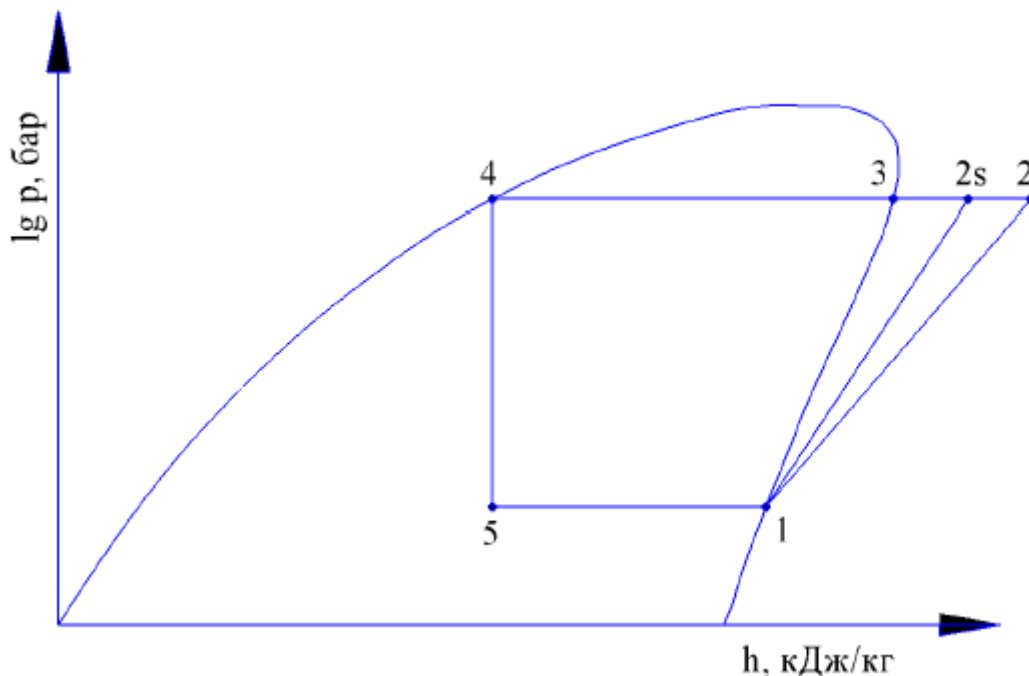


Рис. 3.1 Одноступінчаста парокомпресійна холодильна машина

Питома теплота, що відбирається від охолоджуваного тіла, q_o (питома холодопродуктивність) дорівнює різниці ентальпій в точках 1 і 5:

$$q_0 = h_1 - h_5 \quad (3.4)$$

Питома теплота, передана в навколишнє середовище, q_0 дорівнює різниці ентальпій в точках 2 і 4:

$$q_k = h_2 - h_4 \quad (3.5)$$

Оскільки при дроселюванні не здійснюється зовнішня робота, робота циклу l_c дорівнює роботі стиснення компресора l_k .

У разі адиабатного стиснення, питома робота компресора визначається як:

$$l_{k,ад} = h_{2s} - h_1 \quad (3.6)$$

Оскільки реальний процес (процес 1 - 2) відрізняється від адиабатного (процес 1 - 2s) за рахунок наявності втрат (наприклад, на тертя), дійсна витрачається робота компресора буде вище і визначатися за відомим значенням адиабатного ККД компресора:

$$l_k = \frac{l_{k,ад}}{\eta_{ад}} = h_2 - h_1 \quad (3.7)$$

Тоді холодильний коефіцієнт визначається співвідношенням:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_k} \quad (3.8)$$

Енергетичний баланс можна проілюструвати графічно за допомогою діаграми Сенкея (Рис. 3.2)

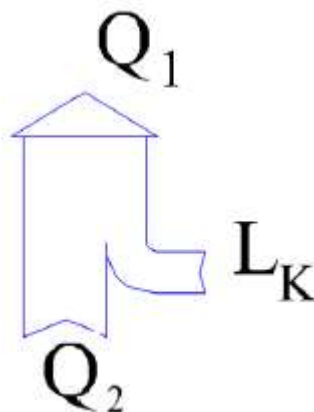


Рис. 3.2. Діаграма Сенкея для циклу одноступінчатої парокомпресійної холодильної машини.

До переваг даного методу можна віднести його простоту.

Можна виділити наступні недоліки даного методу:

1. Холодильний коефіцієнт не дає уявлення про ступінь термодинамічної досконалості аналізованої системи;
2. За допомогою холодильного коефіцієнта не можна оцінити окремо енергетичні втрати, що супроводжують відхилення того чи іншого реального процесу в установці від ідеального;
3. При аналізі установок з декількома споживачами потрібно вимір абсолютних показників. Якщо вимір споживаної потужності не представляє складну задачу і може бути вирішена відносно дешевими засобами, то вимір холодопроизводительности представляє складну і дорогу проблему;
4. Класичний енергетичний метод передбачає аналіз холодильної системи тільки в одній точці без урахування зміна параметрів навколишнього середовища, навантаження на устаткування, роботу системи автоматичного регулювання і т. Д.

Висновок: застосування енергетичного методу аналізу не дозволяє отримати повну інформацію про роботу холодильної системи і визначити подальші шляхи її вдосконалення. Однак, з його допомогою можна вирішити ряд практичних завдань при деяке поліпшення методики проведення аналізу. Нижче наводяться приклади методик на основі енергетичного методу аналізу холодильних систем.

3.3 Ентропійно-статистичний метод аналізу енергоефективності системи.

Дана методика являє алгоритм за визначенням витрат роботи на компенсацію виробництва ентропії за елементами системи з урахуванням властивостей холодоагентів. Методика дозволяє проводити аналіз, як на етапі проектування, так і в процесі експлуатації холодильної установки.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						99
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Як циклів холодильних установок були розглянуті цикли одноступінчастого стиснення і цикл з економайзером, як найбільш часто застосовуються на підприємствах громадського харчування. Методика може бути адаптована і під інші цикли.

В основу визначення властивостей холодоагенту в вузлових точках циклів була покладена методика, запропонована Е. І. Вайнфельдом і П. Н. Монтік. У зазначену вище методику були внесені доповнення, що дозволяють використовувати її для аналізу холодильних установок.

В якості вихідних даних приймаються наступні величини:

t_0 – температура кипіння холодоагенту у випарнику, ° С;

T_0 – температура кипіння холодоагенту у випарнику, К;

T_k – температура конденсації холодоагенту, К;

t_k – температура конденсації холодоагенту, ° С;

$\Delta T_{\text{пер_вип}}$ – перегрів в випарнику, К;

$\Delta T_{\text{пер_вс}}$ – перегрів на всмоктуванні в компресор, К;

$\Delta T_{\text{по}}$ – переохолодження рідкого холодоагенту, К;

t_n – температура нагнітання компресора, ° С;

$\eta_{\text{ад}}$ – Адіабатний ККД компресора, %;

t_n – температура в охолоджуваному обсязі, ° С;

$t_{\text{ос}}$ – температура навколишнього середовища, ° С.

3.3.1. Методика аналізу циклу одноступінчастого стиснення.

Цикл із зазначенням вузлових точок на діаграмі ентальпія-тиск перед ставлен на Рис. 3.3.

Визначаємо тиску в вузлових точках циклу:

$$p_1 = p_6 = p_7 = p_8 = p_0 \quad (3.9)$$

$$p_2 = p_{2s} = p_3 = p_4 = p_5 = p_k \quad (3.10)$$

За відомими значеннями температур, перегріву і переохолодження визначалися наступні параметри:

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						100
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_7 = t_0 \quad (3.11)$$

$$t_8 = t_7 + \Delta T_{\text{пер_исп}} \quad (3.12)$$

$$t_1 = t_8 + \Delta T_{\text{пер_вс}} \quad (3.13)$$

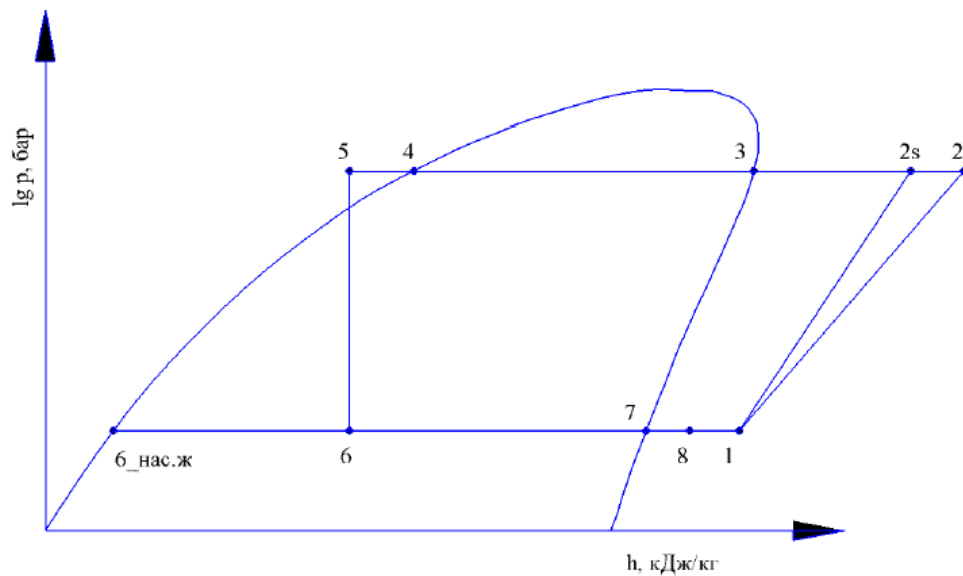


Рис. 3.3. Цикл одноступінчастого стиснення із зазначенням вузлових точок на діаграмі ентальпія-тиск

$$t_3 = t_k \quad (3.14)$$

$$t_4 = t_{k_нас\ ж} \quad (3.15)$$

$$t_5 = t_4 - \Delta T_{\text{по}} \quad (3.16)$$

Для подальших розрахунків використовуються величини температур в Кельвіна і параметр, який визначається як:

$$\theta = \frac{T}{100} \quad (3.17)$$

Визначаємо значення ентропії і ентальпії в ідеальному газовому стані в точках 1, 3, 7, 8:

$$h_0 = C_0 \times T + 50 \times C \times \theta^2 + C_1 \quad (3.18)$$

$$s_0 = C_0 \times \ln T + C \times \theta + C_2 \quad (3.19)$$

де h_0 і s_0 - ентальпія (кДж / кг) і ентропія (кДж / кг) в ідеальному газовому стані відповідно.

Ентальпія і ентропія в точках 1, 3, 7, 8 розраховується за такими залежностями:

$$h = h_0 + p \times (-B_2 \times \theta^2 + 3 \times B_3 \times \theta^{-2}) \quad (3.20)$$

$$s = s_0 - R \times \ln p + p \times 10^{-2} \times (-B_1 - 2 \times B_2 \times \theta + 2 \times B_3 \times \theta^{-3}) \quad (3.21)$$

Ентропія в точці 4 і ентропія насиченою рідини при тиску p_0 ($s_{6_насж}$) визначаються як:

$$s = d_0 + d_1 \times \theta^{-1} + d_2 \times \theta^4 \quad (3.22)$$

Ентальпія в точках 4, 5, $6_нас.ж$ знаходимо в залежності від відповідних значень температур:

$$h = a_0 + a_1 \times \theta + a_2 \times \theta^5 \quad (3.23)$$

Ентальпію в точці 5 і ентропію в точці 2s визначаємо як:

$$h_6 = h_5 \quad (3.24)$$

$$s_{2s} = s_1 \quad (3.25)$$

Визначимо початкове значення температури нагнітання з умови адиабатного стиснення

$$T_{2s_нач} = T_1 \times \left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.26)$$

На підставі отриманого значення розраховуємо значення ентропії $s_{2s_пром}$ по 3.21, порівнюємо це значення з s_{2s} , в разі відхилення коригуємо

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						102
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

початкове значення температури і повторюємо розрахунок до тих пір, поки не отримаємо рівність ентропій. Після цього фіксуємо знайдене значення T_{2s} . Знаходимо, h_{2s_0} , h_{2s} за виразами 3.20, 3.21, 3.22 відповідно.

Далі в залежності від відомих величин - безпосередньо вимірної температури T_2 або значення адиабатного ККД компресора $\eta_{ад}$ - розрахунок проводиться таким чином:

- якщо відомо вимірне значення температури T_2 , визначаємо значення h_2 по залежностям 3.18 і 3.19 і розраховуємо Адиабатний ККД компресора:

$$\eta_{ад} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.27)$$

- якщо в розрахунках задаємося статистичними значеннями адиабатного ККД, то ентальпія в точці 2 буде дорівнює:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ад}} \quad (3.28)$$

Приймаємо за початкове значення температури в точці 2 знайдене раніше значення температури T_{2s} . Розраховуємо проміжне значення ентальпії в точці 2 $h_{2_пром}$ по залежностям 3.18 і 3.19 і порівнюємо його з отриманим раніше значенням h_2 . Після цього коригуємо значення температури і повторюємо розрахунок до тих пір, поки не виконається умова

$$h_{2_пром} = h_2 \quad (3.29)$$

Після цього приймаємо значення температури T_2 рівним значенню, при якому виповнилося рівність 3.29.

Знаходимо, s_{2_0} , s_2 за виразами 3.19, 3.21, 3.22 відповідно.

Ентропію переохолодженої рідини (точка 5) знаходимо наступним чином:

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						103
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поділяємо діапазон від точки 4 до точки 5 на 40 рівних інтервалів температур (емпіричне значення, достатнє для визначення ентропії в точці 5), далі розрахунок ведемо за такою формулою:

$$s_5 = s_4 - \sum_{i=1}^{40} \left(\frac{h_i - h_{i+1}}{T_i - T_{i+1}} \times \ln \frac{T_i}{T_{i+1}} \right) \quad (3.30)$$

Інтервали відраховуються від точки 4 до точки 5.

Ентропію точки 6 визначаємо як суму ентропій насиченої пари і насиченою рідини в пропорціях утворилися після дроселювання:

$$s_6 = \frac{h_6 - h_{6_нас.ж}}{h_7 - h_{6_нас.ж}} \times s_7 + \frac{h_7 - h_6}{h_7 - h_{6_нас.ж}} \times s_{6_нас.ж} \quad (3.30)$$

Визначимо основні характеристики циклу:

- питома масова холодопродуктивність

$$q_o = h_8 - h_6 \quad (3.31)$$

- мінімальна необхідна питома робота для генерації холоду

$$l_{min} = q_o \times \frac{T_{oc} - T_{п}}{T_{п}} \quad (3.32)$$

- адіабатне робота стиснення

$$l_{ад} = h_{2s} - h_1 \quad (3.33)$$

- дійсна витрачається питома робота стиснення

$$l_{сж} = q_{кд} - q_o = h_2 - h_5 - (h_8 - h_6) = \frac{l_{ад}}{\eta_{ад}} \quad (3.34)$$

- ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{терм} = \frac{l_{min}}{l_{сж}} \quad (3.35)$$

- холодильний коефіцієнт при адіабатні процесі стиснення

$$\varepsilon_{ад} = \frac{q_o}{l_{ад}} \quad (3.36)$$

- дійсне значення холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_{д} = \frac{q_o}{l_{сж}} \quad (3.37)$$

Визначимо питому величину необхідної роботи для компенсації виробництва ентропії в основних робочих процесах холодильної машини за такими залежностями:

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в конденсаторі складаються з суми необхідних питомих витрат робіт для компенсації виробництва ентропії при охолодженні парів холодоагенту від температури нагнітання до температури насичення $\Delta l_{пк}$ і конденсації парів холодоагенту в конденсаторі $\Delta l_{кк}$:

$$\Delta l_{кд} = \Delta l_{пк} + \Delta l_{кк} \quad (3.38)$$

де

$$\Delta l_{пк} = (h_{2s} - h_3) - T_{oc} \times (s_{2s} - s_3) \quad (3.39)$$

$$\Delta l_{кк} = T_{oc} \times (h_3 - h_5) \times \left(\frac{1}{T_{oc}} - \frac{1}{T_k} \right) \quad (3.40)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії при дроселюванні:

$$\Delta l_{др} = T_{oc} \times (s_6 - s_5) \quad (3.41)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику при передачі теплоти від охолоджуваного об'єкта в циклі при середній температурі повітря в споживачах (кипіння рідкого холодоагенту):

$$\Delta l_{н.кип} = (h_7 - h_6) \times T_{oc} \times \frac{T_{п} - T_o}{T_o \times T_{п}} \quad (3.42)$$

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						105
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику при передачі теплоти q_0 від охолоджуваного об'єкта в циклі при середній температурі повітря в споживачах (перегрів хладагента в випарнику):

$$\Delta l_{\text{н.пер}} = T_{\text{п}} \times (s_8 - s_7) - (h_8 - h_7) \quad (3.43)$$

Загальні необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику:

$$\Delta l_{\text{н}} = \Delta l_{\text{н.кип}} + \Delta l_{\text{н.пер}} \quad (3.44)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії при перегріванні холодоагенту на ділянці від виходу з випарника до входу в компресор:

$$\Delta l_{\text{пер}} = T_{\text{ос}} \times (s_1 - s_8) - (h_1 - h_8) \quad (3.45)$$

Підсумовуючи величини необхідних питомих витрат роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в усіх елементах холодильної машини, знаходимо розрахункову величину адіабатною роботи стиснення:

$$l_{\text{ад.р}} = l_{\text{мін}} + \Delta l_{\text{кд}} + \Delta l_{\text{др}} + \Delta l_{\text{н}} + \Delta l_{\text{пер}} \quad (3.46)$$

Енергетичні втрати в компресорі:

$$\Delta l_{\text{км}} = l_{\text{сж}} - l_{\text{ад.р}} \quad (3.47)$$

Розрахункова робота стиснення:

$$l_{\text{сж.р}} = l_{\text{ад.р}} + \Delta l_{\text{км}} \quad (3.48)$$

Для наочності представлення результатів доцільно представляти величини мінімальних робіт для компенсації виробництва ентропії в процентному співвідношенні до розрахункової роботі стиснення.

3.3.2. Методика аналізу циклу з економайзером.

Цикл із зазначенням вузлових точок на діаграмі ентальпія-тиск представлений на Рис. 3.4.

На додаток до вихідних даних при аналізі цього циклу задається перегрів в економайзері $\Delta T_{\text{пер}_e}$ і недорекуперація в економайзері ΔT_e .

Визначаємо тиску в вузлових точках циклу:

$$p_1 = p_{11} = p_{12} = p_{13} = p_o \quad (3.49)$$

$$p_4 = p_{4s} = p_5 = p_6 = p_{10} = p_k \quad (3.50)$$

За відомими значеннями температур, перегріву і переохолодження визначаємо наступні параметри:

$$t_{12} = t_o \quad (3.51)$$

$$t_{13} = t_{12} + \Delta T_{\text{пер}_\text{исп}} \quad (3.52)$$

$$t_1 = t_{13} + \Delta T_{\text{пер}_\text{вс}} \quad (3.53)$$

$$t_5 = t_k \quad (3.54)$$

$$t_6 = t_{k_нас\ ж} \quad (3.55)$$

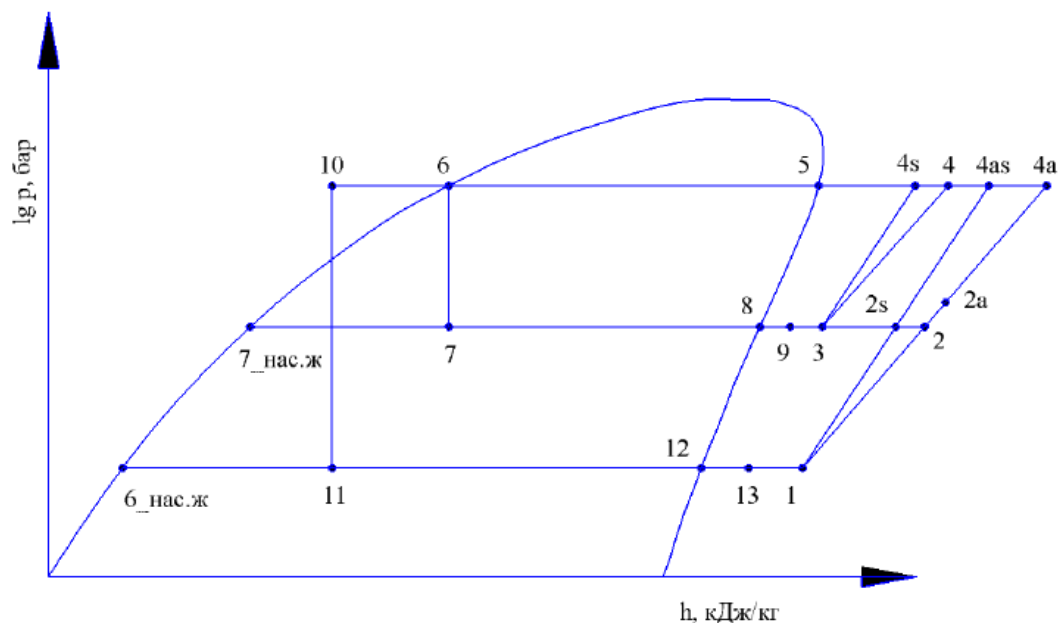


Рис. 3.4. Цикл з економайзером із зазначенням вузлових точок на діаграмі ентальпія-тиск

Для подальших розрахунків використовуються величини температур в Кельвіна і параметр, який визначається за 3.17.

Визначаємо значення ентропії і ентальпії в ідеальному газовому стані в точках 1, 5, 12, 13 по залежностям 3.18 і 3.19.

Ентальпія і ентропія в точках 1, 5, 12, 13 розраховується по залежностям 3.20 і 3.21.

Ентропія в точці 6 і ентропія насиченою рідини при тиску p_0 ($s_{11_насж}$) визначаються по 3.22.

Ентальпія в точках 6, 11_нас.ж знаходимо в залежності від відповідних значень температур по 3.23.

Ентропію в точці 2s визначаємо як:

$$s_{2s} = s_1 \quad (3.56)$$

Для визначення проміжного тиску розглянемо стиснення в компресорі без економайзера, точка 4a - нагнітання в компресорі без економайзера. При цьому

$$p_4 = p_{4a} = p_k \quad (3.57)$$

$$s_{4as} = s_{2as} = s_1 \quad (3.58)$$

Температуру в точках 4as і 4a визначимо за аналогічним алгоритмом, показаному при аналізі циклу одноступінчастого стиснення (точки 2s і 2) за виразами 3.26 - 3.29.

Знаходимо, s_{4a_0} , s_{4a} за виразами 3.18, 3.22, 3.23 відповідно.

Оптимальне значення проміжного тиску знайдемо за такою формулою:

$$p_{2_опт} = \sqrt{p_0 \times p_k} \quad (3.59)$$

Температуру входу пари з економайзера визначимо за наступним виразом як суму температури насичених парів при тиску $p_{2_опт}$

$$T = \frac{(D_0 - \ln p) - \sqrt{(D_0 - \ln p)^2 - 4 \times D_1 \times D_2}}{-2 \times D_1} \quad (3.60)$$

і перегріву в економайзері:

$$T_{2a} = \frac{(D_0 - \ln p_{2_опт}) - \sqrt{(D_0 - \ln p_{2_опт})^2 - 4 \times D_1 \times D_2}}{-2 \times D_1} + \Delta T_{пер_э}$$

Визначимо питомий об'єм холодоагенту в точках 1, 2a, 4a за такими залежностями:

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						108
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$v = \left[\frac{R \times T}{p} + B(\theta) \right] \times 10^{-3} \quad (3.62)$$

де

$$B(\theta) = B_1 \times \theta + B_2 \times \theta^2 + B_3 \times \theta^{-2} \quad (3.63)$$

Визначаємо показник політропи стиснення

$$n = \frac{\lg \left(\frac{p_1}{p_{4a}} \right)}{\lg \left(\frac{v_{4a}}{v_1} \right)} \quad (3.64)$$

Питома обсяг холодоагенту при стисненні до проміжного тиску

$$v_2 = v_1 \times \left(\frac{p_1}{p_{2_опт}} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} \quad (3.65)$$

Визначаємо обсяг, який необхідно додати в проміжну порожнину компресора для реалізації циклу з економайзером:

$$\Delta v = v_2 - v_{2a} \quad (3.66)$$

Дійсне проміжне тиск в циклі з економайзером:

$$p_2 = \frac{p_1 \times v_1^n}{\left(\frac{p_1}{p_{2_опт}} \right)^{\left(\frac{1}{n} \right)} - \Delta v} \quad (3.67)$$

Визначаємо тиск в точках 2s, 3, 7, 8, 9

$$p_2 = p_{2s} = p_3 = p_7 = p_8 = p_9 \quad (3.68)$$

Температуру, ентропію, ентальпію в точках 2 і 2s визначаємо аналогічно алгоритму, показаному при аналізі циклу одноступінчастого стиснення (точки 2s і 2) за виразами 3.26 - 3.30.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						109
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ентальпія точки 6 дорівнює ентальпії точки 7.

Температуру точки 8 визначаємо за такою залежністю:

$$T_8 = \frac{(D_0 - \ln p_2) - \sqrt{(D_0 - \ln p_2)^2 - 4 \times D_1 \times D_2}}{-2 \times D_1} \quad (3.69)$$

Температуру в точці 9 визначаємо з урахуванням перегріву в економайзері:

$$T_9 = T_8 + \Delta T_{\text{пер}_\varepsilon} \quad (3.70)$$

Температуру в точці 10 визначаємо з урахуванням недорекуперації в економайзері:

$$T_{10} = T_8 + \Delta T_\varepsilon \quad (3.71)$$

Ентропію і ентальпію в точках 8 і 9 визначаємо за виразами 3.20 - 3.23.

Ентальпію точок 10 и 7_{нас.ж} знаходимо по 3.23.

Ентропію точки 7_{нас.ж} знаходимо по 3.22.

Температуру и ентропію точки 7 визначаємо за такими перелогових:

$$T_7 = \frac{h_7 - h_{7_нас.ж}}{h_8 - h_{7_нас.ж}} \times T_8 + \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_{7_нас.ж}} \times T_{7_нас.ж} \quad (3.72)$$

$$s_7 = \frac{h_7 - h_{7_нас.ж}}{h_8 - h_{7_нас.ж}} \times s_8 + \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_{7_нас.ж}} \times s_{7_нас.ж} \quad (3.73)$$

Температура, ентальпія і ентропія точки 11 визначаються наступним чином:

$$h_{11} = h_{10} \quad (3.74)$$

$$T_{11} = \frac{h_{11} - h_{11_нас.ж}}{h_{12} - h_{11_нас.ж}} \times T_{12} + \frac{h_{12} - h_{11}}{h_{12} - h_{11_нас.ж}} \times T_{11_нас.ж} \quad (3.75)$$

$$s_{11} = \frac{h_{11} - h_{11_нас.ж}}{h_{12} - h_{11_нас.ж}} \times s_{12} + \frac{h_{12} - h_{11}}{h_{12} - h_{11_нас.ж}} \times s_{11_нас.ж} \quad (3.76)$$

Ентропію переохолодженої рідини (точка 10) знаходимо за аналогічним алгоритмом для точки циклу одноступінчастого стиснення 3.29.

Питома витрата холодоагенту через випарник

$$g_{HT} = 1 \quad (3.77)$$

Питома витрата холодоагенту через економайзер:

$$g_{\text{э}} = g_{HT} \times \frac{h_6 - h_{10}}{h_9 - h_7} \quad (3.78)$$

Питома витрата холодоагенту через конденсатор:

$$g_{KD} = g_{HT} + g_{\text{э}} \quad (3.79)$$

Ентальпію точки 3 визначимо з рівняння змішання:

$$h_3 = \frac{h_9 \times g_{\text{э}} + h_2 \times g_{HT}}{g_{KD}} \quad (3.80)$$

Температуру точки 3 знаходимо за алгоритмом знаходження температури точки 2 одноступінчастого циклу при відомому адіабатні ККД (залежно 3.26, 3.28, 3.37).

Ентропію точки 3 знаходимо, користуючись залежностями 3.18 і 3.19.

Алгоритм знаходження параметрів точок 4 і 4s аналогічний алгоритму знаходження параметрів точок 2 і 2s.

Визначимо основні характеристики циклу:

- питома масова холодопродуктивність

$$q_o = h_{13} - h_{11} \quad (3.81)$$

- мінімальна необхідна питома робота для генерації холоду визначається по 3.32.

- адіабатне робота стиснення

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						111
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_{ад} = (h_{2s} - h_1) \times g_{HT} + (h_{4s} - h_3) \times g_{KD} \quad (3.82)$$

- дійсна витрачається питома робота стиснення

$$l_{сж} = (h_2 - h_1) \times g_{HT} + (h_4 - h_3) \times g_{KD} \quad (3.83)$$

- ступінь термодинамічної досконалості визначається по 3.35.

- холодильний коефіцієнт при адіабатні процесі стиснення визначається за 3.36.

- дійсне значення холодильного коефіцієнта знаходимо по 3.37.

Визначимо питому величину необхідної роботи для компенсації виробництва ентропії в основних робочих процесах холодильної машини за такими залежностями:

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в конденсаторі складаються з суми необхідних питомих робіт для компенсації виробництва ентропії охолодження пари холодоагенту від температури нагнітання до температури насичення $\Delta l_{пк}$ і конденсації парів холодоагенту в конденсаторі $\Delta l_{кк}$:

$$\Delta l_{KD} = (\Delta l_{пк} + \Delta l_{кк}) \times g_{KD} \quad (3.84)$$

де

$$\Delta l_{пк} = (h_{4s} - h_5) - T_{oc} \times (s_{4s} - s_5) \quad (3.85)$$

$$\Delta l_{кк} = T_{oc} \times (h_5 - h_6) \times \left(\frac{1}{T_{oc}} - \frac{1}{T_K} \right) \quad (3.86)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії при дроселюванні:

$$\Delta l_{др} = T_{oc} \times \left[(s_7 - s_6) \times g_э + (s_{11} - s_{10}) \times g_{HT} \right] \quad (3.87)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику при передачі теплоти від охолоджуваного об'єкта в циклі

при середній температурі повітря в споживачах (кипіння рідкого холодоагенту) визначається по 3.40.

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику при передачі теплоти q_0 від охолоджуваного об'єкта в циклі при середній температурі повітря в споживачах (перегрів хладагента в випарнику):

$$\Delta l_{\text{и.пер}} = T_{\text{п}} \times (s_{13} - s_{12}) - (h_{13} - h_{12}) \quad (3.88)$$

Загальні необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику визначається по 3.43.

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії при перегріванні холодоагенту на ділянці від виходу з випарника до входу в компресор:

$$\Delta l_{\text{пер}} = T_{\text{ос}} \times (s_1 - s_{13}) - (h_1 - h_{13}) \quad (3.89)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в економайзері:

$$\Delta l_{\text{э}} = T_{\text{ос}} \times [g_{\text{э}} \times (s_9 - s_7) - g_{\text{нт}} \times (s_6 - s_{10})] \quad (3.90)$$

Підсумовуючи величини необхідних питомих витрат роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в усіх елементах холодильної машини, знаходимо розрахункову величину адіабатною роботи стиснення:

$$l_{\text{ад.р}} = l_{\text{min}} + \Delta l_{\text{кд}} + \Delta l_{\text{др}} + \Delta l_{\text{и}} + \Delta l_{\text{пер}} + \Delta l_{\text{э}} \quad (3.91)$$

Енергетичні втрати в компресорі визначаємо по 3.47.

Розрахункова робота стиснення визначається за 3.48.

Для наочності представлення результатів також доцільно представляти величини мінімальних робіт для компенсації виробництва ентропії в процентному співвідношенні до розрахункової роботи стиснення.

3.4 Результати аналізу ефективності систем холодопостачання.

Традиційно для систем холодопостачання підприємств громадського харчування застосовувалися два різновиди циклів холодильних установок - цикл одноступінчатого стиснення і цикл з економайзером, який значно поступається за поширеністю.

В якості холодоагенту раніше застосовувалися R12 і R22, а після їх заборони - R404A і R507A. Однак, з жорсткістю законодавства в галузі охорони навколишнього середовища, виникла необхідність застосування нових холодоагентів, одним з яких є R290.

Особливістю підприємства громадського харчування є наявність споживачів холоду на двох температурних рівнях - низькотемпературному (НТ, розрахункова температура кипіння -35°C) і середнетемпературном (СТ, розрахункова температура кипіння -10°C). Традиційно для холодопостачання цих споживачів застосовувалися індивідуальні холодильні установки (ХУ), що істотно відрізняє їх від систем, які проектується єдиної холодильною системою для двох температурних рівнів.

Основні залежності для розрахунку в цьому випадку будуть приймати вигляд:

- питома масова холодопродуктивність

$$q_0^{\text{общ}} = q_0^{\text{СТ}} \times g_{\text{СТ}} + q_0^{\text{НТ}} \times g_{\text{НТ}} \quad (3.92)$$

- мінімальна необхідна питома робота (електроенергія) для генерації холоду

$$l_{\text{min}}^{\text{общ}} = l_{\text{min}}^{\text{СТ}} \times g_{\text{СТ}} + l_{\text{min}}^{\text{НТ}} \times g_{\text{НТ}} \quad (3.93)$$

- адіабатне робота стиснення

$$l_{\text{ад}}^{\text{общ}} = l_{\text{ад}}^{\text{СТ}} \times g_{\text{СТ}} + l_{\text{ад}}^{\text{НТ}} \times g_{\text{НТ}} \quad (3.94)$$

- дійсна витрачається питома робота стиснення

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						114
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_{\text{сж}}^{\text{общ}} = l_{\text{сж}}^{\text{ст}} \times g_{\text{ст}} + l_{\text{сж}}^{\text{нт}} \times g_{\text{нт}} \quad (3.95)$$

- ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{\text{терм}}^{\text{общ}} = \frac{l_{\text{min}}^{\text{общ}}}{l_{\text{сж}}^{\text{общ}}} \quad (3.96)$$

- холодильний коефіцієнт при адіабатні процесі стиснення

$$\varepsilon_{\text{ад}}^{\text{общ}} = \frac{q_0^{\text{общ}}}{l_{\text{ад}}^{\text{общ}}} \quad (3.97)$$

- дійсне значення холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_{\text{д}}^{\text{общ}} = \frac{q_0^{\text{общ}}}{l_{\text{сж}}^{\text{общ}}} \quad (3.98)$$

Мінімально питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в конденсаторі:

$$\Delta l_{\text{кд}}^{\text{общ}} = \Delta l_{\text{кд}}^{\text{ст}} \times g_{\text{ст}} + \Delta l_{\text{кд}}^{\text{нт}} \times g_{\text{нт}} \quad (3.100)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії при дроселюванні:

$$\Delta l_{\text{др}}^{\text{общ}} = \Delta l_{\text{др}}^{\text{ст}} \times g_{\text{ст}} + \Delta l_{\text{др}}^{\text{нт}} \times g_{\text{нт}} \quad (3.101)$$

Необхідна питома робота стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику:

$$\Delta l_{\text{и}}^{\text{общ}} = \Delta l_{\text{и}}^{\text{ст}} \times g_{\text{ст}} + \Delta l_{\text{и}}^{\text{нт}} \times g_{\text{нт}} \quad (3.102)$$

Розрахункова величина адіабатною роботи стиснення:

$$l_{\text{адр}}^{\text{общ}} = l_{\text{min}}^{\text{общ}} + \Delta l_{\text{кд}}^{\text{общ}} + \Delta l_{\text{др}}^{\text{общ}} + \Delta l_{\text{и}}^{\text{общ}} + \Delta l_{\text{другие}}^{\text{общ}}$$

де $\Delta l_{\text{другие}}^{\text{общ}}$ – втрати в інших процесах (перегрів, змішання і т. д.)

Енергетичні втрати в компресорі:

$$\Delta l_{\text{км}}^{\text{обш}} = l_{\text{сж}}^{\text{обш}} - l_{\text{ад.р}}^{\text{обш}} \quad (3.104)$$

Розрахункова робота стиснення:

$$l_{\text{сж.р}}^{\text{обш}} = l_{\text{ад.р}}^{\text{обш}} + \Delta l_{\text{км}}^{\text{обш}} \quad (3.105)$$

, де $g_{\text{нт}}$ та $g_{\text{ст}}$ – питомі масові витрати в низькотемпературному і середнетемпературном контурах відповідно.

Оскільки коефіцієнти, аналогічні використуваним в рівняннях глави 2, не знайдені, розрахунок циклів як для R507а, так і для R290 проводився на підставі даних програми CoolPack v.1.5.

В даному випадку аналіз проводиться на етапі проектування, тому ми не володіємо статистичною інформацією про конкретний об'єкт, в якості вихідних даних використовуються параметри, прийняті при проектуванні:

- Температура кипіння середнетемпературних (СТ) споживачів - мінус 10 ° С;
- Температура кипіння низькотемпературних (НТ) споживачів - мінус 35 ° С;
- Температура навколишнього середовища - плюс 32 ° С;
- Температура повітря в середнетемпературних споживачах - 0 ° С;
- Температура повітря в низькотемпературних споживачів - мінус 25 ° С;
- Охолодження середнетемпературного контуру - 20 кВт;
- Охолодження низькотемпературного контуру - 13 кВт.

Адіабатні ККД компресорів приймалися на основі статистичних даних заводів-виробників подібного обладнання.

3.4.1. Результати аналізу холодильної системи з R507 з окремими ХУ для НТ і СТ споживачів, які працюють за одноступінчатому циклу з одноразовим дроселюванням.

Вихідні дані наведені в таблиці 3.2

Таблиця 3.2

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						116
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Параметр	Середньотемпературна ХУ	Низькотемпературна ХУ
Хладагент	R507	
Температура в споживачах $T_{п}, ^\circ\text{C}$	0	-15
Температура кипіння, $^\circ\text{C}$	-10	-35
Температура навколишнього середовища $T_{ос}, ^\circ\text{C}$	+32	
Температура конденсації, $^\circ\text{C}$	+42	
Адіабатний ККД компрес- сміття (КМ)	0,6998	0,637
Охолодження, кВт	20	13

Принципова схема циклу наведена на Рис. 3.1, на діаграмі тиск-ентальпія - на Рис. 3.2.

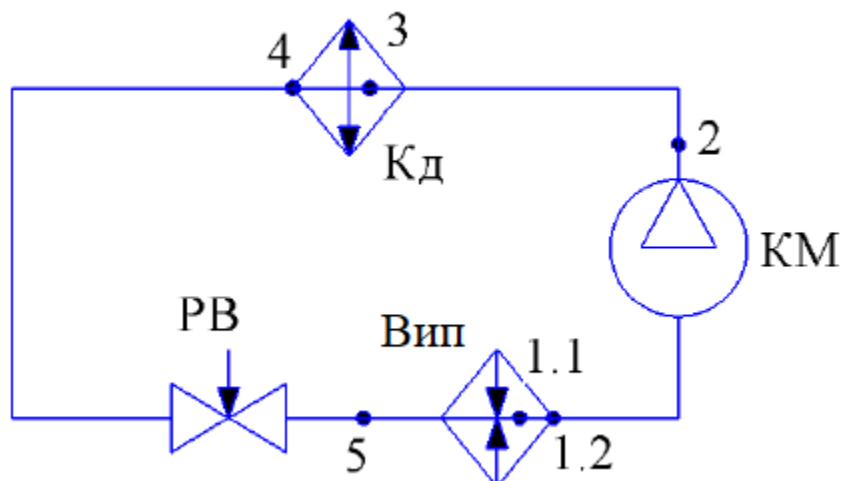


Рис. 3.5. Принципова схема циклу одноступінчастого стиснення з одноразовим дроселюванням. КМ - компресор, Кд - конденсатор, Е - випарник, РВ - регулюючий вентиль

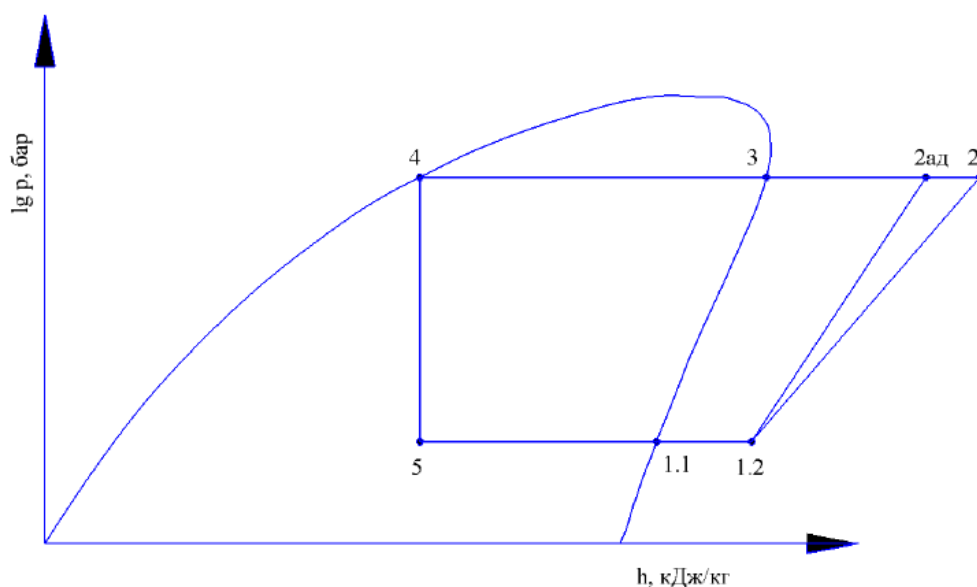


Рис. 3.6. Цикл одноступінчастого стисненого Із зазначеним Вузловий точок на діаграмі ентальпія-ТИСК

Параметри холодоагенту в вузлових точках циклу представлені в таблицях 3.3 і 3.4 для середнетемпературної і низькотемпературної систем відповідно.

Таблиця 3.3

Параметри в вузлових точках циклу для низькотемпературної холодильної установки.

Точка	Температура, С	Температура, К	Тиск, бар	Ентропія, кДж/(кг·К)	Ентальпія, кДж/кг
1,1	-35	238,00	1,658	1,634	347,05
1,2	-25	248,00	1,658	1,665	354,88
2	90,14	363,14	20,45	1,752	438,73
2ад	63,44	336,44	20,45	1,665	408,29
3	45	318,00	20,45	1,596	385,82
4	44,73	317,73	20,45	1,24	272,66
5	-35,4	237,60	1,658	1,321	272,66

Таблиця 3.4

Параметри в вузлових точках циклу для середнетемпературної холодильної установки

Точка	Температура, С	Температура, К	Тиск, бар	Ентропія, кДж/(кг·К)	Ентальпія, кДж/кг
1.1	-10	263,00	4,333	1,62	362,56
1.2	0	273,00	4,333	1,652	371,15
2	71,86	344,86	20,45	1,694	418,01
2ад	59,73	332,73	20,45	1,652	403,94
3	45	318,00	20,45	1,596	385,82
4	44,72	317,72	20,45	1,24	272,66
5	-10,4	262,60	4,333	1,278	272,66

Відносні масові витрати визначаються за такими формулами:

$$g_{HT} = 1 \quad (3.106)$$

$$g_{CT} = \frac{G_{CT}}{G_{HT}} = 4,29 \quad (3.107)$$

Характеристики циклу визначаються окремо для низькотемпературної і среднетемпературної установок за такими залежностями:

- питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_{1.2} - h_5 \quad (3.108)$$

- необхідна питома робота для генерації холоду

$$l_{min} = q_0 \times \frac{T_{oc} - T_{II}}{T_{II}} \quad (3.109)$$

- адіабатне робота стиснення

$$l_{ад} = h_{2ад} - h_{1.2} \quad (3.110)$$

- дійсна витрачається питома робота стиснення

$$l_{сж} = q_{кд} - q_0 = h_2 - h_4 - (h_{1.2} - h_5) = \frac{l_{ад}}{\eta_{ад}} \quad (3.111)$$

- ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{l_{\min}}{l_{\text{сж}}} \quad (3.112)$$

- холодильний коефіцієнт при адіабатні процесі стиснення

$$\varepsilon_{\text{ад}} = \frac{q_o}{l_{\text{ад}}} \quad (3.113)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в конденсаторі складаються з суми мінімально необхідних робіт для компенсації виробництва ентропії при охолодженні парів холодоагенту від температури нагнітання до температури насичення $\Delta l_{\text{пк}}$ і конденсації парів холодоагенту в конденсаторі $\Delta l_{\text{кк}}$:

$$\Delta l_{\text{кд}} = \Delta l_{\text{пк}} + \Delta l_{\text{кк}} \quad (3.114)$$

де

$$\Delta l_{\text{пк}} = (h_{2\text{ад}} - h_3) - T_{\text{ос}} \times (s_{2\text{ад}} - s_3) \quad (3.115)$$

$$\Delta l_{\text{кк}} = T_{\text{ос}} \times (h_3 - h_4) \times \left(\frac{1}{T_{\text{ос}}} - \frac{1}{T_{\text{к}}} \right) \quad (3.116)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії при дроселюванні:

$$\Delta l_{\text{др}} = T_{\text{ос}} \times (s_5 - s_4) \quad (3.117)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику при передачі теплоти від охолоджуваного об'єкта в циклі при середній температурі повітря в споживачах (кипіння рідкого холодоагенту):

$$\Delta l_{\text{икип}} = (h_{1.1} - h_5) \times T_{\text{ос}} \times \frac{T_{\text{п}} - T_{\text{о}}}{T_{\text{о}} \times T_{\text{п}}} \quad (3.118)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику при передачі теплоти від охолоджуваного об'єкта в циклі

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						120
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

при середній температурі повітря в споживачах (перегрів хладагента в випарнику):

$$\Delta l_{\text{н.пер}} = T_{\text{п}} \times (s_{1.2} - s_{1.1}) - (h_{1.2} - h_{1.1}) \quad (3.119)$$

Загальні необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику:

$$\Delta l_{\text{н}} = \Delta l_{\text{н.кип}} + \Delta l_{\text{н.пер}} \quad (3.120)$$

Підсумовуючи величини необхідних питомих витрат робіт для компенсації виробництва ентропії в усіх елементах холодильної машини, знаходимо розрахункову величину адіабатною роботи стиснення:

$$l_{\text{ад.р}} = l_{\text{min}} + \Delta l_{\text{кд}} + \Delta l_{\text{др}} + \Delta l_{\text{н}} \quad (3.121)$$

Енергетичні втрати в компресорі:

$$\Delta l_{\text{км}} = l_{\text{сж}} - l_{\text{ад.р}} \quad (3.122)$$

Розрахункова робота стиснення:

$$l_{\text{сж.р}} = l_{\text{ад.р}} + \Delta l_{\text{км}} \quad (3.123)$$

Розрахунок показників Системи 1 виробляємо по залежностям 3.106 - 3.123.

Результати розрахунку наведені в таблиці 3.5 і на Рис. 3.5.

Таблиця 3.5

	Середньотемпературна ХУ	Низькотемпературна ХУ
q _о , кДж/кг	98,49	82,22
l _{min} , кДж/кг	11,54	16,9
l _{min} общ, кДж/кг	66,46	
l _{сж} , кДж/кг	46,86	83,85
l _{сж} общ, кДж/кг	285,01	
l _{ад} , кДж/кг	32,79	53,41

Іадобщ, кДж/кг	194,19	
ηтерм	0,25	0,2
ηтермобщ	0,2332	
εад	3,0	1,54
εадобщ	2,73	
εд	2,1	0,98
εдобщ	1,77	
ΔІкд, кДж/кг	5,67	6,05
ΔІкдобщ, кДж/кг	30,38	
ΔІдр, кДж/кг	11,59	24,71
ΔІдробщ, кДж/кг	74,46	
ΔІи, кДж/кг	3,96	5,67
ΔІиобщ, кДж/кг	22,69	
Іад.р, кДж/кг	32,77	51,9
Іад.робщ, кДж/кг	192,57	
ΔІкм, кДж/кг	14,06	29,57
ΔІкмобщ, кДж/кг	89,92	
Ісж.р, кДж/кг	46,82	81,47
Ісж.робщ, кДж/кг	282,49	
ΔІкдобщ, %	10,75	
ΔІдробщ, %	26,36	
ΔІиобщ, %	8,03	
ΔІкмобщ, %	31,83	

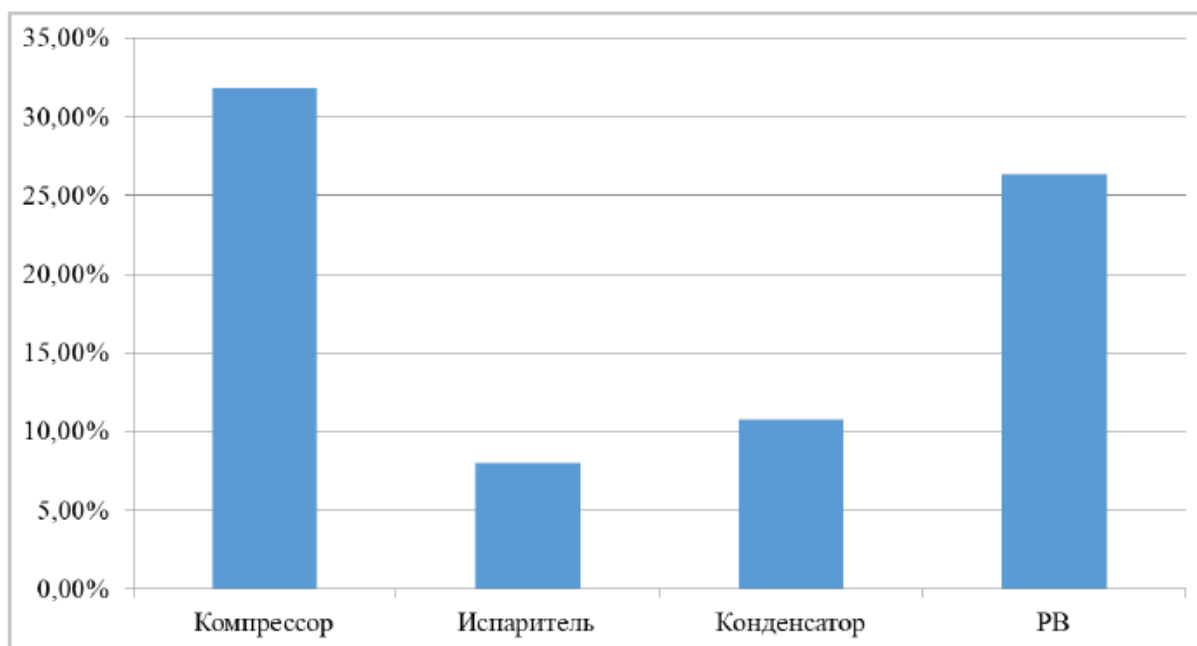


Рис. 3.7. Енергетичні втрати по компонентам Системи 1, %

Як видно з Рис. 3.7, енергетичні втрати на дроселювання холодоагенту складають другу за величиною статтю витрат електроенергії.

3.4.2. Результати аналізу системи, що складається з холодильної установки з R507 для СТ споживачів, що працює по циклу одноступінчастого стиснення з одноразовим дроселюванням і холодильної установки з R507 для НТ споживачів, що працює по циклу з економайзером.

Вихідні дані наведені в таблиці 3.6.

Для збільшення ефективності низькотемпературної системи застосовують цикл з економайзером (Рис. 3.8, 3.9).

Таблиця 3.6

Параметр	Середньотемпературна ХУ	Низькотемпературна ХУ
Хладагент	R507	
Температура в споживачах Т _п , °С	0	-10
Температура кипіння, °С	-10	-35

Температура навколишнього середовища $T_{oc}, ^\circ C$	+32	
Температура конденсації, $^\circ C$	+42	
Адіабатний ККД компрес- сміття (КМ)	0,6998	0,6426
Охолодження, кВт	20	13

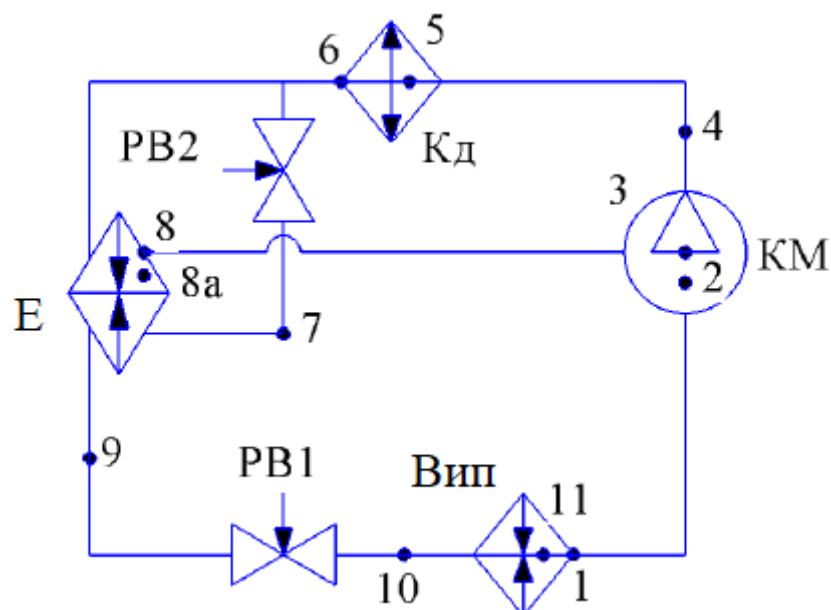


Рис. 3.8. Принципова схема циклу з економайзером: КМ - компресор, Кд - конденсатор, І - випарник, Е - теплообмінний апарат (економайзер), РВ1 - регулюючий вентиль випарника, РВ2 - регулюючий вентиль економайзера. Параметри робочих точок циклу з економайзером наведені в Таблиці 3.7.

Таблиця 3.7

Точка	Температура, К	Тиск, бар	Ентропія, кДж/(кг·К)	Ентальпія, кДж/кг
1	-35	248	1,658	1,665
2	19,25	292,25	4,59	1,706
2s	6,01	279,01	4,59	1,665
3	10,53	283,53	4,59	1,679

4s	67,56	340,56	20,45	1,679
4	83,35	356,35	20,45	1,731
5	45	318	20,45	1,596
6	44,73	317,73	20,45	1,24
7	-8,3	264,7	4,59	1,276
8a	-8,3	264,7	4,59	1,619
8	-1,3	271,7	4,59	1,642
9	-0,1	272,9	20,45	0,999
10	-35	238	1,658	1,015
11	-35	238	1,658	1,634

Для розрахунку характеристик даної ХУ використовуємо наступні залежності:

Питома витрата холодоагенту через випарник

$$g_{HT} = 1 \quad (3.124)$$

Питома витрата холодоагенту через економайзер:

$$g_{\text{э}} = g_{HT} \times \frac{h_6 - h_9}{h_8 - h_7} = 0,75 \quad (3.125)$$

Питома витрата холодоагенту через конденсатор:

$$g_{KD} = g_{HT} + g_{\text{э}} = 1,75 \quad (3.126)$$

Ентальпію точки 3 визначимо з рівняння змішання:

$$h_3 = \frac{h_8 \times g_{\text{э}} + h_2 \times g_{HT}}{g_{KD}} \quad (3.127)$$

Визначимо основні характеристики циклу:

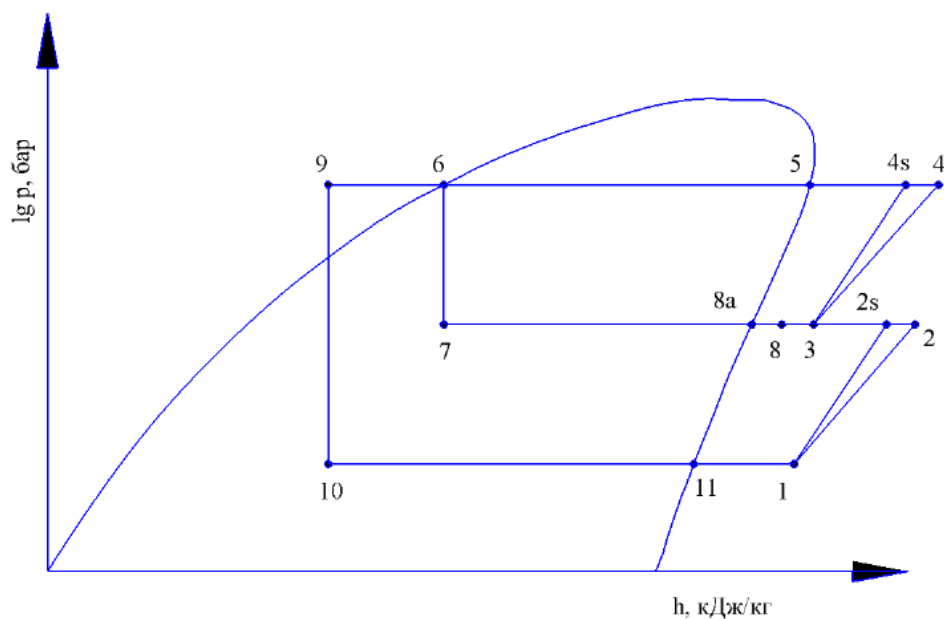


Рис. 3.9. Холодильний цикл з економайзером для низькотемпературної системи.

- питома масова холодопродуктивність

$$q_o = h_1 - h_{10} \quad (3.128)$$

- мінімальна необхідна питома робота для генерації холоду

$$l_{\min} = q_o \times \frac{T_{\text{ос}} - T_{\text{п}}}{T_{\text{п}}} \quad (3.129)$$

- адіабатне робота стиснення

$$l_{\text{ад}} = (h_{2s} - h_1) \times g_{\text{HT}} + (h_{4s} - h_3) \times g_{\text{КД}} \quad (3.130)$$

- дійсна витрачається питома робота стиснення

$$l_{\text{сж}} = (h_2 - h_1) \times g_{\text{HT}} + (h_4 - h_3) \times g_{\text{КД}} \quad (3.131)$$

- ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{l_{\min}}{l_{\text{сж}}} \quad (3.132)$$

- холодильний коефіцієнт при адіабатні процесі стиснення

$$\epsilon_{\text{ад}} = \frac{q_o}{l_{\text{ад}}} \quad (3.133)$$

- дійсне значення холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_D = \frac{q_0}{l_{сж}} \quad (3.134)$$

Визначимо питому величину необхідної роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в основних робочих процесах холодильної машини за такими залежностями:

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в конденсаторі складаються з суми мінімально необхідних робіт для компенсації виробництва ентропії при охолодженні парів холодоагенту від температури нагнітання до температури насичення $\Delta l_{пк}$ і конденсації парів холодоагенту в конденсаторі $\Delta l_{кк}$:

$$\Delta l_{кд} = (\Delta l_{пк} + \Delta l_{кк}) \times g_{кд} \quad (3.135)$$

де

$$\Delta l_{пк} = (h_{4s} - h_5) - T_{oc} \times (s_{4s} - s_5) \quad (3.136)$$

$$\Delta l_{кк} = T_{oc} \times (h_5 - h_6) \times \left(\frac{1}{T_{oc}} - \frac{1}{T_k} \right) \quad (3.137)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії при дроселюванні:

$$\Delta l_{др} = T_{oc} \times \left[(s_7 - s_6) \times g_э + (s_{10} - s_9) \times g_{нт} \right] \quad (3.138)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику при передачі теплоти від охолоджуваного об'єкта в циклі при середній температурі повітря в споживачах (кипіння рідкого холодоагенту):

$$\Delta l_{пкп} = (h_{11} - h_{10}) \times T_{oc} \times \frac{T_{п} - T_0}{T_0 \times T_{п}} \quad (3.139)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику при передачі теплоти від охолоджуваного об'єкта в циклі

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						127
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

при середній температурі повітря в споживачах (перегрів хладагента в випарнику):

$$\Delta l_{\text{н.пер}} = T_{\text{п}} \times (s_1 - s_{11}) - (h_1 - h_{11}) \quad (3.140)$$

Загальні необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в випарнику:

$$\Delta l_{\text{н}} = \Delta l_{\text{н.кип}} + \Delta l_{\text{н.пер}} \quad (3.141)$$

Необхідні питомі витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії в економайзері:

$$\Delta l_{\text{э}} = T_{\text{ос}} \times \left[g_{\text{э}} \times (s_8 - s_7) - g_{\text{нт}} \times (s_6 - s_9) \right] \quad (3.142)$$

Підсумовуючи величини необхідних питомих витрат робіт для компенсації виробництва ентропії в усіх елементах холодильної машини, знаходимо розрахункову величину адіабатною роботи стиснення:

$$l_{\text{ад.р}} = l_{\text{min}} + \Delta l_{\text{кд}} + \Delta l_{\text{др}} + \Delta l_{\text{н}} + \Delta l_{\text{э}} \quad (3.143)$$

Енергетичні втрати в компресорі:

$$\Delta l_{\text{км}} = l_{\text{сж}} - l_{\text{ад.р}} \quad (3.144)$$

Розрахункова робота стиснення:

$$l_{\text{сж.р}} = l_{\text{ад.р}} + \Delta l_{\text{км}} \quad (3.145)$$

Розрахунок холодильної установки для середнетемпературних споживачів проводимо по залежностям розділу 3.2.

Розрахунок показників Системи 2 виробляємо по залежностям 3.106 - 3.123. При цьому відносні масові витрати визначаються за такими залежностями:

$$g_{\text{нт}} = 1$$

$$g_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{ст}}}{G_{\text{нт}}} = 8,09 \quad (3.146)$$

Результати розрахунку наведені в таблиці 3.8 і на Рис. 3.10.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						128
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.8. Основні показники Системи 2.

	Середньотемпературна ХУ	Низькотемпературна ХУ
qo, кДж/кг	98,49	154,92
l _{min} , кДж/кг	11,54	31,84
l _{min} общ, кДж/кг	125,23	
l _{сж} , кДж/кг	46,86	123,03
l _{сж} общ, кДж/кг	502,07	
l _{ад} , кДж/кг	32,79	79,06
l _{ад} общ, кДж/кг	344,31	
η _{терм}	0,25	0,26
η _{терм} общ	0,2494	
ε _{ад}	3,0	1,96
ε _{ад} общ	2,89	
ε _д	2,1	1,26
ε _д общ	1,9	
Δl _{кд} , кДж/кг	5,67	11,48
Δl _{кд} общ, кДж/кг	57,32	
Δl _{др} , кДж/кг	11,59	13,12
Δl _{др} общ, кДж/кг	106,87	
Δl _и , кДж/кг	3,96	11,19
Δl _и общ, кДж/кг	43,26	
l _{ад.р} , кДж/кг	32,77	77,84
l _{ад.р} общ, кДж/кг	342,9	
Δl _{км} , кДж/кг	14,06	43,3
Δl _{км} общ, кДж/кг	157,0	
Δl _э , кДж/кг		10,22
l _{сж.р} , кДж/кг	46,82	121,14
l _{сж.р} общ, кДж/кг	499,9	

$\Delta I_{\text{кдобр}}, \%$	11,47
$\Delta I_{\text{дробр}}, \%$	21,38
$\Delta I_{\text{иобр}}, \%$	8,65
$\Delta I_{\text{кмообр}}, \%$	31,41
$\Delta I_{\text{э}}, \%$	2,04

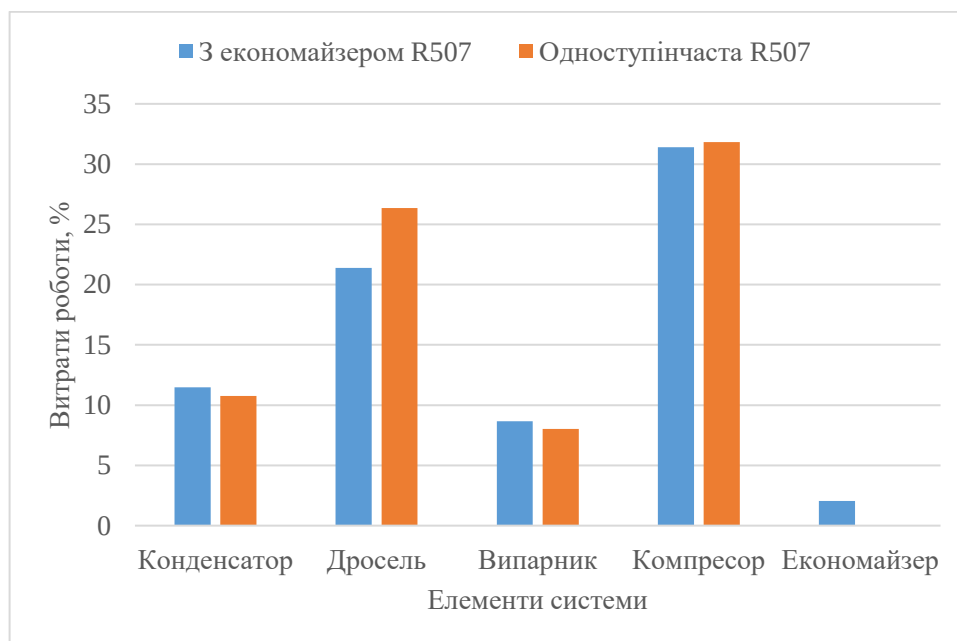


Рис. 3.10. Енергетичні втрати по компонентах Системи 2, %

В даному випадку втрати при дроселюванні для Системи 2 в цілому зменшилися, але все одно складають значну величину.

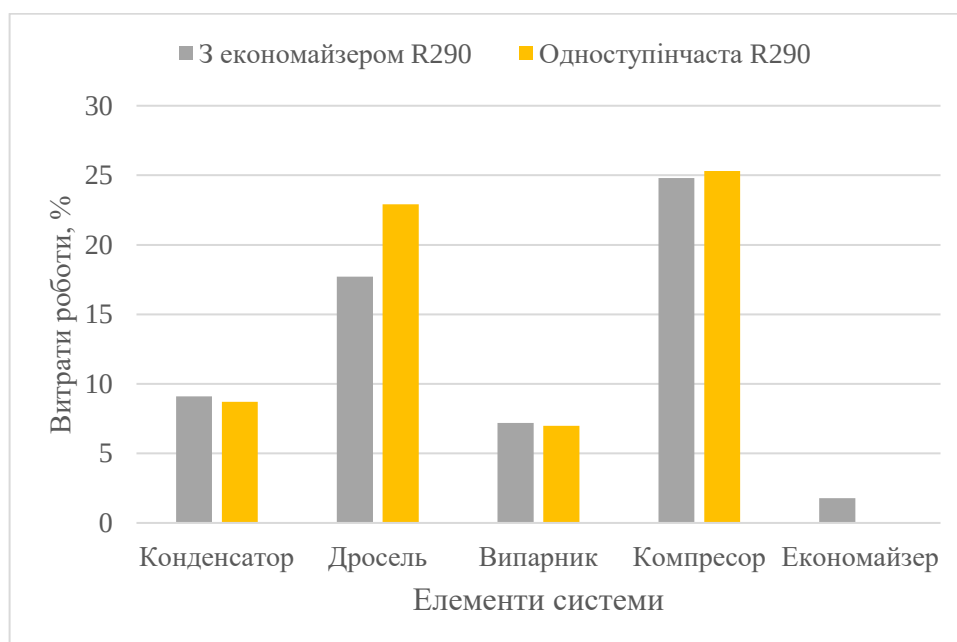


Рис. 3.11. Енергетичні втрати по компонентах Системи 2, %

Використання пропану в якості холодильного агенту втрати при дроселюванні зменшилися, відносно 507 можна бачити на рис. 3.12.

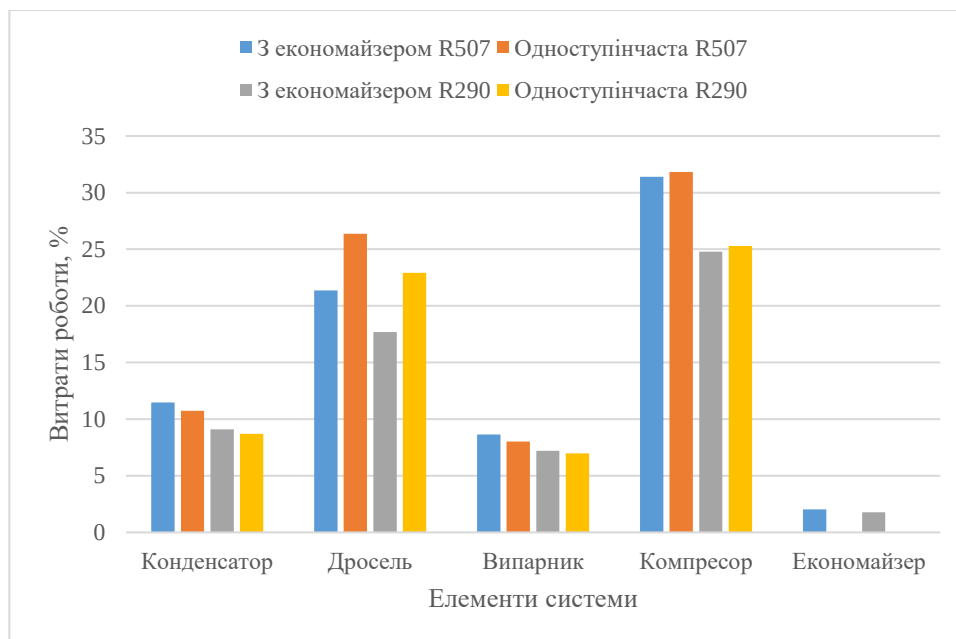


Рис. 3.12. Порівняння енергетичних втрат по компонентам для обох систем, %

Використання пропану в якості холодильного агенту дозволяє значно знизити втрати при дроселюванні, особливо це можна бачити у циклі з економайзером. Відносно холодоагенту R507 втрати знизилися на 5-7% для компресору, 2-3 % для випарника та конденсатору та до 10-12% для дросельного пристрою.

Розділ 4. Економічна частина

Для модернізації існуючої системи охолодження чи опалення, або створення нової системи з нуля, Pack Calculation Pro надає ретельне порівняння різних рішень.

Програма Pack Calculation Pro розроблена для порівняння різних конструкцій систем, стратегій керування та холодоагентів для проекту шляхом розрахунку річного споживання енергії, а також оцінки життєвого циклу (Life Cycle Costing) і загального еквівалентного впливу нагрівання (Total Equivalent Warming Impact). Допомогає розраховувати, зменшуючи кількість даних, які повинно надати, серед іншого, використовуючи профілі навантаження та дані про погоду для розрахунку ефективності. Вибираємо добре перевірені значення за замовчуванням для більшості коефіцієнтів і параметрів, хоча завжди можливо налаштувати параметри та імпортувати власні дані профілю навантаження відповідно до конкретних потреб замовника. База даних реальних компресорів, яка підтримується у співпраці з OEM-виробниками, дає змогу порівнювати ефективність різних продуктів за допомогою єдиного визначення умов експлуатації.

Було використано Life Cycle Costing (LCC) – бізнес-моделювання всього життєвого циклу продуктів і послуг Обчислення витрат протягом життєвого циклу (LCC) — це обліковий підхід, який розглядає вартість послуги чи активу в широкому сенсі. Моделювання витрат виконується поетапно, які зазвичай тривають від ідеї започаткувати підприємство до його зупинки або виведення активів з експлуатації. Через таке мислення повного життєвого циклу LCC також називають підходом «від утроби до гробу» або «від колиски до могили». Типовими етапами, які слід розглянути, є: етап дослідження та проектування, етап виробництва, етап впровадження та розгортання, етап експлуатації та етап виведення з експлуатації.

Фундаментальним принципом у цьому підході до моделювання життєвого циклу є спостереження, що більшість подальших витрат навряд чи

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						132
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

можна змінити після того, як початкові рішення щодо дизайну та рішення щодо інвестицій були прийняті. Таким чином, LCC часто виконується заздалегідь, щоб оцінити загальну вартість володіння декількома альтернативними рішеннями до того, як будуть прийняті незворотні рішення, і підприємство буде просунуто настільки далеко, що його буде скасовано.

Результати показали, що однаковою непрямої емісії, викиди при обслуговуванні і при витоках матимуть місце в системі на R507, оскільки пропан природний холодоагент.

Розрахунковий термін окупності змодельованої системи становить 3,5 року.

Витрати на експлуатацію системи.

При розрахунковому терміні служби системи в 10 років, сумарні витрати на експлуатацію системи складають 2,3 млн. Грн, розрахунковий термін окупності - 3,5 року.

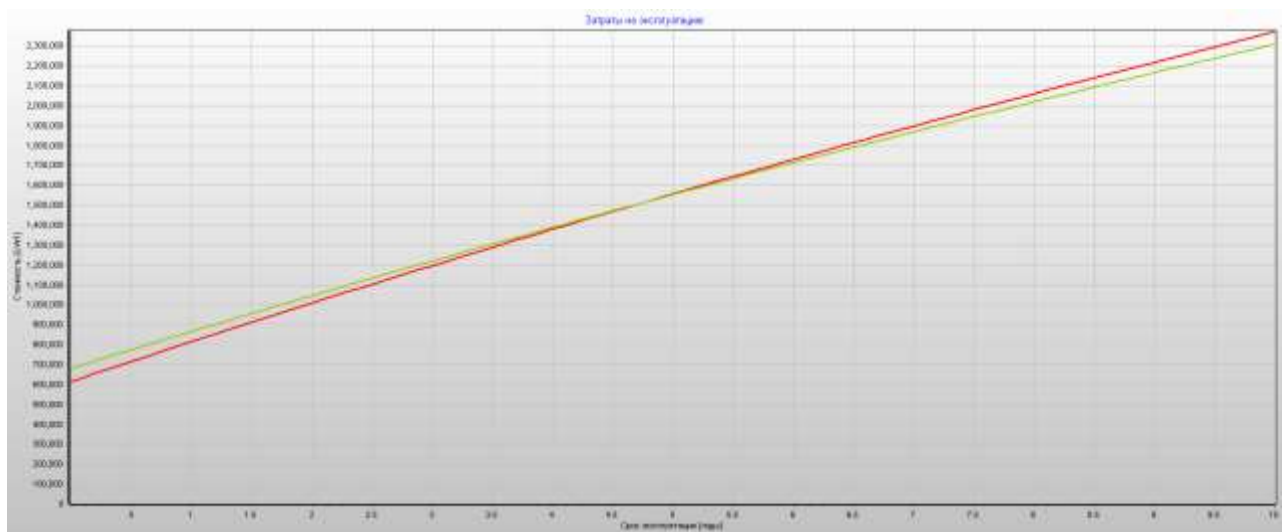


Рис. 4.1 Витрати на експлуатацію.

Емісія CO₂

Розрахунковий термін служби системи – 10 років, Косвенная емісія рівна для двох систем, - зелений колір витоки хладагента – 8%/год(синій),

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		133

обслуговування системи – жовтий колір Система на пропане - справа

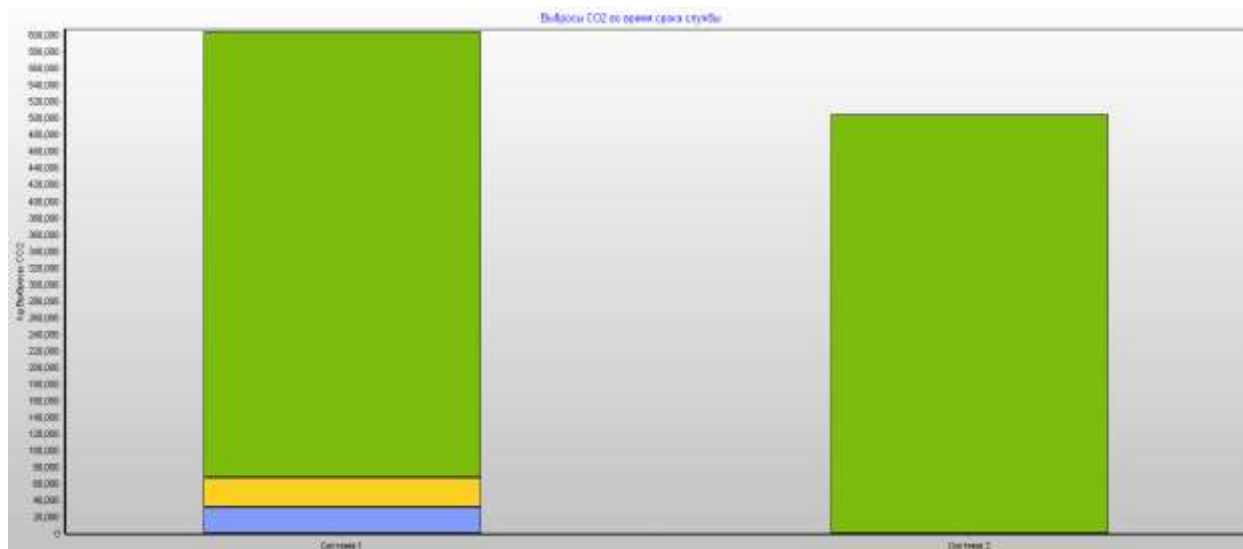


Рис 4.2 Виділення CO2 за термін служби 10 років

Ефективна відсоткова ставка [%]:

- ефективна відсоткова ставка на основі заданої відсоткової ставки та інфляція:

$$\text{Effective interest rate, } r_{\text{eff}} = \frac{(\text{Interest rate} - \text{Inflation})}{1 + \text{Inflation}}$$

- Внутрішня норма прибутку [%]: відсоткова ставка, яку ви повинні отримати в банку (або з іншої інвестиції), якщо ви вклали туди свої гроші замість того, щоб використати їх для покращення свого система
- Загальні річні витрати: загальна вартість енергії та обслуговування
- Загальні початкові витрати: Загальна вартість обладнання та встановлення
- Поточна вартість витрат на технічне обслуговування: оцінка майбутніх поточних витрат на технічне обслуговування денні гроші
- Поточна вартість енергетичних витрат: оцінка майбутніх енергетичних витрат у поточних грошах
- Витрати протягом життєвого циклу: сума загальних початкових витрат, поточної вартості витрат на технічне обслуговування та Поточна вартість енергетичних витрат

Поточна вартість певної суми розраховується як:

$$Present\ value = PWF \cdot Amount$$

$$PWF = \frac{(1 + r_{eff})^{Lifetime} - 1}{r_{eff} \cdot (1 + r_{eff})^{Lifetime}}$$

Розрахований час окупності даної системи є простим часом окупності, який розраховується як:

$$Payback = \frac{Initial\ costs_{system} - Initial\ costs_{reference\ system}}{Annual\ costs_{reference\ system} - Annual\ costs_{system}}$$

Зауважте, що час окупності завжди залежить від системи відліку (тобто час окупності буде змінити відповідно до вибраної системи відліку).

Розділ 5 Охорона праці

5.1. Техніка безпеки при роботі з холодильними агентами

Вимоги до обслуговуючого персоналу. До обслуговування холодильних систем і систем кондиціонування допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд і мають документ про закінчення спеціального навчального закладу або курсів.

До самостійного обслуговування холодильних систем і систем кондиціонування можуть бути допущені працівники тільки після проходження під керівництвом досвідченого наставника стажування протягом одного місяця і відповідної перевірки знань.

Виконання робіт в машинних і апаратних відділеннях, а також в холодильних камерах та інших приміщеннях, де є холодильне обладнання, працівниками, не пов'язаними з обслуговуванням холодильної системи і експлуатацією холодильних камер (ремонт, теплоізоляція, фарбування, обладнання та труб та ін.), Проводиться після відповідного інструктажу і під наглядом працівника, відповідального за експлуатацію холодильної системи.

Допущений до роботи персонал повинен бути проінструктований про небезпечні наслідки пошкодження елементів холодильних систем і систем кондиціонування про неприпустимість використання обладнання і труб в якості опор для робочих майданчиків (помостів), сходів і засобів підйому матеріалів та про заборону куріння в приміщеннях.

Особи, допущені до технічного обслуговування конкретної системи, крім загальнотеоретичних знань і вимог Правил безпечної експлуатації холодильної установки, повинні знати:

- Пристрій, правила обслуговування і принцип роботи холодильної системи, включаючи систему трубопроводів;
- Порядок виконання робіт з пуску, зупинці холодильної системи і її елементів, регулювання режиму їх роботи (відповідно до інструкцій організації виготовлювача по обслуговуванню встановленого обладнання);

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						136
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Нормальний режим роботи холодильної системи;
- Правила заповнення холодоагентом, маслом і хладоносителем;
- Порядок ведення експлуатаційного журналу холодильної системи;
- Правила користування засобами індивідуального захисту;
- Правила охорони праці та надання долікарської допомоги, в тому числі при ураженні електрострумом.

Періодична перевірка знань обслуговуючого персоналу правил, нормативних документів з технічного обслуговування холодильної системи і охорони праці, а також практичних дій повинна проводитися не рідше 1 разу на рік комісією, що складається з фахівців по холодильній техніці і охорони праці. Склад комісії затверджується роботодавцем.

Вимоги до машинного залу. У машинному залі повинен бути встановлений монітор якості повітря, здатний визначати концентрації застосовуваних хладагентів до рівнів EEL або STEL. Необхідно також передбачити відповідні сигнальні системи, що спрацьовують при досягненні рівня AEL концентрації хладагентів або при рівні нижче AEL і оповіщають персонал за межами машинного залу про наявність витoku. Розвантажувальні колектори запобіжних клапанів і спускні вентилі повинні бути виведені за межі машинного залу і відключені від усіх повітрязабірників, з'єднаних з будівлею. У разі погіршення якості повітря слід скористатися місцевою витяжкою для вентиляції виробничого приміщення.

У машинному залі або інших приміщеннях, де перебувають з основний час чергові зміни, які обслуговуються холодильні системи, на видному місці повинні бути вивішені:

- Принципові технологічні схеми трубопроводів (холодоагенту, води, холодоносіїв) і розміщення на них холодильного та технологічного обладнання, з пронумерованій запірною арматурою, нанесенням місць розміщення КВП і короткими поясненнями;
- Плани розміщення холодильного технологічного устаткування, трубопроводів і отсечной запірної арматури;

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						137
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Режимні карти роботи холодильних установок;
- Інструкції по зупинці холодильних установок і про дії при виникненні аварійних ситуацій;
- Списки, телефони і адреси посадових осіб і спецпідрозділів (пожежної команди, швидкої допомоги, електромережі та ін.), Які повинні бути негайно повідомлені про аварію або пожежу; - Показчики місцезнаходження аптечки і засобів індивідуального захисту.

Біля входів у охолоджувані приміщення (коридор, естакада) повинні бути вивішені інструкції з охорони праці при проведенні робіт в цих приміщеннях і захисту охолоджувальних пристроїв і трубопроводів від пошкоджень.

При огляді холодильного обладнання, розташованого в закритих приміщеннях, а також трубопроводів в колодязях і тунелях необхідно впевнитись у відсутності в повітрі холодоагенту, наприклад, за допомогою галоидного або іншого течеискателя. У разі виявлення парів холодоагенту в цих об'єктах вхід в них заборонений до їх провітрювання.

Проходи поблизу холодильного обладнання повинні бути завжди вільні, а підлоги проходів - в справному стані.

Забороняється експлуатація холодильної системи з несправними приладами захисної автоматики.

Для діагностування роботи холодильних систем з зарядкою до 50 кг холодоагенту (хладону) допускається застосування знімних приладів, наприклад, манометричної станції. Перевірка герметичності установок повинна проводитися в залежності від маси заправленого холодоагенту і числа можливих місць витоків.

Куріння в машинних відділеннях, а також в інших приміщеннях, де встановлено холодильне обладнання, забороняється. Зварювання та пайка при ремонті машин, агрегатів, апаратів, трубопроводів діючих холодильних систем повинні застосовуватися під наглядом старшого технічного персоналу і при наявності письмового дозволу працівника, відповідального в організації за справний стан, правильну і безпечну експлуатацію холодильних систем.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						138
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перед зварюванням або паянням слід видалити холодоагент з ремонтується холодильного обладнання або трубопроводу. Зварювання та пайка повинні проводитися відповідно до вимог Правил пожежної безпеки в Російській Федерації. Нагнітальний вентиль компресора слід закрити лише після усунення можливості автоматичного пуску цього компресора.

Забороняється знімати огороження з рухомих частин і торкатися до рухомих частин холодильного обладнання, як при роботі, так і після зупинки цього обладнання, поки не буде попереджено його випадкове або несанкціоноване включення.

Розкривати компресори, апарати і трубопроводи холодильних систем дозволяється тільки після того, як тиск холодоагенту буде знижений до атмосферного і залишиться незмінним протягом 20 хв.

Не вимикайте холодильні апарати з температурою стінок нижче мінус 35 ° С (до їх утеплення).

Концентрація хладоносителя повинна бути такою, щоб температура замерзання була не менше ніж на 8 ° С нижче температури кипіння холодоагенту при робочих умовах.

Холодильні системи повинні бути забезпечені первинними засобами пожежогасіння відповідно до чинних норм. Розміщення і зберігання в приміщеннях холодильних установок сторонніх предметів не допускається.

Перед початком роботи з обладнанням в закритих приміщеннях переконуються в тому, що розвантажувальні колектори запобіжних клапанів і спускні вентиля виведені за межі приміщення і відключені від усіх повітрязбірників, з'єднаних з будівлею. Перевіряють, чи добре вентилюється приміщення. При необхідності для розсіювання парів хладагентів можна скористатися допоміжними вентиляційними системами (наприклад, воздуходувками або вентиляторами). Перш ніж увійти в закриті приміщення, перевіряють його на наявність кисню. Для випробування на наявність кисню не можна користуватися монітором наявності витоків, так як з його допомогою можна встановити, чи достатньо в приміщенні кисню для життєдіяльності. Для

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						139
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

контролю за наявністю кисню в виробничих приміщеннях повинні бути передбачені спеціальні прилади.

При роботі з судинами під тиском, до деяких з небезпечних факторів належать такі:

- В переповненому контейнері, ємності або трубопроводі при підвищенні температури може статися небезпечний підйом гідростатичного тиску, що, в свою чергу, може викликати витік під високим тиском або навіть розрив ємності;

- В разі, якщо правильно наповнений поворотний або разовий балон розігрівається до температури, що перевищує рекомендовану (52°C), це може призвести до підйому тиску до небезпечного рівня, що перевищує тиск, на яке розрахований балон;

- Поворотний або разовий балон для зберігання хладагентів, з'єднаний з лінією нагнітання холодильної системи, може зазнати впливу тисків, на які не розрахована міцність запобіжних клапанів балона, що може викликати руйнування балона.

Балон забороняється вміщувати у джерел теплоти і відкритого полум'я (печі, опалювальні пристрої, парові труби та ін.) І струмоведучих кабелів і проводів.

Для наповнення холодоагентом з холодильної системи повинні використовуватися тільки балони ні з простроченою датою їх технічного огляду. Норма заповнення не повинна перевищувати допустимих значень, зазначених, зокрема, у Правилах будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском. Перевірка наповнення балонів повинна виконуватися зважуванням.

Не можна підвищувати тиск в системах або ємностях, що містять холодоагенти, повітрям для проведення випробувань на витік або в будь-яких інших цілях. Не можна зберігати балони під прямими сонячними променями, де температура може перевищити 52°C , Не слід користуватися пальниками або відкритим полум'ям для розігріву балона під час робіт по заправці

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						140
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодоагенту. Не можна без необхідності чіпати клапани або пристрою скидання тиску. Забороняється заповнювати повторно разові балони відпрацьованими холодоагентами або мастильними матеріалами, а також чим би то не було. Будь-які залишки хладагентів необхідно використовувати або перелити в збірні контейнери; порожній балон підлягає відповідній утилізації. Транспортування вихідних балонів, заповнених відпрацьованими холодоагентами, заборонена законом.

Забороняється використовувати разові балони для холодоагентів в якості ємностей для стиснутого повітря. Балони з холодоагентами не мають відповідного внутрішнього покриття, в зв'язку з чим волога, що міститься у вологому повітрі, призведе до виникнення корозії. Це може послабити міцність балона і викликати вибух. До руйнування балона слідів ослаблення його міцності може і не виявитися. Необхідно завжди зберігати балони з холодоагентами в сухому приміщенні на спеціальному складі. Зберігання у вологому приміщенні може привести до виникнення корозії, яка з часом призведе до ослаблення міцності балонів. У машинному залі дозволяється зберігати не більше одного балона з холодоагентом (хладоном).

При роботі з балонами слід повільно відкривати вентилі. Необхідно переконатися в тому, що етикетка холодоагенту відповідає кольоровому коду або етикеток на обладнанні. Не слід намагатися регулювати без належної підготовки будь-запобіжні пристрої на балонах, розташованих поруч з холодильним обладнанням. Не можна упускати балон, допускати появи вм'ятин і інших механічних пошкоджень. Не можна закріплювати з'єднання з зусиллям.

Огляд і експлуатація балонів повинні проводитися відповідно до вимог чинних Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.

При роботі з холодоагентами. Первинну заправку або дозаправку холодильної системи холодоагентом (хладоном) в умовах експлуатації

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						141
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рекомендується виконувати по рідкій фазі холодоагенту, якщо інше не передбачено організацією-виробником. При дозаправці використовують капілярну трубку або інший пристрій, що забезпечує дроселювання рідини, для запобігання можливості попадання рідкого холодоагенту у всмоктувальну порожнину компресора.

Перед заповненням холодильної системи холодоагентом слід упевнитися в тому, що в балоні міститься відповідний холодоагент. Перевірка проводиться за величиною тиску пари холодоагенту при температурі балона, що дорівнює температурі навколишнього повітря. Перед перевіркою балон повинен перебувати в даному приміщенні не менше 6 годин. Залежність тиску холодоагенту від температури навколишнього повітря перевіряється по таблиці насичених парів.

Забороняється заповнювати холодильну систему холодоагентом, які не мають документації, яка підтверджує його якість.

Відкривати колпачкову гайку на вентилі балона необхідно в захисних окулярах. При цьому вихідний отвір вентиля балона має бути направлено в протилежну сторону від працівника.

При заповненні холодильної системи холодоагентом (хладоном) слід користуватися осушувальним патроном.

Для приєднання балонів до холодильної системи дозволяється користуватися відпалених мідними трубами або маслобензостійкі шлангами, випробуваними тиском на міцність і щільність.

Не допускається залишати балони з холодоагентом, приєднаними до холодильної установки, якщо не проводиться заповнення або видалення з неї холодоагенту.

Заповнення холодоагентом повністю агрегованих холодильних установок рекомендується проводити на підприємстві-виготовлювачі, якщо це не суперечить документації до установки. Поповнення установок холодоагентом повинно здійснюватися у відповідності до вимог, викладених

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						142
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

в інструкції заводу-виготовлювача, і тільки після виявлення і усунення причин витоку холодоагенту.

Перше заповнення холодильної установки холодоагентом має оформлятися актом (з додатком розрахунку необхідної кількості холодоагенту). Для холодильних установок повної заводської готовності акт про первинне заповнення установки холодоагентом не складається (за відсутності витоку холодоагенту при транспортуванні).

Для виявлення місця витоку холодоагенту дозволяється використовувати галоїдні і інші течейскателі, мильну піну, полімерні індикатори герметичності. Наявність слідів масла в різних з'єднаннях, бульбашок при Обмилування з'єднань, зміна кольору полум'я вказують на витік холодоагенту.

При виявленні витоку холодоагенту необхідно, по можливості, видалити холодоагент з пошкодженої ділянки холодильної установки, зупинити установку, перекрити запірною арматурою пошкоджену ділянку, включити витяжну вентиляцію і усунути витік.

Холодильні системи, що працюють на озonoоnасних хладагентах, повинні експлуатуватися з обов'язковим збором холодоагенту для його утилізації при ремонтах (ревізiях) установок.

Холодоагенти не можна змішувати з будь-якими займистими газами або рiдинами, незалежно від причини не було викликано, оскільки ці суміші можуть придбати непередбачувані властивості, стати здатними до займання і, отже, небезпечними.

Холодоагенти не можна піддавати дії відкритого полум'я або електричних нагрівальних елементів. Високі температури і полум'я можуть викликати розкладання хладагентів з виділенням токсичних і розкладають димів. Крім цього, полум'я пальника може різко збільшитися в розмірах або змінити забарвлення в присутності багатьох традиційних (озonoоnасних) холодоагентів, включаючи R500 або R22, а також багатьох альтернативних холодоагентів за умови їх високої концентрації. Таке збільшення полум'я може

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						143
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

викликати переляк у персоналу або навіть призвести до травми. Багато холодоагенти ГХФУ і ДФУ можуть стати горючими, якщо їх змішати з повітрям, а потім розігріти і збільшити тиск. У минулому при роботі з ХФУ звичайними були випробування сумішей повітря і хладагента зі зростанням тиску. Однак при роботі з ГХФУ або ДФУ таких випробувань слід уникати, так як, наприклад, R134a може займатися при абсолютному тиску 139 кПа і температурі 177 ° С, якщо його змішати з повітрям в концентраціях, зазвичай перевищують 60% (за об'ємом повітря). При більш низьких температурах для додання суміші горючості потрібні більш високі тиску. R22 також може займатися при тисках, що перевищують атмосферний, якщо змішати його з повітрям при високих концентраціях. Оскільки альтернативні холодоагенти містять компоненти ГХФУ або ДФУ, передбачається, що їх поведінка виявиться аналогічним. З цієї причини їх не слід змішувати з повітрям ні в яких концентраціях для проведення випробувань з метою виявлення витоків. Не можна допускати, щоб ці холодоагенти перебували під тиском, що перевищує атмосферний, в суміші з повітрям.

Вплив холодоагентів на організм людини.

Теплове розкладання. Холодоагенти розкладаються під впливом високих температур, викликаних відкритим полум'ям або електричними нагрівачами. При розкладанні можуть виділятися токсичні і дратівливі з'єднання, зокрема, хлориди водню і фтору. Сильний запах, що випускається розклався холодоагентом, викликає у обслуговуючого персоналу подразнення слизової оболонки носа і горла. Виділені кислотні пари небезпечні, і щоб уникнути їх впливу на персонал, виробниче приміщення необхідно негайно звільнити від людей і провітрити.

Загальні технічні вимоги. Вимоги до конструкції. Загальні вимоги. Міцність і жорсткість

Устаткування і його частини проектують і виготовляють таким чином, щоб забезпечити його міцність і збереження форми при нормальних умовах

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						144
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

експлуатації, транспортування і використання за призначенням. При цьому звертають увагу на наступне:

а) внутрішні елементи, в тому числі полиці, ящики, вішалки, гачки і т. д., і їх кріплення повинні витримувати задані навантаження;

б) висувні полки, лотки і ящики, якщо вони передбачені конструкцією, повинні зберігати свою форму і можливість безперешкодного висування при повному завантаженні;

8) всі рухомі внутрішні елементи, які оснащені стопорними пристроями з метою запобігання їх випадкового видалення, повинні зберігати свою несучу здатність при повному завантаженні і висування до межі, передбаченої стопорним пристроєм;

г) стопорні пристрої повинні зберігати працездатність у всьому діапазоні передбачених навантажень

Трубопроводи та їх з'єднання

Гнучкі трубопроводи і рухливі з'єднання, з тому числі трубопроводи на еластичних опорах, повинні бути закріплені таким чином, щоб вони не могли плутати один з одним або впливати шкідливими вібраціями на інше приладдя. Всі інші трубопроводи і з'єднання надійно закріплюють і передбачають їх достатню вільну довжину і / або оснащують їх віброізоляторами з метою запобігання втомних руйнувань. У разі необхідності трубопроводи і трубопровідна арматура повинні бути відповідним чином теплоізольовані.

Видалення конденсату

Передбачені конструкцією дренажі, піддони або інші пристрої для збору талої води (конденсату), в тому числі з можливістю її подальшого випарювання, повинні бути досить місткі, легкодоступними для очищення і легко виймається.

Будь-приймач конденсату або талої води або група приймачів, що вимагають спорожнення вручну, повинні мати місткість, що забезпечує безперервну роботу, принаймні, протягом 48 год нормальної експлуатації у відповідному класі температур, для якого призначене обладнання.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						145
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Закрите холодильне обладнання (самозакривних)

Закрите самозакривних холодильне обладнання повинно відповідати таким спеціальним вимогам.

Самозакриваються двері повинні мати можливість відкриття під різними кутами, аж до 80 °, і з різних позицій повинні автоматично повертатися в закрите положення і щільно закриватися відповідно до 5.2.1.

У низькотемпературному устаткуванні прозорі двері і кришки не повинні покриватися конденсатом при заданих виробником температурах всередині охолоджується об'єма. Скляні двері повинні мати можливість нагріву внутрішньої поверхні для видалення з неї вологи з метою забезпечення прозорості дверей після закриття. При наявності в обладнанні кришок або стулок з горизонтальним ковзанням дана вимога не пред'являється.

Кріплення та петлі дверей при нормальних умовах експлуатації повинні забезпечувати плавне закриття і відкриття, і тривалу роботу без зайвого зносу.

Ущільнювачі дверей і кришок обладнання в закритому стані повинні запобігати попаданню зовнішнього повітря в охолоджуваній об'єм.

Двері, стулки і кришки обладнання не повинні відкриватися мимовільно.

Ущільнювачі повинні бути виготовлені з матеріалу, характеристики якого відповідають умовами експлуатації (особливо температурним). Якщо закриття дверей здійснюють за допомогою механічного запірного пристрою, повинні бути передбачені обмежувачі або інші засоби, що запобігають надмірну деформацію ущільнювача.

Стики, з'єднання і шви

Конструкція і пристрій стиків, з'єднань і швів в корисному об'ємі обладнання повинні перешкоджати накопиченню можливих забруднень.

Конструкція і пристрій стиків, з'єднань і швів в корисному об'ємі обладнання повинні забезпечувати легкість усунення будь-яких можливих забруднень.

Вимоги до матеріалів

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						146
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальні вимоги

Матеріали і покриття конструктивних елементів обладнання повинні бути міцними і не повинні псуватися, покриватися цвіллю і виділяти запахи.

При нормальних умовах експлуатації, матеріали, що контактують з харчовими продуктами, повинні бути стійкими до вологи, не повинні бути токсичними і не повинні забруднювати харчові продукти. Зазначені матеріали повинні бути дозволені для контакту з харчовими продуктами відповідними національними нормативними документами і повинні витримувати багаторазову санітарну обробку дезінфікуючими засобами, володіти антимікробними або бактеріостатичними властивостями

Зносостійкість

Внутрішні і зовнішні покриття конструктивних елементів повинні бути стійкі до зносу і забезпечувати можливість проведення ефективної гігієнічного очищення. Покриття в нормальних умовах експлуатації або в процесі очищення не повинні розтріскуватися, відколюватися, стиратися, розм'якшуватися, лопатися або деформуватися будь-яким іншим чином.

Стійкість до корозії

Металеві частини, які використовуються в конструкції обладнання, повинні мати корозійну стійкість, відповідну їх розташуванню і призначенню.

Теплоізоляція

Ефективність теплоізоляції

Теплоізоляція повинна бути ефективною і міцно закріпленою таким чином, щоб не допустити її деформації. Зокрема, теплоізоляційний матеріал не повинен бути схильний до усадки і не повинен при нормальних робочих умовах допускати накопичення вологи (4.2.4).

Гідроізоляція

Для запобігання погіршенню теплоізоляційних властивостей теплоізоляційного матеріалу повинні бути вжиті відповідні заходи з метою його захисту від попадання вологи.

Збереження теплоізоляційного матеріалу

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						147
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Волокнисті і допускають запилювання теплоізоляційні матеріали ізолюють від внутрішнього і зовнішнього простору покриттям, що виключає потрапляння частинок теплоізоляційного матеріалу в цей простір.

Якщо в теплоізоляційний матеріал зсередини проробляють отвори, повинні бути передбачені заходи, що виключають потрапляння частинок теплоізоляційного матеріалу всередину корисного об'єму обладнання, призначеного для знаходження в ньому продуктів харчування.

При використанні волокнистих теплоізоляційних матеріалів не допускається засування твердого щупа діаметром 1 мм в будь-який отвір, через яке можна отримати доступ до теплоізоляційного матеріалу, при будь-яких маніпуляціях щупом слід прикладати гранично мале зусилля.

Холодильна система

Проектування і монтаж

Проектування і монтаж всіх елементів холодильної системи Тхо, що знаходяться під дією надлишкового тиску, виконують з урахуванням максимального робочого тиску, яке діє під час експлуатації або стоянки Тхо.

Для Тхо з вбудованим компресорно-конденсаторним холодильним агрегатом або елементів Тхо, які перед транспортуванням заповнені холодоагентом, проектування і монтаж повинні виконуватися з урахуванням значення максимальної температури навколишнього середовища при транспортуванні.

Всі елементи Тхо, заповнені холодоагентом, повинні відповідати вимогам ГОСТ ІЙ 378-2.

Захист від водяного конденсату

Повинні бути передбачені відповідні кошти, що запобігають шкідливому впливу води. конденсується на холодній поверхні корпусу Тхо і його елементів, на роботу холодильної системи і / або її приладів автоматики і контролю.

Захист холодильної системи від перевантаження

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						148
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Холодильна система обладнання, оснащеного дверима, стулками або кришками, повинна працювати без відмов, якщо двері, стулка або кришка обладнання залишається відкритою, а обладнання працює при температурі навколишнього середовища, що відповідає класу температур (див. Таблицю 3), для якого призначене обладнання.

Якщо двері, стулка або кришка залишається відкритою (наприклад, під час завантаження продукту) або залишені відчиненими випадково, при нормальних умовах експлуатації в дію повинно вступити автоматичний пристрій для захисту приводного двигуна компресора від перевантаження.

Вибір холодоагенту і холодоносія

При прийнятті рішення про використання в холодильній системі того чи іншого холодоагенту і холодоносія необхідно брати до уваги теплофізичні властивості холодоагентів і холодоносіїв, екологічні обмеження на їх використання з урахуванням положень розділів 1.1 і 1.2 Рішення колегії Євразійської економічної комісії 131, а також можливі ризики, пов'язані з застосуванням деяких хладагентів і холодоносіїв через їх токсичності, вибухонебезпечності, займистості і т. д. в основному і проміжному контурах холодильного обладнання, а також з можливістю їх потрапляння на харчові продукти в разі часткового порушення герметичності КОНТУРІВ охолодження. Інформація хладагентів з цього питання наведена в (2). Для вибору хладоносителя теплофізичні властивості і параметри безпеки слід уточнювати у виробників хладоносителя. Слід враховувати токсикологічні характеристики основних компонентів хладоносителя. Його можливий вплив на органолептичні властивості продуктів, а також на мікробіологічну безпеку.

Поховання в об'єктах розміщення відходів виробництва та споживання Тхо, який втратив свої споживчі властивості, без вилучення хладагентів із зазначеного обладнання в цілях їх відновлення, утилізації або знищення заборонено

Електричні компоненти

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						149
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електрообладнання повинно відповідати вимогам [6] і ГОСТ МЕК 60335-1.

Відображення температурних параметрів обладнання

Обладнання повинне бути оснащено приладами, які показують температуру повітря в різних, найбільш репрезентативних точках охолоджуваного обсягу, і дають уявлення про функціонування холодильної системи і інформацію про її робочому стані.

Примічання - Як правило, вимірюється температура повітря не збігається температурою харчових продуктів в охолоджуваних обсязі.

Прилади для вимірювання температури

Як приладів для вимірювання температури повинні бути використані такі прилади, які відповідають наступним вимогам:

- На приладах для вимірювання температури повинен відображатися або бути присутнім символ одиниці виміру ($^{\circ}\text{C}$):
- Діапазон виміру повинен складати, принаймні, від мінус 25°C до плюс 15°C ;
- Розподіл аналогової шкали або найменший чисельний крок цифрової шкали повинні бути не більше Ц \$
- Максимальна помилка вимірювання не повинна перевищувати 2 До в усьому діапазоні вимірювань;
- Постійна часу вимірювального приладу повинна бути не більше 20 хв.

Примічання- ^ - час, протягом якого фіксується раптова зміна на 90% в бік збільшення або зменшення температури помірно рухомого повітря (швидкість 1 м / с) від початкової температури 20°C .

Розташування датчика температури

Розташування датчика температури має бути вибрано таким чином, щоб забезпечити коректність вимірювання, доступність для проведення контрольного вимірювання (перевірки) на місці в процесі експлуатації і легкість заміни.

Примітки:

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						150
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Датчик температури або термометр вважають «доступним *», якщо він може бути повірений без демонтажу з обладнання. Для проведення заміни допускають зняття кришок люка доступу або приладової панелі (панелей).

3 Для обладнання з охолодженням природною конвекцією розташування датчика температури в прямих повітроводах також вважають «доступним», якщо датчик можетбиль введений в направляющий повітропровід і / або видалений з нього без застосування спеціального інструменту.

Скрізь, де це можливо, спосіб кріплення датчика не повинен супроводжуватися підведенням або відведенням тепла по відношенню до датчика

Датчик температури повинен бути захищений від променистого теплового потоку з боку зовнішньої навколишнього щей середовища

Визначення місця розташування датчика температури є складовою частиною теплових випробувань Тхо. Під час теплових випробувань вимірюють температуру повітря в заданому місці розташування датчика, і одержувані значення вказують в протоколі випробувань.

4 У разі установки електронного процесора на табло може відображатися розрахункова температура.

5 Для запису і відображення температури можуть бути використані свідчення одного або двох датчіов температури Датчик температури можетбиль таким же, як ті, які використовують для контролю охолодження. У разі несправності (виходу значення температури за межі ДОПУСТИМОГО діапазону) можетбиль поданий сигнал тривоги Однак цей варіант не відповідає вимогам | 3).

6 Гарантію того, що розташування датчика температури відповідає національним нормативним документам, які визначають вимоги до контролю температури продуктів харчування, дає постачальник обладнання та користувач.

- Кількість приладів для вимірювання температури

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						151
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У ТГО встановлюють таку кількість приладів для вимірювання температури:

- Один вимірювальний прилад для кожного зразка обладнання, оснащеного власним холодильним контуром або контуром хладоносителя;

- для кількох зразків обладнання одного температурного класу, оснащених єдиним (загальним) холодильним контуром або контуром хладоносителя як мінімум один вимірювальний прилад максимум на два зразка обладнання із загальною довжиною не більше 3,75 м;

- Для декількох зразків обладнання різних температурних класів, оснащених єдиним (загальним) холодильним контуром або контуром хладоносителя. кількість приладів для вимірювання температури має відповідати зазначеним вище вимогам, при цьому для кожного температурного класу встановлюють свої окремі прилади для вимірювання температури.

Правила експлуатації торгового холодильного обладнання і техніка безпеки

Термін служби торгового холодильного обладнання і безвідмовність його роботи залежать від дотримання правил його експлуатації, утримання в чистоті, використання за прямим призначенням.

Основні умови безперебійної роботи холодильного обладнання наступні:

- висока якість монтажу,
- кваліфіковане технічне обслуговування;
- виконання всіх правил експлуатації персоналом магазину.

Монтаж, т. Е. Підготовку до роботи і пуск холодильного обладнання, повинен проводити механік, який має посвідчення на право здійснення таких робіт і обслуговування холодильних агрегатів.

У період між технічним обслуговуванням і ремонтами персонал торгового підприємства повинен здійснювати:

- контроль за станом виробу, правильної його за навантаженням і установкою щитків, системою відводу конденсату

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						152
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- візуальний огляд машинного відділення, при кт тором перевіряється герметичність трубопроводів (поява слідів масла в роз'ємних з'єднаннях вказує на витік холодоагенту),

- щоденне чищення і просочення вироби після закінчення роботи,
- видалення снігового "шуби" (шару інею товщиною понад 3 мм);
- візуальний контроль за температурою в охолоджуваному обсязі по термометру.

Від якості виконання персоналом цих обов'язків значною мірою залежить надійність роботи обладнання та зниження витрат на його експлуатацію.

Торговельне холодильне обладнання встановлюють в сухому, найбільш холодному місці приміщення. Для нормаль ної та економічної роботи холодильне обладнання слід встановлювати в місцях, не схильних до прямої дії сонячних променів, і якнайдалі, але не менше 2 м від опалювальних приладів і інших джерел тепла. Не рекомендується відкривати дверцята в сторону по струму теплого повітря.

При розміщенні обладнання необхідно, щоб до конденсатору агрегату забезпечувався вільний доступ повітря, тому він повинен бути встановлений на відстані не менше 0,2 м від стіни. Устаткування з вбудованим агрегатом також повинне мати вільний доступ повітря до ґрат машинного відділення.

Устаткування необхідно утримувати в чистоті. Зовнішню його частину слід періодично протирати злегка вологою фланеллю і витирати насухо. Внутрішні стінки щотижня необхідно промивати з милом, потім обполіскувати чистою водою і насухо витирати.

З метою досягнення мінімальних втрат холоду розсувні стулки вітрин і прилавків, двері холодильних шаф і камер рекомендується відкривати тільки в разі потреби і на короткий термін.

У вітринах, шафах продукти укладають із зазором, щоб відстань до стекол або стінок було не менше мм. Недотримання цієї вимоги негативно впливає на температурний режим.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						153
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Чим нижче температура навколишнього агрегат повітря, тим нижче тиск конденсації і, отже, вище холодопродуктивність установки і економічніше її робота. Гранично допустима температура повітря, що оточує холодильну машину, - 32-35 °С, для південних іонів - 38-40° С. При більш високій температурі повітря тиск конденсації досягає встановленого верхньої межі і моноконтроллер автоматично вимикає агрегат.

Приміщення, в яких встановлюють збірні камери, повинні бути просторими і мати висоту не менше 2,3 м. При установці камер на верхніх поверххах слід перевірити міцність міжповерхових перекриттів, так як при повній їх завантаженні виявляється значний тиск.

Ремонтувати холодильного обладнання необхідно негайно вимкнути електродвигун компресора і викликати механіка, обслуговуючого холодильну установку.

При експлуатації холодильного обладнання забороняється:

- допускати сторонніх осіб до огляду, ремонту холодильної машини і регулюванню приладів автоматики, а також виконувати ці роботи своїми силами;
- торкатися до рухомих частин холодильного агрегату під час роботи і автоматичної зупинки;
- не виключивши компресор, перекривати воду, охолоджуючу конденсатор холодильних машин;
- видаляти іній з випарника механічним способом за допомогою скребків, ножів і ін. Предметів);
- захарашувати холодильний агрегат і проходи до сторонніми предметами, що утрудняють технічний огляд і перевірку його роботи, а також перешкоджають нормальній циркуляції повітря, що охолоджує конденсатор;
- включати холодильну машину при знятих з агрегату, а також з обертових і рухомих його частин кришці магнітного пускача, клемної колодці електродвигуна, регулятора тиску та інших приладів.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						154
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Стійка і довговічна робота холодильної машини багато в чому залежить від дотримання працівниками магазину перерахованих нижче основних правил експлуатації холодильного обладнання:

- завантажувати обладнання продуктами слід тільки після досягнення нормального температурного режиму,
- кількість завантажуваних продуктів не повинна перевищувати допустиму норму одноразової завантаження устаткування;
- для вільного руху холодного повітря і кращого, рівномірного охолодження продукту їх укладають або підвішують нещільно між собою на відстані от стінок 8-10 см;
- не можна зберігати продукти на испарителях, покривати ґратчасті полиці і продукти папером, целофаном і т. П., Так як це порушує нормальну циркуляцію повітря і погіршує умови охолодження продуктів;
- не допускається зберігання в охолоджуваному обладнанні сторонніх предметів;
- слід уникати спільного зберігання різномірних продуктів, які передають одне одному запах (наприклад, оселедця і вершкового масла);
- закриті двері холодильного обладнання по всьому периметру повинні бути щільно притиснуті до корпусу, відкривати їх слід якомога рідше і на короткий термін.
- на випарнику не повинно бути інею, між його ребрами повинен вільно циркулювати холодне повітря.

Великий шар інею уповільнює процес теплопередачі, тому температура в охолоджуваному об'єкті і тиск у випарнику підвищуються, і холодильна машина стане працювати безупинно, аби вимикаючись;

для відтавання інею в неавтоматизованих установках холодильну машину відключають, камеру звільняють від продуктів, дверцята залишають відкритими до тих пір, поки весь іній не розтане. Після видалення інею внутрішні поверхні шафи повинні бути насухо протерті і провітрені.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						155
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ці правила відтавання інею не стосуються тих холодильних пристроїв, в яких передбачається відтавання за допомогою електронагрівачів або обладнаних примусовою циркуляцією охолодженого повітря.

Нижче перераховані причини, що негативно впливають на працездатність обладнання.

1. Використання холодильного обладнання в перенапруженому режимі. В першу чергу це відноситься до холодильних вітрин, службовцям для демонстрації товару, а не для його зберігання. Перезавантаження вітрин за рівнем викладення товару в демонстраційному обсязі веде до перенапруження режиму роботи агрегату, що зменшує термін його служби. Висота завантаження при викладенні товару в холодильних або морозильних вітринах не повинна перевищувати 150 мм над рівнем піддону.

2. Практично всі холодильне обладнання розраховане на роботу при температурі навколишнього повітря до 25 ° С В літніх умовах температура в торговельних приміщеннях доходить до 30 ° С і вище. Це також негативно впливає на роботу агрегату. Економія на установці додаткових вентиляційних систем або систем кондиціонування може привести до виходу з ладу холодильного обладнання.

3. нерегулярність проведення профілактичних робіт. Це особливо характерно для весняно-літнього періоду, коли тополиним пухом і пилом забивається машинне відділення.

Дотримання правил експлуатації холодильних установок і техніки безпеки сприяє надійній роботі обладнання і запобігає нещасні випадки.

Для працівників торгівлі повинен бути проведений спеціальний вступний інструктаж з правил техніки безпеки, експлуатації автоматичних хладонових холодильних установок, електробезпеки та порядку надання першої допомоги при нещасному випадку. Не рідше одного разу на 6 міс. повинен проводитися інструктаж на робочому місці.

Поблизу холодильного агрегату на видному місці вивішують інструкцію по експлуатації холодильних установок.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						156
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До проведення монтажних робіт і обслуговування холодильного обладнання допускаються тільки особи, спеціально навчені, мають диплом майстра по холодильній техніці.

Правила техніки безпеки забороняють експлуатувати холодильні установки, які не мають захисного заземлення електродвигунів. Небезпечно користуватися холодильною установкою, якщо відкриті струмонесучі частини її електричних приладів, не захищені обертові і рухомі частини устаткування. Забороняється експлуатувати обладнання при несправних приладах автоматики, торкатися до рухомих частин включеного в мережу агрегату незалежно від того, знаходиться він в роботі або в періоді автоматичної зупинки.

Слід уникати попадання на шкіру хладагентів, так як через низьку температури випаровування в атмосферних умовах вони викликають опік. Вдихання парів хладагентів може мати шкідливий наслідок для здоров'я. При виявленні значної витіку холодоагенту слід негайно включити вентиляцію або відкрити вікна і двері для провітрювання приміщення. При роботі з холодоагентом або обладнанням, наповненим холодоагентом, потрібно мати захисні окуляри і гумові рукавички.

Робота з відритим полум'ям або іншими гарячими поверхнями при контакті з холодоагентом може бути причиною хімічної реакції з виділенням шкідливих парів.

Робота компресора допускається тільки з холодоагентом, зазначеним виробником. Забороняється випуск хладагентів в атмосферу. При попаданні холодоагенту в машинне приміщення ускладнюється пошук витіку за допомогою детектора.

Перед підключенням компресора до мережі також необхідно перевірити електричні дані двигуна і наявність заземлення. Слід враховувати, що корпус компресора може мати температуру до 100 ° С.

Сервісне обслуговування торгового холодильного обладнання

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						157
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Торговельне холодильне обладнання вимагає високоякісного технічного обслуговування, так званого сервісного обслуговування.

Основною відмінністю його від побутового холодильника є вага і габарити. При схожості системи і принципів дії саме вагу і габарити виробу впливають на його надійність. Навіть якщо обладнання з заводу вийшло справним, що підтверджено ОТК в паспорті виробу, вібрація і тряска при перевезенні, поштовхи і удари при кантовке, навантаження та розвантаження можуть привести до обривів і поломки капілярних трубок або місць з'єднання, що забезпечують циркуляцію хладагента в системі. Наслідком може стати витік холодоагенту і перегрів двигуна.

Поломка виробу в перший момент включення може статися, якщо весь холодоагент витік відразу або поступово, при невеликій витокі. Перевірити це - перше завдання фахівця після розпакування обладнання. Перевіряє він це не на око, а за допомогою спеціального приладу.

Крім того, холодильна установка вітчизняного виробництва включає в себе терморегулювальний вентиль (ТРВ), який в режимі транспортування перетворюється на стан "закрито" і вимагає регулювання після включення на потрібну споживачеві температуру. Регулювання ТРВ - друге завдання фахівця.

Наведені приклади свідчать про те, що як вітчизняне, так і імпордне обладнання при запуску виробу в експлуатацію вимагають до себе кваліфікованого підходу з боку фахівця-механіка, в завдання якого входить забезпечення наявності холодоагенту в системі, відкриття та регулювання ТРВ, дозаправка холодоагентом (якщо потрібно), герметизація місць витоків і тільки потім пуск обладнання в експлуатацію.

Крім цих необхідних заходів, особливо у вітчизняному обладнанні, в залежності від напруги живлення (220 В або 380 В), необхідно підключення кабелю живлення, який не завжди входить в комплект виробу. Це теж повинен робити фахівець.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						158
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

В результаті аналізу досліджень на конкретних прикладах для супермаркетів, показано, що холодильна система із вторинним контуром, що використовує аміак і гідрофторофір, володіє такою ж холодинною продуктивністю, що і система з безпосереднім випаровуванням, але при цьому споживає на 15% менше енергії.

Було проведено порівняння GWP розглянутих холодоагентів. Найнижчий показник GWP має R290 (пропан, GWP=3), холодоагенти R-454A, R-454C, R-449A мають також низький показник відносно холодоагента R-404A, проте разом з тим мають ряд недоліків, таких як: ціна, температурний глайд (від 3 К для R-452A до 6 К для R-454C), розповсюдженість на ринках України, горючість.

Проведено порівняння холодоагентів по основним питомим параметрам холодинної системи для застосовуваного в існуючих системах холодоагенту R507 та його можливої альтернативи R290. Можна бачити, що пропан що питомі параметри системи мають найбільшу величину для пропана-холодоагента, що свідчить про більш ефективну величину виробленого холоду на одиницю вживаної потужності.

Найбільш показовим з точки зору порівняння систем є графік масової витрати. Пропан холодоагент є безумовним лідером, оскільки масова витрата нівелює будь-які недоліки при майже у 2,5 рази нижчій заправці системи, це обумовлюється молекулярною структурою холодоагенту, оскільки пропан – однокомпонентний вуглеводень, а інші розглянуті холодоагенти мають складну хімічну будову. Особливо варто зазначити, що ціна на пропан є найнижчою серед усіх розглянутих робочих тіл.

Використання пропану має також ряд екологічних переваг. Оскільки потенціал глобального потепління для пропану є дуже не значним (ППП=3) то емісія при обслуговуванні та витіках майже відсутня.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						159
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Порівняння систем по енергоспоживанню показало зменшення річного енергоспоживання на 8-10% відносно холодоагенту R507.

Застосування енергетичного методу аналізу не дозволяє отримати повну інформацію про роботу холодильної системи і визначити подальші шляхи її вдосконалення. Однак, з його допомогою можна вирішити ряд практичних завдань при деяке поліпшення методики проведення аналізу.

Використання ентропійно-статистичного методу термодинамічного аналізу дозволяю визначити втрати в елементах системи та визначити шляхи її удосконалення. До переваг методики слід віднести відсутність необхідності застосування додаткових програм розрахунку властивостей холодоагенту; можливість використання штатних діагностичних систем збору, зберігання і передачі даних; облік реальних факторів при роботі холодильної установки, таких як втрати тиску в трубопроводах і апаратах, перегрів на лінії всмоктування, похибка настройки системи автоматичного регулювання і т. д.

Порівняння показників роботи холодильної установки, що використовує цикл одноступінчатого стиснення з одноразовим дроселюванням з холодоагентом, з холодильною установкою, що працює по циклу з економайзером з холодоагентом, (розрахункова температура кипіння для обох установок склала -35°C , холодопродуктивність однакова) виявило збільшення ступеня термодинамічної досконалості до 20% за рахунок зменшення витрати роботи стиснення для компенсації виробництва ентропії при дроселюванні.

Використання пропану в якості холодоагенту дозволяє знизити втрати в компресорі та дроселюючому пристрої відносно схеми на R507. Енергоспоживання знажується до 18% в залежності від періоду року при однакових умовах. Порівняння систем за COP показало збільшення при використанні пропану до 16%. Пропан холодоагент не впливає на руйнування озонового шару та дозволяє знизити вартість при дозаправці, оскільки ціна його порівнянно нижча.

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						160
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. Belman-Flores, J. M., et al. (2015). Performance analysis of a propane refrigeration system for cold storage applications. International Journal of Refrigeration, 55, 113-121.
2. Gzara, R., et al. (2015). Performance assessment of a refrigeration system using propane (R290) as a natural refrigerant. International Journal of Refrigeration, 58, 93-101.
3. Jang, S., et al. (2015). Comparison of refrigerant charge amount in propane, R-404A and R-290 small commercial refrigeration systems. Energy Procedia, 75, 740-745.
4. Kim, S., et al. (2015). Thermodynamic analysis of an R290 organic Rankine cycle (ORC) system for waste heat recovery. Applied Thermal Engineering, 85, 227-235.
5. Lee, C., et al. (2015). Experimental study on performance characteristics of a heat pump water heater using R290 as a refrigerant. Energy Procedia, 75, 880-885.
6. Oh, H. J., et al. (2015). Performance analysis of an R290 refrigeration system with a subcooler for medium temperature applications. International Journal of Refrigeration, 54, 174-182.
7. Zhang, X., et al. (2018). Experimental investigation on a domestic refrigerator with R290/R600a mixture. International Journal of Refrigeration, 94, 151-159.
8. Saleh, B., et al. (2018). Comparative performance analysis of R290 and R600a in domestic refrigerator using capillary tube as expansion device. Case Studies in Thermal Engineering, 11, 51-58.
9. Hastak S.S., Kshirsagar J.M. (2018). Comparative performance analysis of R600a and R436a as an alternative of R134a refrigerant in a domestic refrigerator

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						161
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Al-Alili, A., & Khaled, M. (2018). Experimental study of a vapor compression refrigerator with R290/R600a mixture. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 131(2), 1563-1574.
11. Zheng, J., et al. (2019). Experimental investigation on the performance of an air source heat pump water heater using R290 as refrigerant. *Energy Procedia*, 158, 2524-2529.
12. Gonzalez-Salazar, M. A., & Rangel-Hernandez, V. H. (2018). Comparative analysis of a domestic refrigerator using R600a, R290, and R134a as refrigerants. *Journal of Cleaner Production*, 171, 482-492
13. Zeng, M., Zhang, C., & Ding, G. (2016). Performance analysis of a small-scale propane refrigeration system with a variable speed compressor. *Energy and Buildings*, 127, 102-110.
14. Harby, K. Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2017, 73, 1247–1264. [Google Scholar] [CrossRef]
15. Hasbali, A.; Kalinci, Y. A review of heat pump water heating systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2009, 13, 1211–1229. [Google Scholar]
16. Huang, B.J.; Lee, J.P.; Chyng, J.P. Heat-pipe enhanced solar-assisted heat pump water heater. *Sol. Energy* 2005, 78, 375–381. [Google Scholar] [CrossRef]
17. Ito, S.; Miura, N. Studies of a heat pump using water and air heat sources in parallel. *Heat Transf. Asian Res.* 2000, 29, 473–490. [Google Scholar] [CrossRef]
18. Sarbu, I. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration air-conditioning and heat pump systems. *Int. J. Refrig.* 2014, 46, 123–141. [Google Scholar] [CrossRef]
19. Zhou, W.; Gan, Z. A potential approach for reducing the R290 charge in air conditioners and heat pumps. *Int. J. Refrig.* 2019, 101, 47–55. [Google Scholar] [CrossRef]

20. Dalkilic, A.S.; Wongwises, S. A performance comparison of vapour-compression refrigeration system using various alternative refrigerants. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 2010, 37, 1340–1349. [Google Scholar] [CrossRef]
21. Yu, C.C.; Teng, T.P. Retrofit assessment of refrigerator using hydrocarbon refrigerants. *Appl. Therm. Eng.* 2014, 66, 507–518. [Google Scholar] [CrossRef]
22. Calleja-Anta, D.; Nebot-Andrés, L.; Catalán-Gil, J.; Sánchez, D.; Cabello, R.; Llopis, R. Thermodynamic screening of alternative refrigerants for R290 and R600a. *Results Eng.* 2020, 5, 100081. [Google Scholar] [CrossRef]
23. Ghouballi, R.; Byrne, P.; Bazantay, F. Refrigerant charge optimisation for propane heat pump water heaters. *Int. J. Refrig.* 2017, 76, 230–244. [Google Scholar] [CrossRef]
24. Yelishala, S.; Kannaiyan, K.; Sadr, R.; Wang, Z.; Levendis, Y.; Metghalchi, H. Performance maximization by temperature glide matching in energy exchangers of cooling systems operating with natural hydrocarbon/CO₂ refrigerants. *Int. J. Refrig.* 2020, 119, 294–304. [Google Scholar] [CrossRef]
25. Mohanraj, M.; Jayaraj, S.; Muraleedharan, C.; Chandrasekar, P. Experimental investigation of R290/R600a mixture as an alternative to R134a in a domestic refrigerator. *Int. J. Therm. Sci.* 2009, 48, 1036–1042. [Google Scholar] [CrossRef]
26. Qi, H.; Liu, F.; Yu, J. Performance analysis of a novel hybrid vapor injection cycle with subcooler and flash tank for air-source heat pumps. *Int. J. Refrig.* 2017, 74, 540–549. [Google Scholar] [CrossRef]
27. Royo, C.; Navarro-Esbrí, J.; Mota-Babiloni, A.; Molés, F.; Albuixech, M. Experimental exergy and energy analysis of a novel high-temperature heat pump with scroll compressor for waste heat recovery. *Appl. Energy* 2019, 253, 113504. [Google Scholar] [CrossRef]
28. Pitarch, M.; Hervas-Blasco, E.; Navarro-Peris, E.; Corberán, J.M. Exergy analysis on a heat pump working between a heat sink and a heat source of

finite heat capacity rate. *Int. J. Refrig.* 2019, 99, 337–350. [Google Scholar]
[CrossRef]

29.Mota-Babiloni, A.; Barbosa, J.R.; Makhnatch, P.; Lozano, J.A. Assessment of the utilization of equivalent warming impact metrics in refrigeration, air conditioning and heat pump systems. *Renew. Sust. Energ. Rev.* 2020, 129, 109929. [Google Scholar] [CrossRef]

30.Royo, C.; Esbrí, J.; Mota-Babiloni, A.; Albuixech, M.; Molés, F. Thermodynamic analysis of low GWP alternatives to HFC-245fa in high-temperature heat pumps: HCFO-1224yd(Z), HCFO-1233zd(E) and HFO-1336mzz(Z). *Appl. Therm. Eng.* 2019, 152, 762–777. [Google Scholar] [CrossRef]

					КРМ.ХУКП.ПЗ.793-03.1.2	Арк.
						164
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		