

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження та розробка принципового схемного рішення комбінованої системи для супермаркету на R744 з упровадженням сучасних холодильних технологій в умовах військового стану

Здобувача Жекова Д.К.

2 курсу ХМ-161М групи

Керівники к.т.н., доц. Когут В.О.

к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

Консультанти: к.т.н, доц. Жихарева Н.В.

д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.12.2023 р. протокол № 6

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.

«31» серпня 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Жеков Денис Костянтинович

1. Тема роботи Дослідження та розробка принципового схемного рішення комбінованої системи для супермаркету на R744 з упровадженням сучасних холодильних технологій в умовах військового стану

Затверджена наказом ОНТУ від 31.10.2022 р. наказ № 784-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 30.11.2023 р.

3. Вихідні дані роботи

Супермаркет працює на двох температурних рівнях - низькотемпературному (НТ, розрахункова температура кипіння -35°C) і середнетемпературному (СТ, розрахункова температура кипіння -10°C). Система холодопостачання супермаркету бустерна двохступінчаста холодильна установка, яка працює на CO_2 .

Температура навколишнього середовища - плюс 32°C ; Охолодження середньотемпературного контуру - 120 кВт, низькотемпературного контуру - 70 кВт.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Розділ 1. Теоретична частина, Розділ 2. Розрахункова частина, Розділ 3. Аналітична частина, Розділ 4. Техніко-економічні показники проекту, Розділ 5. 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 прийняв
Економічна частина	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	23.10.2023	31.10.2023
Охорона праці	к.т.н, доц. Жихарєва Н.В.	01.11.2023	10.11.2023

7. Дата видачі завдання 31.08.2023 р.

Керівники _____ Когут В.О.
 _____ Трандафілов В.В.
 Завдання прийняв до виконання _____ Жеков Д.К.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	23.11-24.11.2023	виконано
2	Розділ 1. Теоретична частина	31.08-10.09.2023	виконано
3	Розділ 2. Розрахункова частина	10.09-20.09.2023	виконано
4	Розділ 3. Аналітична частина	21.09-20.10.2023	виконано
5	Розділ 4. Техніко-економічні показники проекту	23.10-31.10.2023	виконано
6	Розділ 5. Охорона праці	01.11-10.11.2023	виконано
7	Висновки	13.11-17.11.2023	виконано
8	Список використаної літератури	20.11-21.11.2023	виконано
9	Підготовка презентації та доповіді	21.11-23.11.2023	виконано
10	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	23.11-24.11.2023	виконано

Здобувач-дипломник _____ Жеков Д.К.

Керівники роботи _____ Когут В.О.
 _____ Трандафілов В.В.

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

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

Здобувач-дипломник _____ Жеков Денис Костянтинович _____

ЗМІСТ

	стор.
РЕФЕРАТ.....	5
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ I. Теоретична частина.....	7
1.1 Актуальність теми	7
1.2 Аналіз останніх досліджень і публікацій.....	11
1.3 Застосування CO ₂ як холодоагенту в холодильних системах супермаркетів.....	20
1.4 Комерційні холодильні систем на R744.....	23
РОЗДІЛ II Розрахункова частина	29
2.1 Вихідні дані для розрахунку системи.....	29
2.2 Особливості розрахунку холодильної системи з CO ₂ для НТ і СТ споживачів, що працює по транскритичному циклі.....	31
2.3. Особливості розрахунку холодильної системи з CO ₂ для НТ і СТ споживачів, що працює по транскритичному циклі з паралельним стисненням	36
2.4. Розрахунок та аналіз холодильної системи з CO ₂ для НТ і СТ споживачів, що працює по транскритичному циклу з паралельним стисненням і ежектором.....	39
РОЗДІЛ III. Аналітична частина	56
3.1 Оцінка енергоефективності холодильних систем на R744.	56
3.2 Результати аналізу холодильних систем.....	60
РОЗДІЛ IV. Техніко-економічні показники проекту	67
РОЗДІЛ V. Охорона праці	74
Висновки	90
Список використаної літератури.....	91

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.2.11</i>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Дослідження та розробка принципового схемного рішення комбінованої системи для супермаркету на R744 з упровадженням сучасних холодильних технологій в умовах військового стану</i>	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Жеков Д.К.				4	92	
Перевір.		Трандафілов В.В.						
Реценз.								
Н. Контр.		Когут В.О.				<i>ОНТУ зр. ХМ-161М</i>		

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 92 сторінок тексту, 36 рисунків, 19 таблиця, 18 посилань на літературні джерела.

В даній роботі було розраховано та проаналізовано схемні рішення систем холодопостачання супермаркету на двох температурних рівнях з використанням діоксиду вуглецю.

Найбільший показник COP є для системи при температурі на виході з газоохолоджувача 30°C. Зниження COP складає 5-8% для низькотемпературного контуру, до 45% для середньотемпературного контуру – де вплив температури навколишнього середовища є найсуттєвішим та до 30% для системи загалом.

Мульти-ежектор контролює потужність, змінюючи комбінацію ежекторів у двійковій схемі. Таким чином потужність контролюється з кроком 5-6 кВт. Потужність між ступенями контролюється за допомогою регулятора нейтральної зони, як на компресорах.

Ключові слова: Супермаркет – бустерна холодильна установка – CO₂ – Потенціал глобального потепління – Ежектор – Енергетична ефективність

ABSTRACT

The qualification work consists of: 92 pages of text, 36 figures, 19 tables, 18 references to literary sources.

In this work, schematic solutions of supermarket refrigeration systems at two temperature levels using carbon dioxide were calculated and analyzed. The highest SOR indicator is for the system at a temperature at the exit from the gas cooler of 30°C. The reduction of SOR is 5-8% for the low-temperature circuit, up to 45% for the medium-temperature circuit - where the influence of the ambient temperature is the most significant, and up to 30% for the system as a whole. A multi-ejector controls power by changing the combination of ejectors in a binary pattern. In this way, the power is controlled in steps of 5-6 kW. The power between the stages is controlled by a neutral zone regulator, as on compressors.

Keywords: Supermarket - booster refrigeration unit - CO₂ - Global warming potential - Ejector - Energy efficiency

						Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Питання охорони навколишнього середовища та безпеки роботи холодильних установок є одними з найбільш актуальних під час проектування холодильного обладнання та вибору холодоагенту. Застосування традиційних холодоагентів обмежується різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їхньої жорсткості. Унаслідок цього останнім часом усе частіше рекомендується використовувати альтернативні холодоагенти. У зв'язку із заходами, що застосовуються світовим співтовариством для скорочення виробництва та споживання озоноруйнівних речовин і парникових газів, все більшого значення набувають природні холодоагенти: повітря, вода, вуглеводні, двоокис вуглецю та аміак.

За останні роки важливість CO₂ як холодоагенту в секторі холодильного обладнання для продовольчої торгівлі помітно зростає. Найважливіше при цьому те, що CO₂ – один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, які перспективні із погляду безпеки та нешкідливості для навколишнього середовища. CO₂ може використовуватися як холодоагент у холодильних системах різних типів, що працюють як у докритичних (субкритичних), так і надкритичних (транскритичних) циклах. Ефективне використання матеріальних енергетичних ресурсів на промислових підприємствах стає все більш актуальним для України, оскільки енергоємність українського промислового виробництва та сфери соціальних послуг в 2-3 рази більші за світові показники.

Більшість промислових підприємств в Україні використовують енергію неефективно, оскільки стара система не приділяла належну увагу енергозбереженню чи хоча би обліку затрат на енергозбереження.

						Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ I. Теоретична частина

1.1 Актуальність теми.

Метою та завданням даного дослідження розглянути особливості роботи транскритичної холодильної системи, проаналізувати особливості обладнання, яке входить до холодильної системи на CO₂.

Об'єктом дослідження є транскритична бустерна холодильна установка на R744. Транскритичні холодильні системи на CO₂ широко поширені в системах холодопостачання підприємств ритейлу (більше 7500 діючих об'єктів по всьому світу). Порівняно з традиційними установками на ГФВ холодоагентах, у помірному кліматі застосування транскритичної системи дозволяє знизити річне енергоспоживання на 15–20%. Окремо необхідно відзначити високий потенціал рекуперації тепла, що в більшості випадків повністю забезпечує потребу магазину в опаленні та гарячому водопостачанні. Бустерні системи з транскритическим циклом CO₂ вважаються найбільш перспективним варіантом застосування природних холодоагентів в сегменті роздрібною торгівлі у всіх країнах, де клімат не дуже жаркий. Транскритичні системи практично не застосовуються в промислових холодильних установках.

Основним методом дослідження є аналітичний огляд сучасних систем централізованого холодопостачання на CO₂, визначення переваг та недоліків систем холодопостачання торговельних підприємств із застосуванням CO₂ під час вибору інженерного рішення, виявлення перспективних тенденцій сучасного проектування холодильних систем торговельних підприємств.

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 торговельного холодильного обладнання, оскільки у великих магазинах дуже велика кількість одиниць такого

						Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Сьогодні багато торгових підприємств займають перші поверхи житлових будинків. Це пов'язано з тим, що будівництво окремо розташованої торгового комплексу потребує великих інвестицій, і тому підприємці прагнуть розміщувати збільшувати торгові площі за рахунок реконструкції старих магазинів. Природно, такі вбудовано-прибудовані до житлових будинків магазини при використанні в них холодильних систем з вбудованими агрегатами створюють властиву для цього типу обладнання проблему - підвищений, а найчастіше неприпустимий рівень шуму. По всій протяжності лінії морозильних ванн і охолоджуваних стелажів шум від вбудованих агрегатів створює істотні проблеми для мешканців будинку, відвідувачів і власників торгового підприємства. Використання систем виносного холоду кардинально вирішує проблему: звук концентрується в одному місці (машинне відділення) і його легше локалізувати. Що стосується стандартів, використання систем виносного холоду дозволяє не перевищувати рівень шуму 40 дБА. Таким чином, підвищується рівень комфорту торгового підприємства, що, безсумнівно, приваблює покупців.

Іншою істотною перевагою використання систем виносного холоду є відсутність в торговому залі і підсобних приміщеннях тепловіддачі від працюючих агрегатів. При роботі великої кількості вбудованих агрегатів, в торговому залі неминуче підвищується температура повітря. Особливо це помітно в літній період; коли температура повітря в магазині може бути навіть вище температури повітря на вулиці. Крім відсутності комфорту, підвищення температури повітря викликає нераціональний режим роботи агрегатів, а іноді

						Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

і їх аварійну зупинку. Можна, звичайно, впоратися з цією проблемою, витративши значну суму на покупку і устаткування торгових площ додатковими системами кондиціонування. Але, як правило, доцільніше використовувати системи виносного холоду, тепловіддача від яких відбувається поза приміщеннями магазину.

Центральні системи холодопостачання розраховані на тривалі терміни служби. Використовувані в системах виносного холоду компресори середньої і підвищеної потужності стійкіші до напружених режимам роботи. Термін служби таких компресорів складає не менше 8-10 років; вбудовані малі холодильні агрегати прослужать не більше 4 - 5 років. Вартість систем виносного холоду, безумовно, вище, тим не менш, все більше і більше власників торгових підприємств вибирають саме виносний холод, так як навіть при більш високих початкових витратах вони отримують більш надійне і якісне обладнання з високою експозиційної і завантажувального здатністю, яке прослужить їм довгий час.

Високу надійність централізованих систем холодопостачання забезпечує резервування холодильної потужності. «Гаряче» резервування потужності на увазі ситуацію, коли з якихось причин один з компресорів централі зупиняється по аварійній захисту. У цьому випадку інші компресори продовжують роботу, і зупинка одного компресора не позначається на температурних режимах холодильного обладнання в торговому залі. Завдяки «гарячому» резервування потужності у фахівців сервісної служби з'являється можливість усунути неполадки, не зупиняючи роботу всього торгового підприємства. «Холодне» резервування потужності передбачає установку в центральній системі додаткового «резервного» компресора. Цей захід, хоч і передбачає додаткові фінансові витрати, дозволяє мати в резерві одиницю потужності, яка може бути введена в експлуатацію в екстреному випадку, і забезпечує тим самим стабільне функціонування всієї холодильної системи. Резервні компресори встановлюються, як правило, в Централь, які обслуговують великі торгові площі, де навіть невеликий простий частини

						Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обладнання торгового залу обіцяє істотні фінансові втрати від зменшення торгового обороту, а, крім того, вимушена зупинка роботи магазину негативно впливає на імідж підприємства.

Як відомо, чим вище потужність компресора, тим вище його ККД. Використовувані в центральних системах компресори забезпечують помітно більш високий ККД, ніж вбудовані агрегати. А це обіцяє істотну економію у витраті електроенергії і, відповідно в експлуатаційних витратах.

Іноді, обладнавши підприємства торгівлі системами виносного холоду, фахівці стикаються з рядом проблем. Одна з них - проблема розміщення компресорних централей в підсобних приміщеннях магазину. У ряді випадків недостатньо великі дверні прорізи, коридори, незручні приміщення, великі габаритні розміри самих централей і т.д. не дозволяють встановити централь в машинному приміщенні, не вдаючись до її часткової розбиранні. У таких випадках централь вносять в приміщення по частинах і збирають безпосередньо на місці. Цей спосіб монтажу, звичайно, не дуже зручний: трудомісткість робіт по збірці централі в незабудованих умовах значно вище. Відомі випадки, коли для того, щоб встановити централь в підвальному приміщенні магазину, доводилося просто розбирати частину стіни підвалу. В іншому випадку, монтаж централі був пов'язаний з необхідністю її підйому краном для розміщення в горищному приміщенні будівлі, що зажадало створення спеціальної рамної конструкції. Практика показала, що при опрацюванні проекту універсаму з системою централізованого холодопостачання необхідно пам'ятати, що приміщення, куди передбачається встановити централі, має відповідати певним вимогам.

Деякі складнощі виникають з технічним обслуговуванням централізованих систем холодопостачання в регіонах, де недостатньо висококваліфікованих фахівців: надійна і безаварійна робота централей гарантується не тільки ретельним опрацюванням всього проекту, якісним монтажем, але також і подальшим кваліфікованим технічним

						Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обслуговуванням. Тому фахівці рекомендують купувати такі системи в компаніях, які мають значний досвід і висококваліфікованим персоналом.

Централізовані системи холодопостачання оснащені мікропроцесорними блоками, які керують роботою всієї системи. Збої в електроживленні (ривки напруги, «пропажа» фаз) централей можуть привести до збоїв в роботі блоку управління. Тому дуже важливо, щоб централь була підключена до лінії електроживлення зі стабільним напругою, що відповідає нормі.

На практиці в універсамах з торговою площею до 800 м² з комерційної точки зору вигідніше застосовувати змішані системи холодопостачання. У таких системах обладнання зі середньотемперату режимом роботи підключається до централізованої системи, а низькотемпературне - до одного або декількох винесених локальних агрегатів. У ситуаціях крайнього дефіциту площ використовують «компаундні» централі, що поєднують на одній рамі як середньо-, так і низькотемпературні компресори, що дозволяє в 2-2,5 рази зменшити площу машинного приміщення.

1.2 Аналіз останніх досліджень і публікацій.

До початку 1980-х років холодоагенти груп хлорофторвуглеців (ХФВ) і гідрохлорофторвуглеців (ГХФВ) займали домінуюче положення в холодильній промисловості та розглядалися як робочі речовини, яким притаманні тільки переваги порівняно з іншими холодоагентами. Проте з середини 1980-х років, коли вчені почали вивчати вплив ХФВ та ГХФВ на навколишнє середовище, ці холодоагенти стали предметом уваги у зв'язку з глобальними проблемами: парниковим ефектом та руйнуванням озонового шару Землі.

Двоокис вуглецю (вуглекислий газ, CO₂, R744) – один з найбільш перспективних природних холодоагентів. Він не горить, не руйнує озоновий шар, має низький потенціал глобального потепління (ПГП=1), але при цьому небезпечний для здоров'я в концентраціях, що перевищують 5% за об'ємом. R744 можна використовувати як робочу речовину в системах кондиціонування

						Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

автомобілів і житлових приміщень, у теплових насосах, системах холодопостачання підприємств ритейлу та харчової індустрії, вендінг-торгівлі. CO₂ як холодоагент може використовуватися у холодильних системах різних типів, як субкритичних, так і транскритичних. У разі застосування CO₂ як холодоагенту для будь-яких типів холодильних систем необхідно враховувати як потрійну, так і критичну точку. За тиску 5,2 бар і температурі $-56,6^{\circ}\text{C}$ CO₂ досягає так званої потрійної точки. У цій точці всі три фази існують у рівноважному стані. За температури $+31,1^{\circ}\text{C}$ і тиску 73,6 бар CO₂ досягає своєї критичної точки. У цій точці густина CO₂ у рідинній і паровій фазі однакова. Отже, розходження між двома фазами 159 зникає, й CO₂ існує в транскритичній фазі, тобто CO₂ не може конденсуватися за температури вище 31°C . Властивості CO₂ дуже відрізняються від властивостей ГФВ. Основною проблемою для проектувальників є високий робочий тиск. Але з іншого боку, CO₂ притаманні високі термодинамічні показники та низькі втрати тиску, що дає можливість створення високоефективних холодильних систем. Найбільш широко CO₂ застосовується в каскадних системах, розроблених для промислових холодильних установок. Це обумовлено тим, що діапазон робочих тисків для цього випадку дозволяє використовувати стандартне обладнання (компресори, регулятори та клапани), наявне в продажі. Як правило, на високотемпературному боці використовуються холодоагенти HC, HFC або NH₃, на низькотемпературному боці використовується CO₂. Відмінною рисою холодильних систем, які працюють за транскритичним циклом на CO₂, є те, що використовується тільки один холодоагент – CO₂. Особливість транскритичної схеми в тому, що під час її роботи не відбувається конденсації холодоагенту, завдяки чому досягається мінімальна різниця між температурою навколишнього середовища та температурою холодильного агента, що використовується для перенесення тепла в системі рекуперації. Ця властивість дає можливість збільшити кількість тепла, що рекуперується за умов збільшення температури навколишнього середовища. Порівняно з традиційними установками на ГФВ холодоагентах, у помірному кліматі

						Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

застосування транскритичної системи дозволяє знизити річне енергоспоживання на 15–20%.

Низка компаній розробили та пропонують каскадні холодильні центральні на CO₂, що використовуються для систем холодопостачання супермаркетів. Поршневі напівгерметичні компресори для CO₂ як холодоагенту як для субкритичного, так і для транскритичного циклів пропонують багато виробників, зокрема, такі як Danfoss, Bitzer, GEA Bock, Dorin SpA.

Розглянемо особливості роботи транскритичної холодильної системи, принципова схема якої зображена на рис. 1.17. У теплий період року, за температури навколишнього середовища (Тнс) вище +25–27°C, CO₂ що нагнітається в газоохолоджувач (2), не може бути сконденсований, тому що за таких умов холодоагент перебуває в транскритичному стані. Відповідно в теплообмінному апараті відбувається тільки охолодження транскритичного CO₂ до температури на 3–5° вище Тнс. Далі, після розширення у вентилі високого тиску (3), транскритичний CO₂ розділяється на два фазових стани: рідина та газ. «Надлишковий» газ, що утворився в ресивері (4), відправляється по байпасній лінії через пропускний вентиль (5) у лінію усмоктування високого тиску. В іншу пору року, коли температура навколишнього середовища (Тнс) нижче +20°C, CO₂ конденсується в газоохолоджувачі та в рідкому вигляді направляється в ресивер. На сьогодні найбільш широко розповсюджені транскритичні бустерні холодильні системи. Бустерною називається така система, в якій є дві стадії стиску одного холодоагенту: CO₂ нагнітається компресором низького тиску на порт усмоктування компресора високого тиску (1). У цій холодильній системі можна виділити 4 рівні проектних тисків (рис. 1.1). Секція високого тиску починається з компресора високого тиску (1), проходить через газоохолоджувач (2), а закінчується вентилем регулювання високого тиску (3). Розрахунковий тиск у цій секції, як правило, становить від 90 до 120 бар, робочий від 45 до 100 бар.

						Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

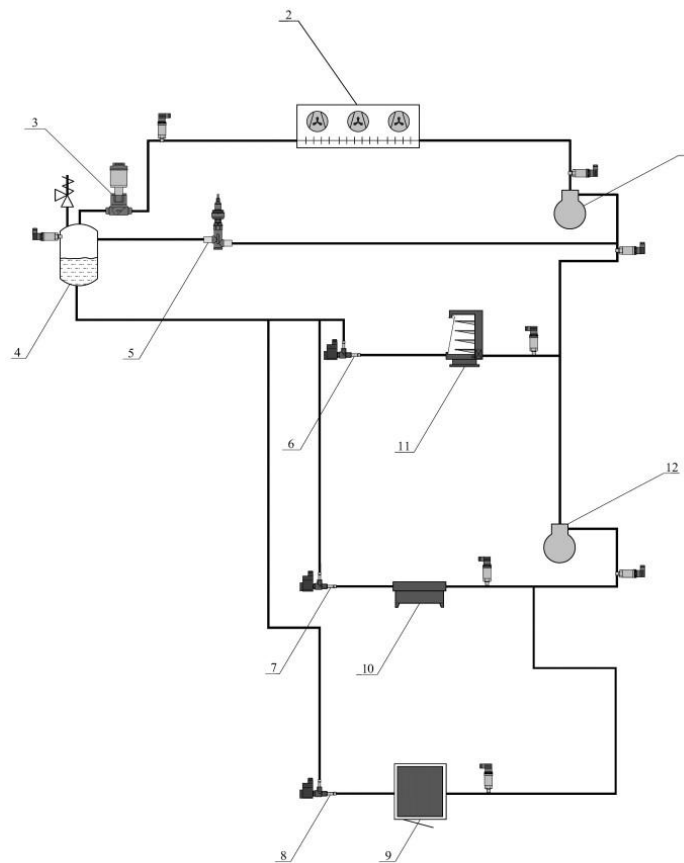


Рис. 1.1 Принципова схема транскритичної холодильної системи

Секція проміжного тиску, яка йде від вентиля високого тиску (3), де потік розділяється на газ і рідину в ресивері (4). Газоподібна фаза відводиться в усмоктувальну лінію компресора високого тиску через пропускний вентиль (5). Рідка фаза подається до розширювальних вентилів (6, 7, 8), де відбувається її розширення перед подачею в низькотемпературний (9, 10) і середньотемпературний (11) випарники.

Розрахунковий тиск у цій секції становить 90 бар (за умови, що не потрібне охолодження ресивера в разі простою холодильної системи) або 60 бар (за наявності допоміжної системи охолодження ресивера), робочий тиск від 30 до 40 бар.

Секція середнього тиску починається від середньотемпературного випарника (11) до сторони усмоктування середньотемпературного компресора (1). Граничний тиск 60 бар, робочий від 20 до 30 бар.

Секція низького тиску йде від низькотемпературних випарників (9, 10) до вентилів регулювання тиску й до сторони усмоктування

						Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

низькотемпературного компресора (12). Як видно з рисунку, газ із низькотемпературних випарників стискується в низькотемпературному компресорі (12) і змішується з газами, що надходять із середньотемпературного випарника й байпасної лінії. Звідти газ подається в усмоктувальну лінію компресора високого тиску та заповнює контур. Граничний тиск 45 бар, робочий від 10 до 16 бар.

Як видно з наведеного вище, існують деякі відмінності та конструктивні особливості транскритичної бустерної холодильної системи на CO₂ порівняно з традиційними холодильними системами, що в першу чергу пов'язано з високим тиском у системі. Розглянемо детально конструктивні особливості основних елементів транскритичної бустерної холодильної системи.

Головною відмінністю транскритичної бустерної холодильної системи є теплообмінний апарат – газоохолоджувач, призначений для охолодження стислого до високого тиску холодильного агента.

Конструкція газоохолоджувача, порівняно з існуючими традиційними конденсаторами, набагато складніша, у тому числі через підвищений робочий тиск, (до 150 бар), що майже в 4 рази вище, та в 2 рази вищу температуру (+150°C) і має низку особливостей.

Корпус газоохолоджувача повинен бути виготовлений з високоміцних матеріалів, трубки для охолодження CO₂ з міді та оребрення з алюмінію здатні витримувати тиск системи 120 бар. У той же час газоохолоджувач може забезпечити значно більш високий рівень відведення теплоти та малу витрату повітря за відповідно більш низької потужності вентилятора. Зниження витрати повітря дає значні переваги з погляду зниження фронтальної площі оребрення та зменшення витрат енергії на вентилятори. Це дає можливість використовувати один вентилятор замість декількох, зменшити габарити (на 50%) за рахунок зменшення в 2 рази фронтального перетину та подвоєння рядів трубок, при цьому поверхня теплообміну практично залишається незмінною, витрати енергії на вентилятори (на 66%) і рівень шуму (на 4,8 дБ).

						Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Особливо важливий внутрішній об'єм газоохолоджувача, тому що від нього залежить розмір ресивера. У газоохолоджувачі відбувається радикальна зміна середньої густини газу CO₂, стан якого змінюється від транскритичного до субкритичного, визначаючи тим самим розмір ресивера.

У системах на CO₂ ресивер виконує ще й функцію віддільника рідини, де за допомогою сили тяжіння рідина відділяється від газу, у ньому підтримується певний рівень рідини, яка потім подається на випарники, а газ відсмоктується компресором.

Потік CO₂ подається у випарник або завдяки різниці тисків (системи з безпосереднім кипінням), або за допомогою насоса. Оскільки CO₂ має більш високі робочі тиски, чим більшість інших холодоагентів за відповідних температур, то це необхідно враховувати під час визначення робочого тиску системи на стадії проектування.

Тиск у ресивері повинен регулюватися клапаном із кроковим двигуном та бути вище величини, за якої відбувається випаровування в середньотемпературних випарниках, для забезпечення різниці тисків на середньотемпературному розширювальному клапані. З іншого боку, цей тиск повинен бути нижче величини, закладеної під час проектування.

Ще однією вагомою конструктивною відміною є необхідність підтримання проміжного тиску в ресивері транскритичної холодильної системи в разі простою.

Для більшості холодильних установок, що працюють на традиційних холодоагентах, зупинка не веде за собою підвищення максимального робочого значення тиску для компонентів системи. Для системи на CO₂ тиск під час простоювання може досягати величини 65–80 бар (що відповідає температурі 25–30°C). Це перевищує величину максимального робочого тиску більшості компонентів системи та вимагає додаткових заходів для зниження та підтримання тиску.

						Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Існує два головних фактори, які визначають тиск CO₂ під час простоювання: температура навколишнього середовища, ступінь заправлення системи.

Поки CO₂ перебуває у вигляді рідини, тиск у системі буде дорівнювати тиску насичення, відповідаючи навколишній температурі (наприклад, якщо навколишня температура дорівнює 20°C, тиск відповідно буде приблизно 57 бар).

Якщо CO₂ перебуває у вигляді газу, то його тиск є ненасиченим і росте повільніше, хоча величина цього тиску буде вища, ніж у традиційних холодоагентів за тих самих умов. Наприклад, якщо весь рідкий CO₂ перетвориться на газ за температури 0°C, то відповідно його тиск буде дорівнювати 34,8 бар. Якщо потім навколишня температура зросте до 30°C, то величина тиску збільшиться тільки до 42,5 бар. Цей принцип може бути використаний для обмеження росту тиску в системі за умови заправлення обмеженої кількості холодоагенту, а для підтримання прийняттого рівня тиску необхідно передбачити додатковий окремий розширювальний ресивер для CO₂.

Коли тиск у системі збільшиться, холодоагент CO₂ пропускається в цей ресивер через спеціальний клапан. Головна умова – досить великі розміри розширювального ресивера, щоб прийняти кількість холодоагенту, достатню для підтримання постійного тиску в іншій частині системи. При запуску системи газ CO₂ повертається в усмоктувальну лінію через регулятор тиску, на якому встановлений спеціальний регулювальний пристрій.

Найбільш поширеними заходами для підтримання тиску під час зупинки транскритичної холодильної установки є допоміжна система охолодження ресивера та часткове викидання CO₂ в атмосферу.

За збільшення тиску в системі невелика кількість CO₂ може бути видалена в атмосферу, перш ніж він досягне гранично допустимої величини, передбаченої

						Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

проектом. При цьому відбувається охолодження рідкого CO₂, що залишився в ресивері, завдяки закипанню.

Для комерційних холодильних систем (наприклад, систем супермаркетів або гіпермаркетів, розподільних складів тощо) для охолодження ресивера холодоагенту CO₂ використовується окремий компресорно-конденсаторний агрегат невеликої холодопродуктивності. Коли тиск у системі, що простоює, починає зростати, запускається допоміжна холодильна установка для охолодження ресивера з холодоагентом CO₂, тим самим не даючи тиску перевищити максимально допустимий рівень.

Випарники транскритичних холодильних установок не зазнають дії особливо високих тисків. Звичайно максимальний робочий тиск знаходиться в межах 45–60 бар. Такий тиск не вимагає спеціальної конструкції випарника, а тільки деякого коректування товщини та діаметра труб. Завдяки ефективності CO₂ розміри трубопроводів установок можуть бути істотно зменшені. Звичайно діаметр становить від 3/8” до 5/8”, і для забезпечення необхідної продуктивності можна використовувати випарники менших розмірів.

Бустерні системи вимагають особливої конструкції трубопроводів для того, щоб компресор низького ступеня зміг стиснути холодоагент і подати його на усмоктування компресора високого ступеня, заощаджуючи енергію та роботу.

Розміри компонентів (труб, трубопроводної арматури та елементів автоматики) на газових лініях у холодильних установках на CO₂ менше порівняно з установками на традиційних холодоагентах, компоненти рідинних ліній не відрізняються за розмірами. Наприклад, для установки холодопродуктивністю 250 кВт за температури кипіння -40°C діаметр усмоктувальної труби на аміаку складає 125 мм, а на CO₂ – 65 мм. При цьому діаметри труб рідкого холодоагенту після лінійного ресивера будуть відповідно 32 і 65 мм.

Особливої уваги заслуговує питання запобігання потраплянню вологи в холодильну систему. Волога в системах із CO₂ може створювати досить

						Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

серйозні проблеми. У разі взаємодії із CO₂ волога утворює вугільну кислоту, яка піддає корозії трубопроводи. Незважаючи на те, що тиск у системах із CO₂ набагато вище атмосферного, волога може проникати усередину одним із таких способів:

- разом із холодоагентом під час заправлення (залежить від ступеня сухості CO₂);
- через сальники за рахунок різниці парціального тиску;
- під час заміни вставок фільтрів. Це особливо важливо враховувати, адже CO₂ вважається безпечним холодоагентом, тому під час проведення робіт із технічного обслуговування не передбачені суворі заходи безпеки;
- під час заправлення мастила в компресор.

Максимально припустима кількість вологи в системі CO₂ менша, ніж у системах з іншими традиційними холодоагентами. Якщо вміст вологи перевищить точку роси, і температура в системі буде нижче 0°C, волога буде замерзати, що приведе до ускладнень (зокрема, будуть забиватися пілотні канали регулюючих приладів, наприклад клапанів). Вода легко може бути вилучена із системи за допомогою стандартних адсорбційних фільтрів осушувачів, ефективність роботи яких на CO₂ дуже висока. Для контролю вологості також можна застосовувати стандартні оглядові стекла, розраховані на більш високий робочий тиск.

Необхідно відзначити ще одну важливу конструктивну особливість – можливість у транскритичних системах на CO₂ ефективно використовувати рекуперацію теплоти для одержання гарячої води для технологічних потреб і підігрівання теплоносія для опалення. На відміну від фреонових машин, де є проблеми, пов'язані з одержанням високопотенційної теплоти, на холодильних машинах, що працюють у транскритичному циклі на CO₂, таких проблем немає. Уся теплота є високо потенційною, тому фактично можна використовувати весь перегрів, відключаючи, за необхідності, газоохолоджувач.

						Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конструктивно це може бути реалізовано таким чином: перед газоохолоджувачем на лінії високого тиску встановлюють один або два теплообмінних апарати для відведення теплоти (рис. 1.2).

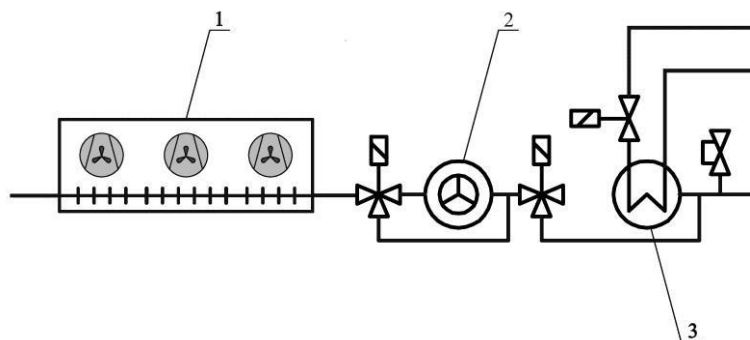


Рис. 1.2. Варіант конструктивної реалізації рекуперації теплоти: 1 – газоохолоджувач; 2 – теплообмінник повітряний; 3 – теплообмінник водяний

Триходові клапани направляють CO₂, що нагнітається компресорами у теплообмінники відповідно до потреби в опаленні та гарячому водопостачанні. Надлишкове тепло направляється в газоохолоджувач.

1.3 Застосування CO₂ як холодоагенту в холодильних системах супермаркетів

За останні роки перспективність CO₂ як холодоагенту помітно зростає. Діоксид вуглецю - один з небагатьох хладагентів для холодильних систем, актуальний з точки зору ефективності застосування і безпеки для навколишнього середовища. Застосування традиційних холодоагентів обмежується різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їх посилення. У зв'язку з цим природні холодоагенти знаходять все більше застосування. Ми починаємо рубрику, присвячену використанню холодоагенту CO₂ в області штучного холоду.

Холодоагент CO₂ належить до групи так званих природних холодоагентів (аміак, пропан, бутан, вода і ін.) Має нульовий потенціал руйнування озонового шару Землі (ODP = 0) і є еталонною одиницею при

						Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розрахунку потенціалу глобального потепління ($GWP = 1$). У кожного з природних холодоагентів є свої недоліки, наприклад, аміак токсичний, пропан горючий, а у води обмежена область застосування. На відміну від них CO_2 не токсичний і не горючий, хоча його вплив на навколишнє середовище не є однозначним. З одного боку, CO_2 міститься в навколишньому повітрі і необхідний для протікання життєвих процесів. З іншого боку, вважається, що більша концентрація вуглекислоти в повітрі є однією з причин глобального потепління.

Ініціатива повернутися до використання CO_2 в холодильній техніці належить скандинавським країнам, де закони значно обмежують використання холодоагентів HFC та HCFC. В якості холодоагенту для промислових установок традиційно застосовується аміак, але його кількість в системі обмежена. Це не є проблемою для установок, що працюють на високі і середні температури (до $-15 / -25 \text{ }^\circ\text{C}$), де кількість аміаку скорочується застосуванням вторинного хладоносителя. Для більш низьких температур застосування вторинного хладоносителя неефективно через великі втрати на різниці температур, в цьому випадку використовують CO_2 .

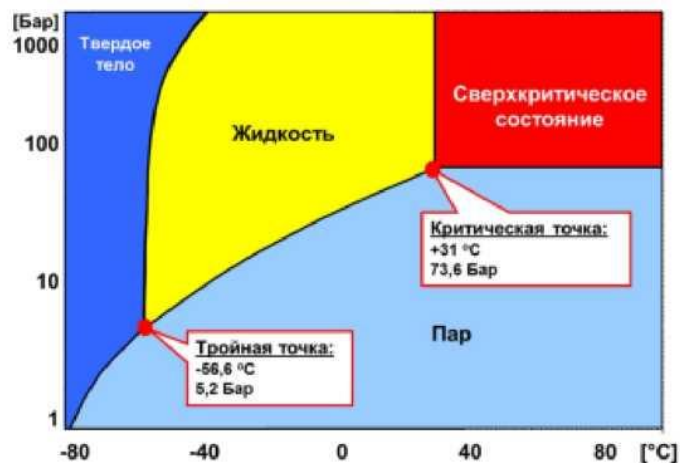
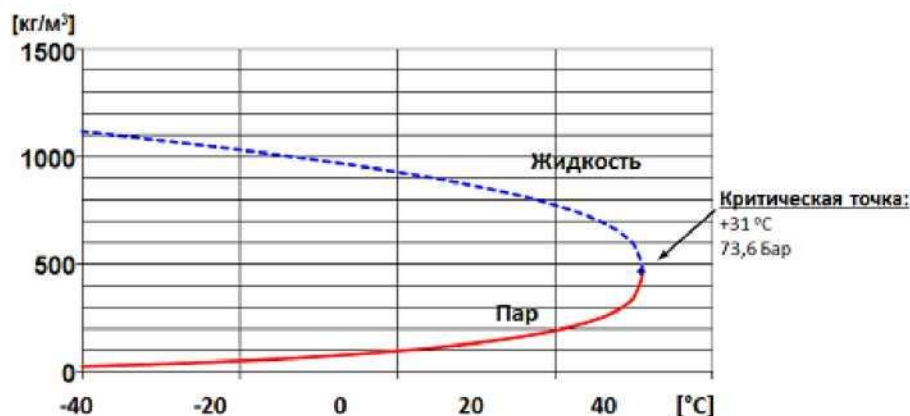


Рис. 1.3. Фазова діаграма CO_2

На малюнку вище приведена фазову діаграму CO_2 . Криві лінії, які розділяють діаграму на окремі ділянки, визначають граничні значення тисків і температур для різних фаз: рідкої, твердої, парової або надкритичної. Точки на цих кривих визначають тиску і відповідні їм температури, при яких дві фази

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

знаходяться в рівноважному стані, наприклад, тверда і парова, рідка і парова, тверда і рідка.



При атмосферному тиску CO₂ існує в твердій або паровій фазах. При такому тиску рідка фаза не існує. При температурах нижче -78,4 ° С діоксид вуглецю знаходиться в твердій фазі («сухий лід»). При підвищенні температури CO₂ сублімує в парову фазу. При тиску 5,2 бар і температурі - 56,6 ° С холодоагент досягає, так званої, потрійної точки. У цій точці всі три фази існують в рівноважному стані. При температурі + 31,1 ° С CO₂ досягає своєї критичної точки, де його щільності в рідинній і паровій фазі однакові (малюнок вище). Отже, відмінність між двома фазами зникає і CO₂ існує в сверхкритическом стані.



Рис. 1.4 Транскритичний цикл

Діоксид вуглецю може використовуватися в якості холодоагенту в холодильних системах різних типів, як субкритичних, так і транскритических. При використанні CO₂ в якості холодоагенту необхідно враховувати як

					Арк.
					22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

потрійну, так і критичну точку для будь-яких типів холодильних систем. У субкритичному циклі CO₂ (малюнок вище) весь діапазон робочих температур і тисків лежить між критичною і потрійною точками. Одноступінчаті холодильні цикли CO₂ аналогічні іншим холодоагентів, але мають деякі несприятливі чинники, пов'язані в першу чергу з обмеженням значень температур і тисків.

Транскритическіе холодильні системи на CO₂ в даний час використовуються в невеликих і комерційних холодильних установках, а саме: в мобільних системах кондиціонування повітря, невеликих теплових насосах і системах охолодження супермаркетів. Транскритическіе системи практично не застосовуються в промислових холодильних установках. Робочий тиск в субкритичному циклі зазвичай знаходиться в діапазоні від 5,7 до 35 бар при відповідній температурі від -55 до 0 ° С. При відтаванні випарника гарячим газом значення робочого тиску збільшується приблизно на 10 бар.

Найбільш широко CO₂ застосовується в каскадних системах промислових холодильних установок. Це обумовлено тим, що діапазон робочих тисків дозволяє використовувати стандартне обладнання (компресори, Регулятори й редуктори).

Існують різні види каскадних холодильних систем на CO₂: системи з безпосереднім кипінням, системи з насосною циркуляцією, системи на CO₂ із вторинним ропні контуром або комбінації цих систем.

1.4 Комерційні холодильні систем на R744

CO₂ може використовуватися в якості холодоагенту в системах як з субкритичного, так і з транскритическім холодильним циклом.

У класичному субкритичного холодильному циклі, який традиційно використовується, наприклад, в більшості холодильних систем на фреонах, весь діапазон робочих температур і тисків знаходиться нижче критичної точки і вище потрійної точки. Подібні системи на CO₂ характеризуються простотою конструкції, обмеженим діапазоном робочих температур і високим тиском.

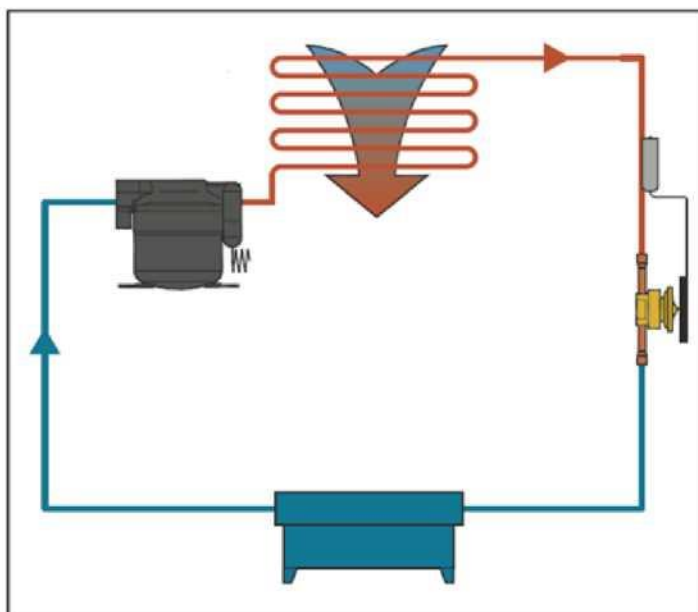
						Арк.
						23
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Робочий тиск в субкритичного циклі знаходиться зазвичай в діапазоні від 5,7 до 35 бар при відповідній температурі від -55 до 0 ° С. Якщо випарник оттаївається гарячим газом, то значення робочого тиску збільшується приблизно на 10 бар.

Відмітна риса холодильних систем, що використовують транскритическій цикл охолодження, відсутність в конструкції конденсатора. Замість нього використовується газоохолоджувач.

Це пов'язано з тим, що відведення тепла від холодоагенту в транскритическом циклі відбувається при температурі, що перевищує критичну точку, так що конденсації при цьому не відбувається.

Так як фазовий перехід не здійснюється, при проходженні через газоохолоджувач температура CO₂ продовжує знижуватися. Теплоємність CO₂ при охолодженні також змінюється. Різниця температур між охолоджуючим середовищем і CO₂ в газоохолоджувачі зазвичай становить половину аналогічної різниці температур при конденсації холодоагенту. Щоб домогтися максимальної продуктивності, газоохолоджувач виконують у вигляді теплообмінника протivotочного типу.



1.5 Схема найпростішої холодильної установки, що працює в транскритичному режимі

Найпростіша транскрітіческая установка складається з компресора, газоохолоджувача, випарника і розширювального пристрою (дросельного отвору або капілярної трубки). У найпростіших установках немає регуляторів тиску, і вони, отже, працюють при оптимальному високому тиску і максимальній продуктивності при даних незмінних умовах роботи. Іншим варіантом є використання термостатичного клапана для регулювання температури охолодження газу.

Однією з найбільш перспективних для застосування в холодному кліматі є транскрітіческая бустерна система. Вона економічніша в порівнянні з системами, що працюють на фреоні R404a, і в той же час відрізняється простотою конструкції.

Типова транскрітіческая углекислотная бустерна система поділяється на три секції: високого, середнього та низького тиску.

Секція високого тиску починається з компресора високого тиску, проходить через газоохолоджувач і теплообмінник на всмоктуючої лінії, а закінчується клапаном регулювання високого тиску. Розрахунковий тиск в цій секції, як правило, становить від 90 до 120 бар.

Секція середнього тиску починається від розширювального клапана високого тиску, де потік розділяється на газ і рідина в ресівері.

Газоподібна фаза відводиться у всмоктувальну лінію компресора високого тиску через перепускний клапан. Рідка фаза подається до розширювальним клапанів, де відбувається її розширення перед подачею в низькотемпературний і середньотемпературна випарники.

						Арк.
						25
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

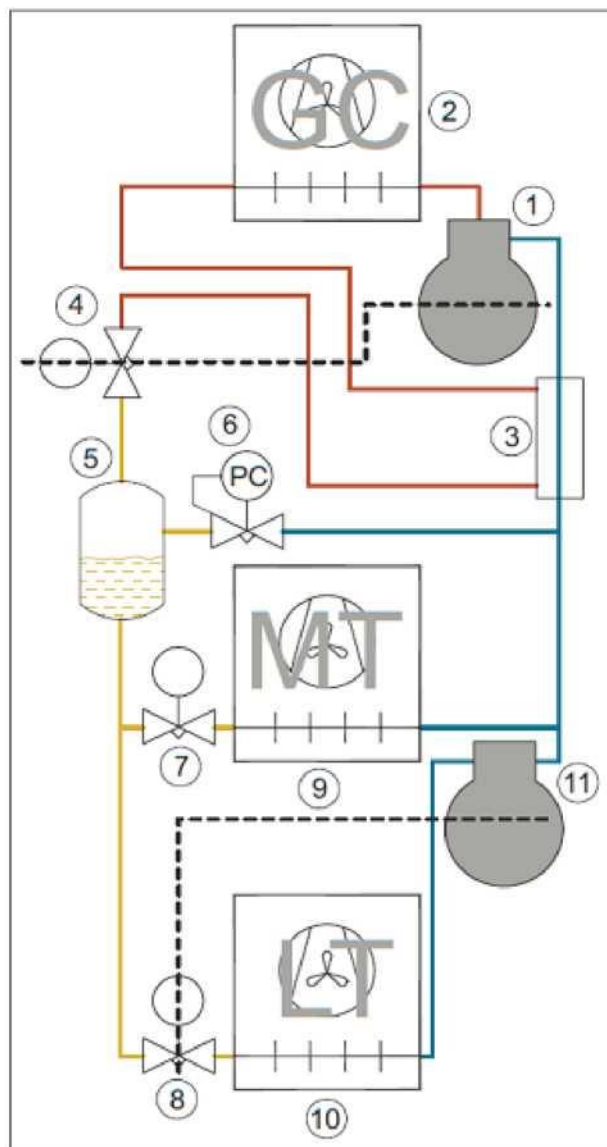


Рис. 1.6 Схема транскритичної бустерної системи з газовим перепускним клапаном

Газ з низькотемпературного випарника стискається в низькотемпературному компресорі і змішується з газами, які надходять з середнетемпературного випарника і перепускний лінії. Звідси газ подається у всмоктувальну лінію компресора високого тиску і заповнює контур.

Розрахунковий тиск в середнетемпературній секції зазвичай становить 40-45 бар, а в низькотемпературній секції - 25 бар. При цьому все частіше середнетемпературна і низькотемпературна секції розраховуються на однаковий тиск.

Найбільш широко CO₂ застосовується в каскадних системах. В цьому випадку діапазон робочих тисків дозволяє використовувати стандартне обладнання (компресори, Регулятори й редуктори), доступний у продажу.

Існують різні види каскадних холодильних систем на CO₂: з безпосереднім кипінням, з насосною циркуляцією, з вторинним ропні контуром, а також комбінації цих систем. Каскадна система складається з двох ізольованих холодильних контурів, сполучених через каскадний теплообмінник. В даний час поширення набули системи, в яких в якості холодоагенту на низькотемпературної стороні використовується CO₂, а на високотемпературної стороні - вуглеводні, гідрофторвуглеці (ДФУ) або аміак. Високотемпературного холодоагенту для каскадної системи потрібно дуже небагато (значно менше в порівнянні зі звичайною системою аналогічної продуктивності на тому ж хладагенте).

При цьому робочий тиск CO₂ в каскадних системах зазвичай невисока - 40-45 бар, що відповідає температурі від +5 до + 10 ° С, а різниця температур у каскадного теплообмінника - відносно низька. Такі пристрої особливо ефективні в умовах жаркого клімату.

Потік CO₂ в низькотемпературному контурі каскадної системи подається у випарник або завдяки різниці тисків, або за допомогою насоса.

Система з безпосереднім кипінням холодоагенту є більш простий, так як в ній відсутній насос і пристрої контролю рівня рідини. Така система має також меншу заправку холодоагентом. Недоліком даної схеми є знижена ефективність через більш високого перегріву на всмоктуванні.

Тому така схема зазвичай використовується в невеликих холодильних установках.

						Лрк.
						27
Зм.	Лрк.	№ докум.	Підпис	Дата		

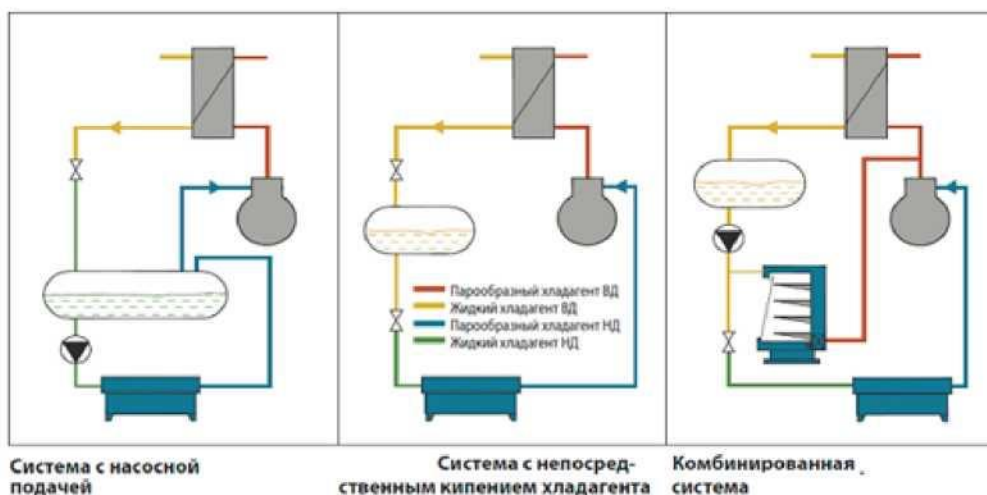


Рис. 1.7. Різні види компоновки каскадних систем

Каскадні системи на CO₂ з насосною подачею відрізняються високою ефективністю, а невеликий розмір трубопроводів, використовуваний як в низькотемпературних, так і в середнетемпературних застосуваннях робить ці установки унікальними в порівнянні з розсолів системами.

Кращим застосуванням схеми з насосною циркуляцією є установки з відносно високою продуктивністю. В установках з невеликої або змінною продуктивністю управління насосами важко.

Висновок

Сьогодні очевидно, що транскритичні технології дозволяють підвищити рівень ефективності системи, забезпечуючи при цьому прийнятний термін окупності. Використання CO₂ в якості холодильного агента дозволяє знизити негативний вплив синтетичних холодильних агентів на навколишнє середовище.

РОЗДІЛ II. Розрахункова частина

2.1 Вихідні дані для розрахунку системи

Традиційно для систем холодопостачання торговельних підприємств 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 R744.

Особливістю супермаркету є наявність споживачів холоду на двох температурних рівнях - низькотемпературному (НТ, розрахункова температура кипіння $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$) і середнетемпературному (СТ, розрахункова температура кипіння $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$). 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

$$q_0^{\text{обш}} = q_0^{\text{СТ}} \times g_{\text{СТ}} + q_0^{\text{НТ}} \times g_{\text{НТ}} \quad (2.1)$$

- мінімальна необхідна питома робота (електроенергія) для генерації холоду

$$l_{\text{min}}^{\text{обш}} = l_{\text{min}}^{\text{СТ}} \times g_{\text{СТ}} + l_{\text{min}}^{\text{НТ}} \times g_{\text{НТ}} \quad (2.2)$$

- адіабатне робота стиснення

$$l_{\text{ад}}^{\text{обш}} = l_{\text{ад}}^{\text{СТ}} \times g_{\text{СТ}} + l_{\text{ад}}^{\text{НТ}} \times g_{\text{НТ}} \quad (2.3)$$

- дійсна витрачається питома робота стиснення

						Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_{\text{сж}}^{\text{обш}} = l_{\text{сж}}^{\text{ст}} \times g_{\text{ст}} + l_{\text{сж}}^{\text{нт}} \times g_{\text{нт}} \quad (2.4)$$

- ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{\text{терм}}^{\text{обш}} = \frac{l_{\text{min}}^{\text{обш}}}{l_{\text{сж}}^{\text{обш}}} \quad (2.5)$$

- холодильний коефіцієнт при адіабатні процесі стиснення

$$\varepsilon_{\text{ад}}^{\text{обш}} = \frac{q_0^{\text{обш}}}{l_{\text{ад}}^{\text{обш}}} \quad (2.6)$$

- дійсне значення холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_{\text{д}}^{\text{обш}} = \frac{q_0^{\text{обш}}}{l_{\text{сж}}^{\text{обш}}} \quad (2.7)$$

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

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 20 °С;
- Охолодження середнетемпературного контуру - 120 кВт;
- Охолодження низькотемпературного контуру - 70 кВт.

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

Однією з особливостей CO₂ є висока температура нагнітання, тому доцільно проектувати єдину холодильну систему з «корисними»

						Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навантаженнями на рівні низького і середнього тиску. Вихідні дані для аналізу циклів CO₂ показані в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Вихідні дані для аналізу циклу на CO₂

Тиск кипіння НТ, бар (абс)	12,05
Температура кипіння НТ, °С (К)	-35 (238)
Тиск кипіння СТ, бар (абс)	26,5
Температура кипіння СТ, °С (К)	-10 (263)
Тиск нагнітання 2 ступені, бар(абс)	91,0
Тиск в проміжному посудині, бар (абс)	34,8
Температура навколишнього середовища, °С (К)	+32 (305)
Температура в споживачах НТ, °С (К)	-20 (253)
Температура в споживачах СТ, °С (К)	0 (273)
Охолодження низькотемпературного контуру Q _{нт} , кВт	70
Охолодження середнетемпературного контуру Q _{ст} , кВт	120
Ступінь стиснення низькотемпературного контуру	2,83
Ступінь стиснення середнетемпературного контуру	3,43
Адіабатний ККД першого ступеня стиснення $\eta_{ад1}$	0,6
Адіабатний ККД другого ступеня стиснення $\eta_{ад2}$	0,65
Адіабатний ККД паралельного стиснення $\eta_{адпар}$	0,68

2.2. Особливості розрахунку холодильної системи з CO₂ для НТ і СТ споживачів, що працює по транскритичному циклі

Оскільки транскритичні цикли з CO₂ (Рис. 2.1, 2.2) для є досить новими, наведемо опис його роботи.

Пари холодоагенту, що утворилися при кипінні $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ в випарнику Вип_{HT} від теплового навантаження Q_{HT} , стискаються компресором нижній сходи́нці KM1 від тиску точки 1 до тиску точки 2. Змішуються з парами холодоагенту, що утворилися при кипінні холодоагенту на рівні $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в випарнику Iст від теплового навантаження $Q_{\text{ст}}$, і парами, що утворилися при дроселювання PB4 від точки 8 до точки 10, після цього відбувається стиснення в компресорі другого ступеня KM2 від тиску точки 3 до тиску точки 4.

Після цього пари потрапляють в охолоджувач газу ОГ , де охолоджуються від температури нагнітання до температури, що перевищує температуру навколишнього середовища на величину недорекуперації. Процес відбувається в сверхкритической області.

Охолоджені пари дроселюють в PB3 до тиску проміжного судини ПС ($34,8\text{ бар абс.}$), Частина парів відкачується компресором через дросельний вентиль PB4 , ентальпія решти при цьому знижується до стану точки 7.

Далі насичена рідина точки 7 дроселюється до середнетемпературного і низькотемпературного рівнів в PB2 і PB1 відповідно. Цикл повторюється. Даний цикл можна назвати базовим, оскільки, як буде видно нижче, наступні 2 циклу представляють його модифікацію з метою зменшення енергетичних втрат.

Зробимо розрахунок і аналіз базового транскритіческого циклу CO2

Питома масова холодопродуктивність середнетемпературного контуру:

$$q_{o_ст} = h_{12} - h_9 \quad (2.8)$$

Питома масова холодопродуктивність низькотемпературного контуру:

$$q_{o_HT} = h_{11} - h_1 \quad (2.9)$$

						Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

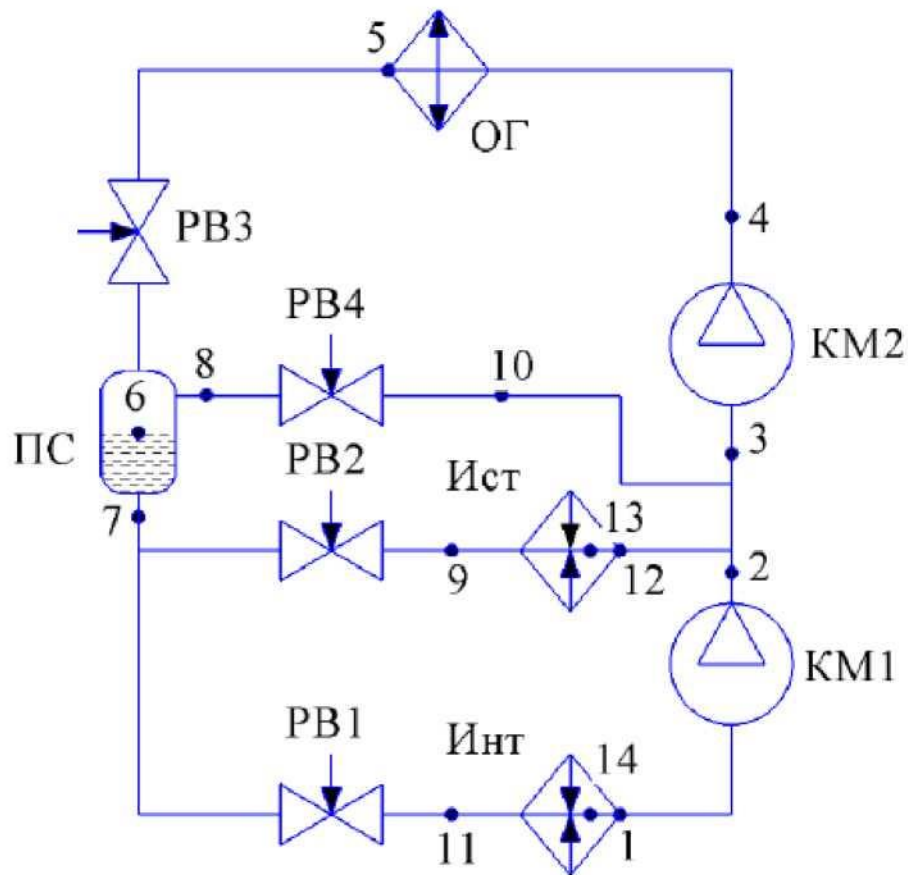


Рис. 2.1. Принципова схема транскритичної холодильної системи CO₂ (Система 1): КМ1 – компресор першого ступеня стиснення, КМ2 – компресор другого ступеня стиснення, ОГ – охолоджувач газу, ПС – проміжний посудину, Вип_{ст} – випарник середнетемпературних споживачів, Вип_{нт} – випарник низькотемпературних споживачів, РВ1, РВ2, РВ3, РВ4 – регулюючі вентилі.

Відносні масові витрати низькотемпературного і середнетемпературного контурів:

$$g_{HT} = 1$$

$$g_{CT} = \frac{G_{CT}}{G_{HT}} = 5,1 \quad (2.10)$$

Відносний масова витрата другого ступеня стиснення g_2 визначимо з енергетичного балансу проміжного судини.

$$g_2 \times h_6 = (g_{HT} + g_{CT}) \times h_7 + (g_2 - g_{HT} - g_{CT}) \times h_8 \quad (2.11)$$

$$g_2 = (g_{HT} + g_{CT}) \times \frac{h_8 - h_7}{h_8 - h_6} = 10,6 \quad (2.12)$$

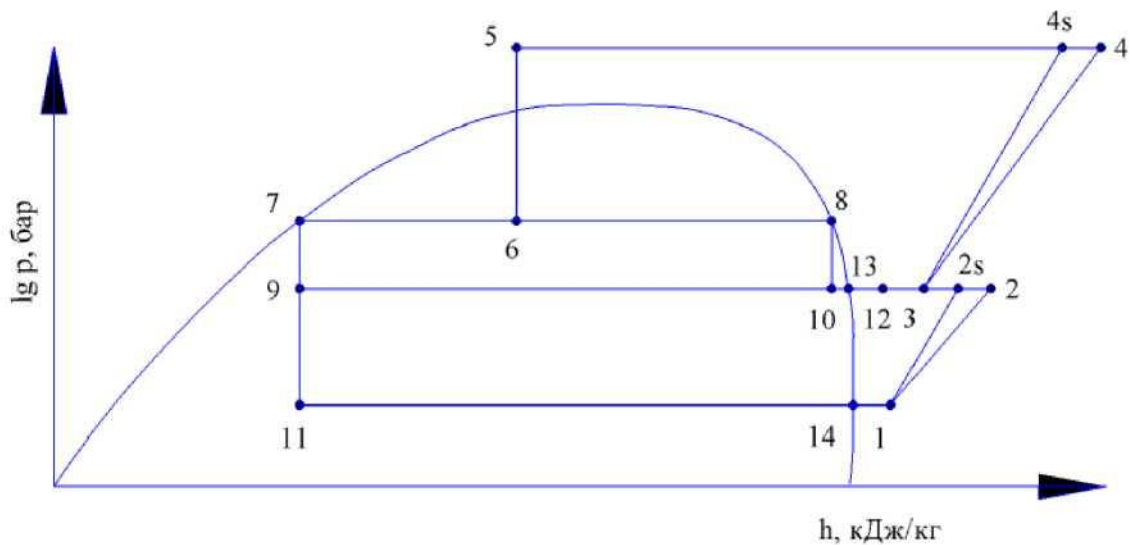


Рис. 2.2 Цикл транскритичної холодильної системи CO₂ (Система 1)

Ентальпію точки 2 визначимо за відомим значенням адиабатного ККД компресора першого ступеня:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{ад}} = 505,52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.13)$$

Ентальпію точки 3 знайдемо за рівнянням змішання:

$$g_{CT} \times h_{12} + (g_2 - g_{CT} - g_{HT}) \times h_{10} + g_{HT} \times h_2 = g_2 \times h_3 \quad (2.14)$$

$$h_3 = \frac{g_{CT} \times h_{12} + (g_2 - g_{CT} - g_{HT}) \times h_{10} + g_{HT} \times h_2}{g_2} = 446,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.15)$$

Ентальпія в точці 4 знаходиться аналогічно рівнянню 2.13.

Мінімальна робота, необхідна для генерації холоду, а також необхідні питомі витрати роботи стиснення на компенсацію виробництва ентропії розраховувалися як суми на відповідних ділянках з урахуванням значень відносних масових витрат.

Розрахунки проводилися за такими залежностями:

- мінімальна необхідна питома робота для генерації холоду

					Арк.
					34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$l_{\min}^{\text{HT}} = q_0^{\text{HT}} \times \frac{T_{\text{OC}} - T_{\text{П}}^{\text{HT}}}{T_{\text{П}}^{\text{HT}}} \quad (2.16)$$

$$l_{\min}^{\text{CT}} = q_0^{\text{CT}} \times \frac{T_{\text{OC}} - T_{\text{П}}^{\text{CT}}}{T_{\text{П}}^{\text{CT}}} \quad (2.17)$$

$$l_{\min} = l_{\min}^{\text{CT}} \times g_{\text{CT}} + l_{\min}^{\text{HT}} \times g_{\text{HT}} = 199,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.18)$$

- адіабатне робота стиснення

$$l_{\text{ад}}^1 = h_{2s} - h_1 \quad (2.19)$$

$$l_{\text{ад}}^2 = h_{4s} - h_3 \quad (2.20)$$

$$l_{\text{ад}} = l_{\text{ад}}^1 \times g_{\text{HT}} + l_{\text{ад}}^2 \times g_2 = 639,23 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.21)$$

- дійсна витрачається питома робота стиснення

$$l_{\text{сж}}^1 = h_2 - h_1 \quad (2.22)$$

$$l_{\text{сж}}^2 = h_4 - h_3 \quad (2.23)$$

$$l_{\text{сж}} = l_{\text{сж}}^1 \times g_{\text{HT}} + l_{\text{сж}}^2 \times g_2 = 987,97 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.24)$$

- ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{l_{\min}}{l_{\text{сж}}} = 0,2016 \quad (2.25)$$

- холодильний коефіцієнт при адіабатні процесі стиснення

$$\varepsilon_{\text{ад}} = \frac{q_0^{\text{CT}} \times g_{\text{CT}} + q_0^{\text{HT}} \times g_{\text{HT}}}{l_{\text{ад}}} = 2,37 \quad (2.26)$$

- дійсне значення холодильного коефіцієнта

						Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varepsilon_D = \frac{q_{0\text{CT}} \times g_{\text{CT}} + q_{0\text{НТ}} \times g_{\text{НТ}}}{I_{\text{сж}}} = 1,53 \quad (2.27)$$

2.3. Особливості розрахунку холодильної системи з CO₂ для НТ і СТ споживачів, що працює по транскритичному циклі з паралельним стисненням

Для зменшення втрат на дроселювання застосуємо цикл з паралельним стисненням - зниження ентальпії від h_6 до h_7 здійснюється за рахунок установки додаткового компресора КМ3 (виключаємо дроселювання $h_8 - h_{10}$ Рис. 2.3 і РВ4). Цикл з паралельним стисненням представлений на Рис. 2.3 і 2.4, параметри в вузлових точках – в табл. 2.3.

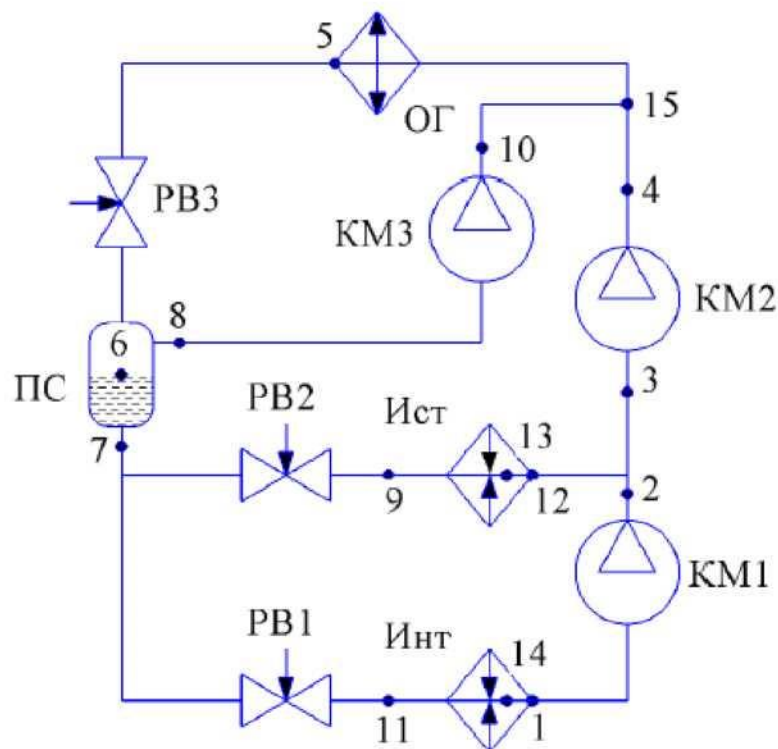


Рис. 2.3. Принципова схема транскритичної холодильної системи CO₂ з паралельним стисненням (Система 2): КМ1 – компресор першого ступеня стиснення, КМ2 – компресор другого ступеня стиснення, КМ3 – компресор паралельного стиснення, ОГ – охолоджувач газу, ПС – проміжний посудину, Вип_{СТ} - випарник середнетемпературних споживачів, Вип_{НТ} – випарник низькотемпературних споживачів, РВ1, РВ2, РВ3 – регулюючі вентилі.

Розрахунок циклу проводимо в тому ж порядку, що і попередній. Питома масова витрата, який необхідно стиснути в паралельному компресорі, визначається як:

$$g_{\text{пар}} = g_2 - g_{\text{HT}} - g_{\text{СТ}} = 4,5 \quad (2.28)$$

Ентальпію точки 3 знайдемо за рівнянням змішання:

$$g_{\text{СТ}} \times h_{12} + g_{\text{HT}} \times h_2 = (g_{\text{СТ}} + g_{\text{HT}}) \times h_3 \quad (2.29)$$

$$h_3 = \frac{g_{\text{СТ}} \times h_{12} + g_{\text{HT}} \times h_2}{g_{\text{СТ}} + g_{\text{HT}}} = 458,02 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.30)$$

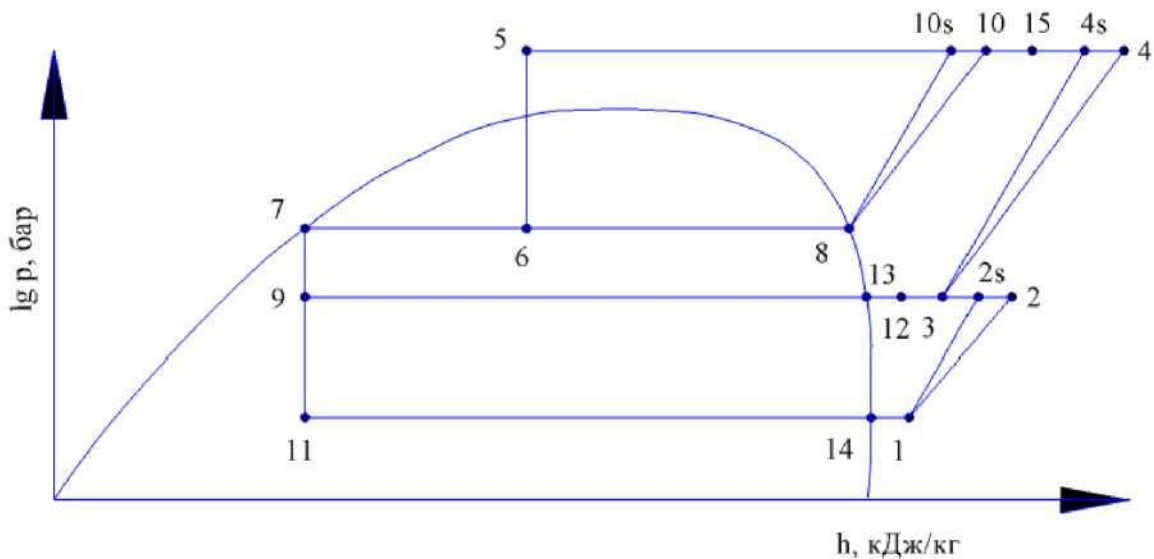


Рис. 2.4. Транскритичний цикл CO₂ з паралельним стисненням (Система 2).

Ентальпію в точці 15s знаходимо за рівнянням змішання питомих масових витрат компресора другого ступеня і компресора паралельного стиснення:

$$(g_{\text{СТ}} + g_{\text{HT}}) \times h_{4s} + g_{\text{пар}} \times h_{10s} = (g_{\text{СТ}} + g_{\text{HT}} + g_{\text{пар}}) \times h_{15s} \quad (2.31)$$

$$h_{15s} = \frac{(g_{\text{СТ}} + g_{\text{HT}}) \times h_{4s} + g_{\text{пар}} \times h_{10s}}{(g_{\text{СТ}} + g_{\text{HT}} + g_{\text{пар}})} = 497,93 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.32)$$

Ентальпію в точці 15 також знаходимо по уравнению смешения:

					Арк.
					37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$(g_{CT} + g_{HT}) \times h_4 + g_{\text{пар}} \times h_{10} = (g_{CT} + g_{HT} + g_{\text{пар}}) \times h_{15} \quad (2.33)$$

$$h_{15} = \frac{(g_{CT} + g_{HT}) \times h_4 + g_{\text{пар}} \times h_{10}}{(g_{CT} + g_{HT} + g_{\text{пар}})} = 524,39 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.34)$$

Мінімальна робота, необхідна для генерації холоду, а також необхідні питомі витрати роботи стиснення на компенсацію виробництва ентропії розраховувалися, як і в попередньому випадку, як суми на відповідних ділянках з урахуванням значень відносних масових витрат.

Розрахунки проводилися за такими залежностями:

- мінімальна необхідна питома робота (електроенергія) для генерації холоду визначається по 2.16 та 2.17.

- адіабатне робота стиснення

$$l_{\text{ад}}^1 = h_{2s} - h_1 \quad (2.35)$$

$$l_{\text{ад}}^2 = h_{4s} - h_3 \quad (2.36)$$

$$l_{\text{ад}}^{\text{пар}} = h_{10s} - h_8 \quad (2.37)$$

$$l_{\text{ад}} = l_{\text{ад}}^1 \times g_{HT} + l_{\text{ад}}^2 \times (g_{HT} + g_{CT}) + l_{\text{ад}}^{\text{пар}} \times g_{\text{пар}} = 577,86 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.38)$$

- дійсна витрачається питома робота стиснення

$$l_{\text{сж}}^1 = h_2 - h_1 \quad (2.39)$$

$$l_{\text{сж}}^2 = h_4 - h_3 \quad (2.40)$$

$$l_{\text{сж}}^{\text{пар}} = h_{10} - h_8 \quad (2.41)$$

$$l_{\text{сж}} = l_{\text{сж}}^1 \times g_{HT} + l_{\text{сж}}^2 \times (g_{HT} + g_{CT}) + l_{\text{сж}}^{\text{пар}} \times g_{\text{пар}} = 881,96 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.42)$$

- ступінь термодинамічної досконалості

						Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{l_{\text{min}}}{l_{\text{сж}}} = 0,2258 \quad (2.43)$$

- холодильний коефіцієнт при адіабатні процесі стиснення

$$\varepsilon_{\text{ад}} = \frac{q_0^{\text{СТ}} \times g_{\text{СТ}} + q_0^{\text{НТ}} \times g_{\text{НТ}}}{l_{\text{ад}}} = 2,62 \quad (2.44)$$

- дійсне значення холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_{\text{д}} = \frac{q_0^{\text{СТ}} \times g_{\text{СТ}} + q_0^{\text{НТ}} \times g_{\text{НТ}}}{l_{\text{сж}}} = 1,72 \quad (2.45)$$

2.4. Розрахунок та аналіз холодильної системи з CO₂ для НТ і СТ споживачів, що працює по транскритичному циклу з паралельним стисненням і ежектором

Відповідно до наведеного вище аналізу, втрати при дроселюванні займають значну частину в загальній частці втрат в процесах холодильного циклу. Оскільки дроселювання це процес розширення робочої речовини без здійснення зовнішньої роботи, доцільно було б використовувати пристрій, яке дозволяло б повертати частину роботи назад в цикл, тим самим зменшуючи втрати. Ідеальним рішенням даної проблеми стало б застосування детандера, однак, у порівнянні з застосовуваними розширювальними пристроями (теплорегулюючі вентилі, електричні регулюючі клапани, капілярні трубки, дросельні шайби) конструкція детандера складніше і його застосування збільшує капітальні витрати.

Як альтернативне рішення для циклів із застосуванням CO₂ застосовується ежектор Іжак замість регулюючого вентиля РВЗ.

Дослідженню особливостей застосування даного пристрою в холодильних циклах присвячено багато робіт.

Цикл з ежектором і паралельним стисненням представлений на Рис. 2.5 і 2.6.

						Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунку даній системі необхідно задатися деякими характеристиками ежектора: ступінь підвищення тиску 1,31, відношення витрати ежектруемого потоку до витрати робочого потоку 0,146:

$$\frac{g_p}{g_э} = 0,146 \quad (2.46)$$

Відносні масові витрати низькотемпературного і середнетемпературного контурів визначаємо по 2.14.

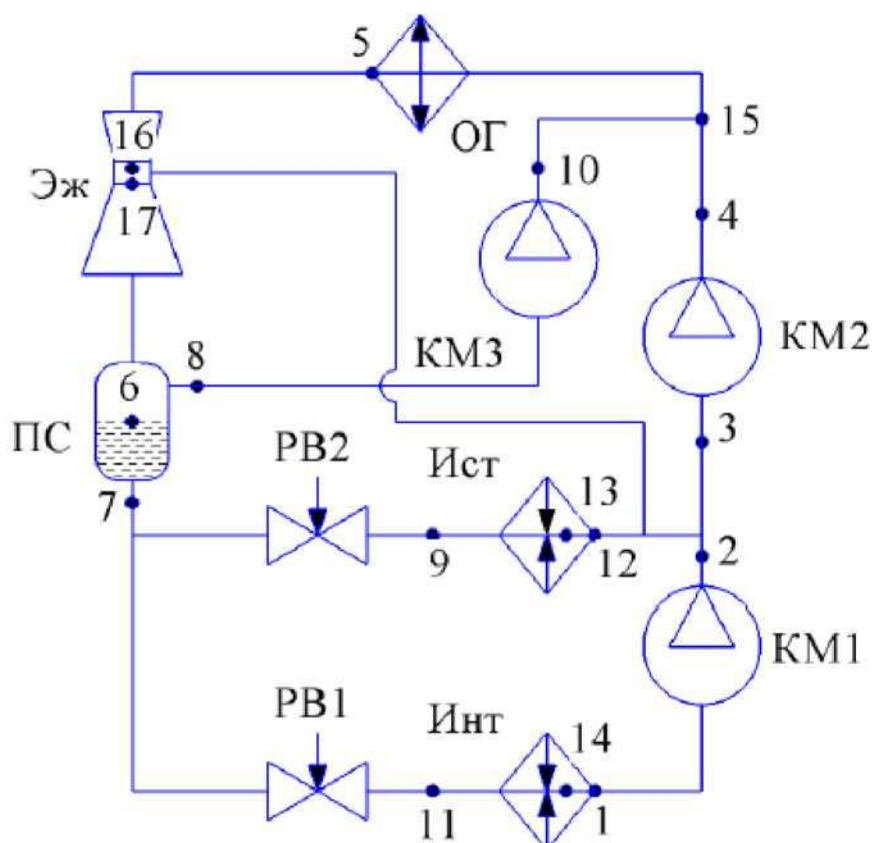


Рис. 2.5. Принципова схема транскритичної холодильної системи CO₂ з паралельним стисненням (Система 3): КМ1 – компресор першого ступеня стиснення, КМ2 – компресор другого ступеня стиснення, КМ3 – компресор паралельного стиснення, ОГ – охолоджувач газу, ПС – проміжний посудину, Вип_{ст} – випарник середнетемпературних споживачів, Вип_{нт} – випарник низькотемпературних споживачів, РВ1, РВ2 – регулюючі вентиля, ЕЖ – ежектор.

Розрахунок проводимо в такій послідовності:

					Арк.
					40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Визначаємо ентропію точки 16 з умови адиабатного розширення робочого потоку, знаходимо інші параметри в цій точці по діаграмі властивостей холодоагенту. Знаходимо ентальпію точки 17 з рівняння змішання в ежекторі, знаходимо ентропію в цій точці по діаграмі властивостей холодоагенту. З умови адиабатного стиснення в ежекторі знаходимо ентропію точки 6. Визначаємо значення питомої масової витрати паралельного стиснення. Для визначення цих параметрів складемо систему рівнянь 2.47.

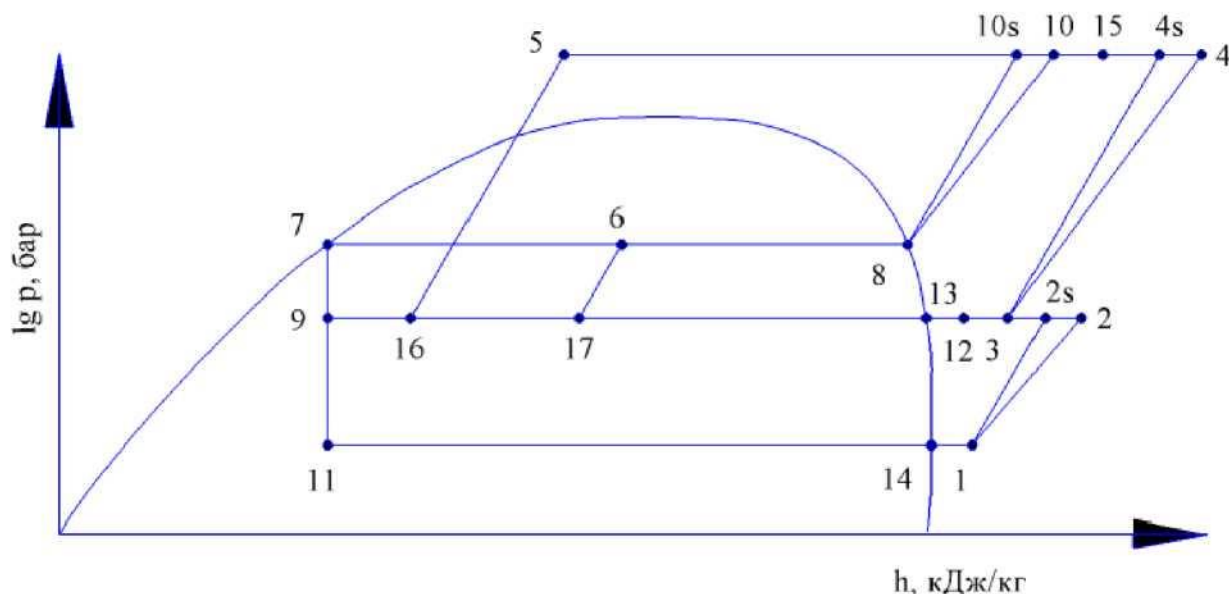


Рис. 2.6. Транскритичний цикл CO₂ з паралельним стисненням і ежектором.

$$\begin{cases} g_p = g_{HT} + g_{CT} + g_{пар} - g_э \\ \frac{g_э}{g_p} = 0,146 \\ g_p \times h_{16} + g_э \times h_3 = (g_p + g_э) \times h_{17} \\ (g_{HT} + g_{CT} + g_{пар}) \times h_6 = (g_{HT} + g_{CT}) \times h_7 + g_{пар} \times h_8 \end{cases} \quad (2.47)$$

В результаті рішення отримуємо такі значення питомих масових витрат:

$$\begin{aligned} g_p &= 10,04 \\ g_э &= 1,47 \\ g_{пар} &= 5,42 \end{aligned} \quad (2.48)$$

Параметри в вузлових точках циклу представлені в Таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Параметри в вузлових точках при $T_{г0}=303\text{ К}$

Тчк	Опис	Т-ра [°C]	Тиск [kPa]	Густина [kg/m ³]	Ентальпія [kJ/kg]	Ентропія [kJ/(kg·K)]	Ступінь сухості пари [-]
1	Всмоктування СТ компресора	46.6	2649	49.37	502.1	2.13	1.00
2	Нагнітання компресора СТ (розрахункове)	140.0	7637	111.3	572	2.145	1.00
3	Нагнітання паралельного та СТ компресорів (розрахункове)	83.8	7637	146.7	500.7	1.96	1.00
4	Вихід охолоджувача газу	30.0	7637	675.4	289	1.29	1.00
5	Вихід охолоджувача газу, додаткове охолодження	30.0	7637	675.4	289	1.29	1.00
6	Газ, вихід ресивера	-0.6	3429	159.4	327.7	1.469	0.55
7	Газ, вихід ресивера	-0.6	3429	95.78	431.2	1.849	1.00
8	Нагнітання паралельного компресора (розрахункове)	66.6	7637	167	474.6	1.885	1.00
9s	Насичена рідина, ресивер	-0.6	3429	930.8	198.5	0.9948	0.00
9	Рідина, вихід ресивера	-0.6	3429	930.8	198.5	0.9948	0.00
10	Після середньотемпературного розширювального клапана	-10.0	2649	470.3	198.5	0.9994	0.09
10s	Точка початку кипіння СТ	-10.0	2649	982.7	176.5	0.9158	0.00
11s	Точка роси СТ	-10.0	2649	71.19	435.1	1.898	1.00
11a	Вихід СТ випарника	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
11	Лінія всмоктування СТ	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
12	Ежектор, всмоктування	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
13	НТ рідинна лінія	-5.1	3429	957.2	187.7	0.9563	0.00
14	Після низькотемпературного розширювального клапана	-35.0	1202	136.3	187.7	0.9794	0.21
14s	Точка початку кипіння НТ	-35.0	1202	1097	123	0.7079	0.00
15s	Точка роси НТ	-35.0	1202	31.22	436.2	2.023	1.00
15a	Вихід НТ випарника	-25.0	1202	29.22	446.8	2.066	1.00
15	ЛТ після РТО	-14.2	1202	27.43	457.6	2.109	1.00
16	Всмоктування НТ компресора	-9.2	1202	26.7	462.5	2.128	1.00
17	Нагнітання НТ компресора (розрахункове)	60.2	2649	46.51	516.3	2.174	1.00

Таблиця 2.3. Умови роботи та результати розрахунку при $T_{г0}=303\text{ К}$

Холодопродуктивність, ЛТ:	70.00 kW	Холодопродуктивність, МТ:	120.0 kW
Ефективність РТО:	0.45 -	Холодопродуктивність, АС:	0 kW
Температура кипіння:	-35.0 °C	Температура кипіння:	-10.0 °C
Тиск кипіння:	1202 kPa	Тиск кипіння:	2649 kPa
Ефективний перегрів:	10.0 K	Ефективний перегрів:	10.0 K
Додатковий перегрів:	5.0 K	Додатковий перегрів:	0 K
Температура нагнітання:	60.2 °C	Температура нагнітання:	103.6 °C
Оптимальний тиск охолоджувача газу	Так	Оптимальний тиск в ресивері:	Так
Тиск:	7637 kPa	Температура в ресивері:	-0.6 °C
Температура на виході:	30.0 °C	Тиск в ресивері:	3429 kPa

					Арк.
					42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Таблиця 2.4. Масові витрати холодоагенту в системі та ежектору в залежності від кількості ежекторів

Число	3	2	2
Продуктивність [%]	90	90	67
m_випарн_НТ [kg/s]	0.2702	0.2702	0.2702
m_випарн_СТ [kg/s]	0.4789	0.4789	0.4789
m_компр_СТ [kg/s]	0.3625	0.349	0.3424
m_компр_ПТ [kg/s]	0.9114	0.9266	0.934
m_рушійна [kg/s]	1.274	1.276	1.276
m_всмокт [kg/s]	0.3867	0.4001	0.4068
Сезонний показник	0.30	0.31	0.32
Теплопродуктивність [kW]	271.8	270.8	270.3
Кодовий номер	032F5673	032F5698	032F5674

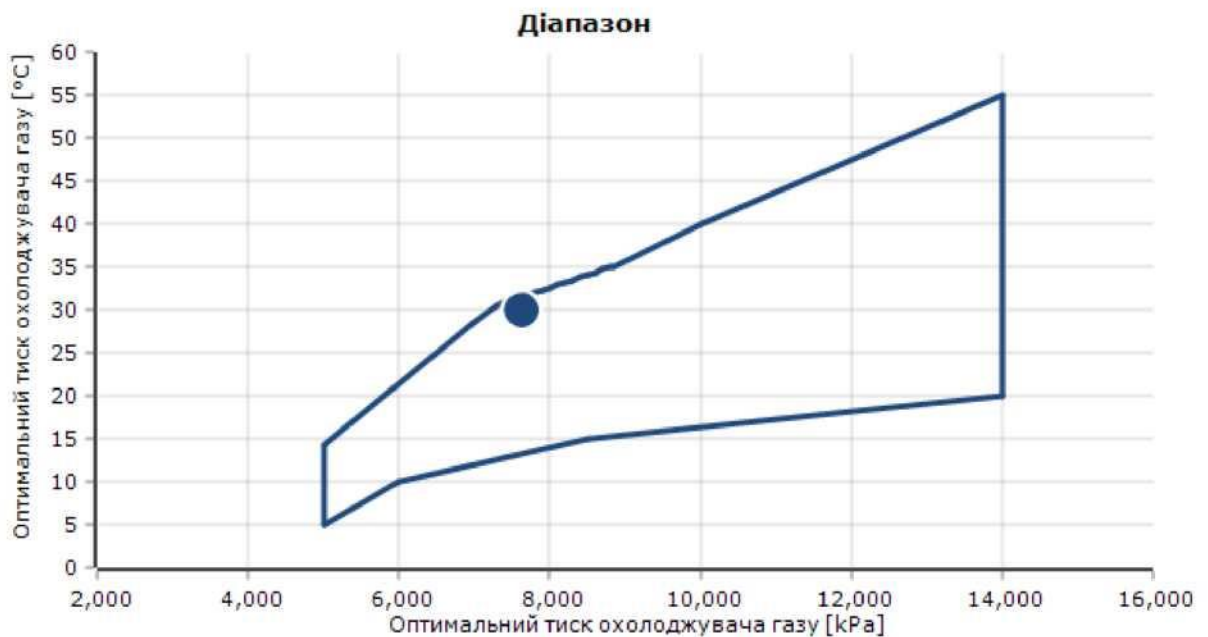


Рис. 2.7. Діапазон роботи ежектора в залежності від оптимального тиску і температури газоохолоджувача.

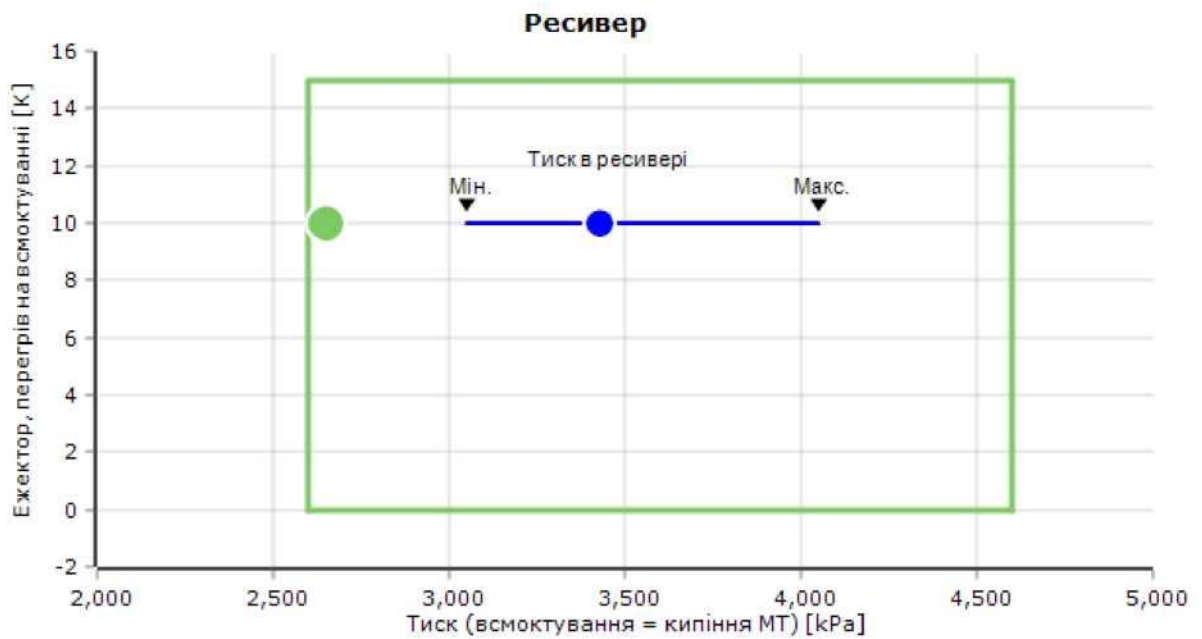


Рис. 2.8. Діапазон роботи та тиск в ресивері при заданих параметрах перегріву та всмоктування.

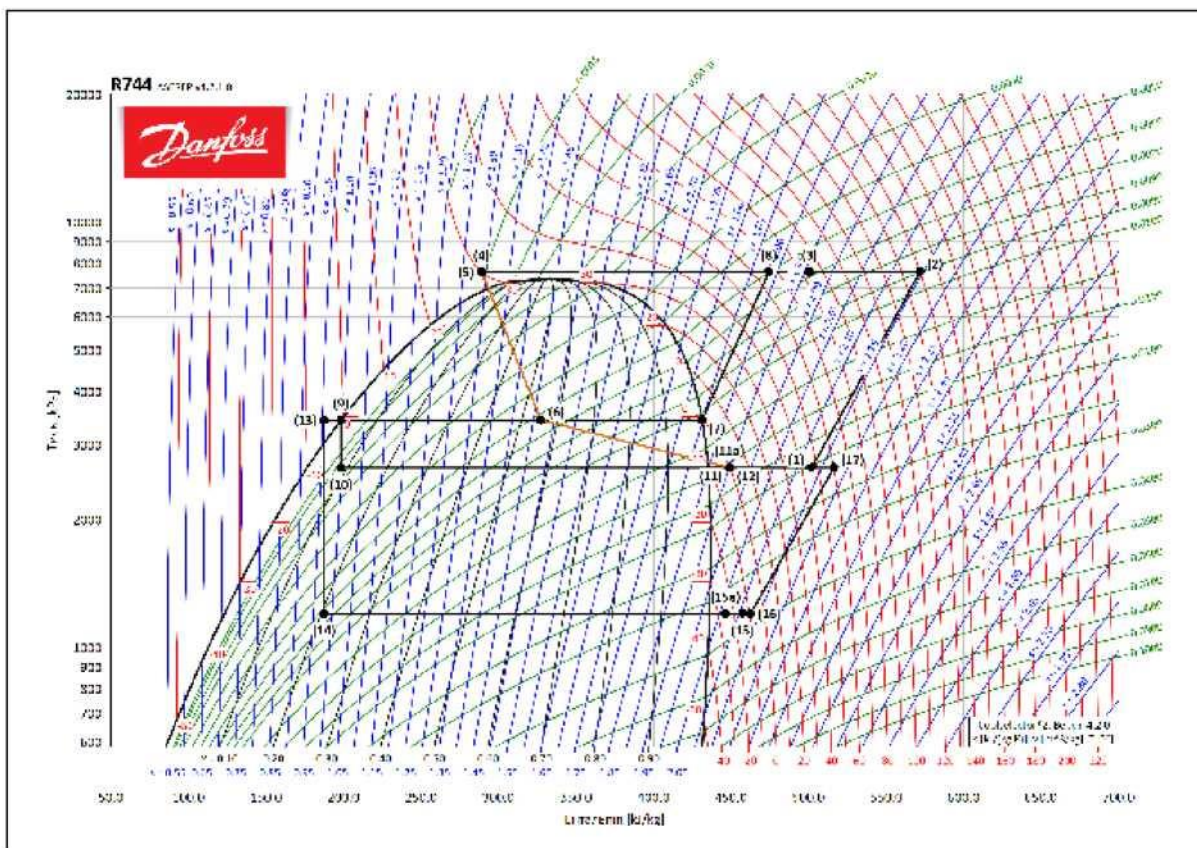


Рис. 2.9 Діаграма LgP-N для бустерної транскритичної системи з ежектором.

Аналогічним чином занесемо точки для систем при температурі на виході з газоохолоджувача 35, 40, 45 та 50 °С.

Таблиця 2.5. Параметри в вузлових точках при $T_{го}=308\text{ К}$

Тчк	Опис	Т-ра [°C]	Тиск [kPa]	Густина [kg/m ³]	Ентальпія [kJ/kg]	Ентропія [kJ/(kg·K)]	Ступінь сухості пари [-]
1	Всмоктування СТ компресора	60.9	2649	46.36	517.1	2.176	1.00
2	Нагнітання компресора СТ (розрахункове)	140.0	8937	133.3	565	2.103	1.00
3	Нагнітання паралельного та СТ компресорів (розрахункове)	90.5	8937	173.1	498.8	1.932	1.00
4	Вихід охолоджувача газу	35.0	8937	657.5	299.9	1.319	1.00
5	Вихід охолоджувача газу, додаткове охолодження	35.0	8937	657.5	299.9	1.319	1.00
6	Газ, вихід ресивера	0.8	3563	157.3	337.6	1.502	0.59
7	Газ, вихід ресивера	0.8	3563	100.3	430.4	1.841	1.00
8	Нагнітання паралельного компресора (розрахункове)	79.0	8937	189.1	480.5	1.881	1.00
9s	Насичена рідина, ресивер	0.8	3563	922.2	202.1	1.007	0.00
9	Рідина, вихід ресивера	0.8	3563	922.2	202.1	1.007	0.00
10	Після середньотемпературного розширювального клапана	-10.0	2649	434	202.1	1.013	0.10
10s	Точка початку кипіння СТ	-10.0	2649	982.7	176.5	0.9158	0.00
11s	Точка роси СТ	-10.0	2649	71.19	435.1	1.898	1.00
11a	Вихід СТ випарника	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
11	Лінія всмоктування СТ	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
12	Ежектор, всмоктування	4.4	2649	62.86	454.8	1.971	1.00
13	НТ рідинна лінія	-3.9	3563	950.2	190.6	0.9668	0.00
14	Після низькотемпературного розширювального клапана	-35.0	1202	131.1	190.6	0.9917	0.22
14s	Точка початку кипіння НТ	-35.0	1202	1097	123	0.7079	0.00
15s	Точка роси НТ	-35.0	1202	31.22	436.2	2.023	1.00
15a	Вихід НТ випарника	-25.0	1202	29.22	446.8	2.066	1.00
15	ЛТ після РТО	-13.6	1202	27.33	458.2	2.111	1.00
16	Всмоктування НТ компресора	-8.6	1202	26.61	463.1	2.13	1.00
17	Нагнітання НТ компресора (розрахункове)	60.9	2649	46.36	517.1	2.176	1.00

Таблиця 2.6. Умови роботи та результати розрахунку при $T_{го}=308\text{ К}$

Холодопродуктивність, LT:	70.00 kW	Холодопродуктивність, MT:	120.0 kW
Ефективність РТО:	0.45 -	Холодопродуктивність, AC:	0 kW
Температура кипіння:	-35.0 °C	Температура кипіння:	-10.0 °C
Тиск кипіння:	1202 kPa	Тиск кипіння:	2649 kPa
Ефективний перегрів:	10.0 K	Ефективний перегрів:	10.0 K
Додатковий перегрів:	5.0 K	Додатковий перегрів:	0 K
Температура нагнітання:	60.9 °C	Температура нагнітання:	117.4 °C
Оптимальний тиск охолоджувача газу	Ттисе	Оптимальний тиск в ресивері:	Так

					Арк.
					45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Тиск:	8937	kPa	Температура в ресивері:	0.8	°C
Температура на виході:	35.0	°C	Тиск в ресивері:	3563	kPa

Таблиця 2.7. Масові витрати холодоагенту в системі та ежектору в залежності від кількості ежекторів

Число	3	2	2
Продуктивність [%]	86	84	62
m_випарн_НТ [kg/s]	0.2733	0.2733	0.2733
m_випарн_СТ [kg/s]	0.4858	0.4858	0.4858
m_компр_СТ [kg/s]	0.2675	0.2855	0.3049
m_компр_ПТ [kg/s]	1.135	1.127	1.109
m_рушійна [kg/s]	1.402	1.412	1.414
m_всмокт [kg/s]	0.4916	0.4736	0.4542
Сезонний показник	0.35	0.34	0.32
Теплопродуктивність [kW]	275.9	279.2	281.1
Кодовий номер	032F5673	032F5698	032F5674

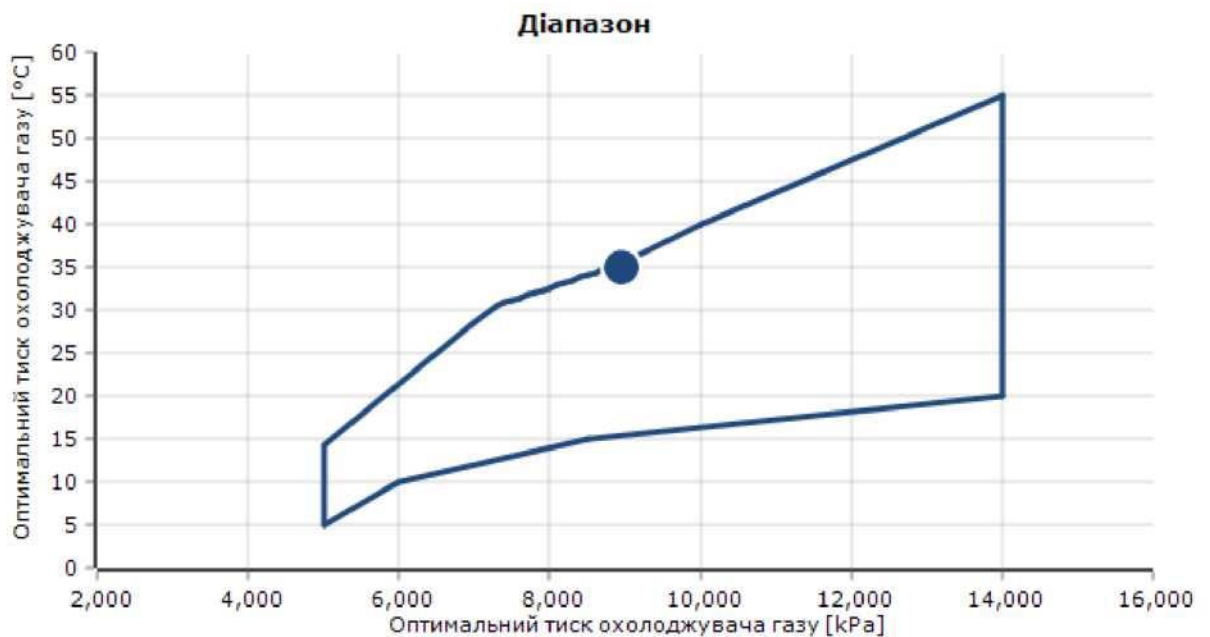


Рис. 2.10. Діапазон роботи ежектора в залежності від оптимального тиску і температури газоохолоджувача.

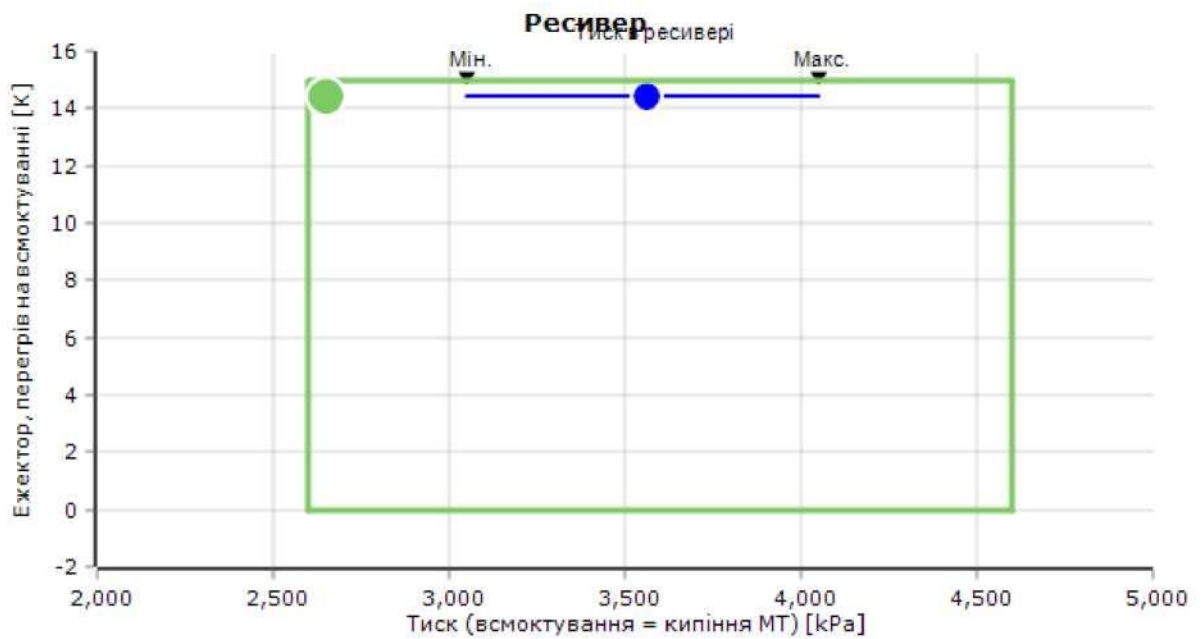


Рис. 2.11. Діапазон роботи та тиск в ресивері при заданих параметрах перегріву та всмоктування.

Таблиця 2.8. Параметри в вузлових точках при $T_{г0}=313\text{ K}$

Тчк	Опис	Т-ра [°C]	Тиск [kPa]	Густина [kg/m ³]	Ентальпія [kJ/kg]	Ентропія [kJ/(kg·K)]	Ступінь сухості пари [-]
1	Всмоктування СТ компресора	45.0	2649	49.75	500.4	2.125	1.00
2	Нагнітання компресора СТ (розрахункове)	140.0	10240	156.1	558	2.064	1.00
3	Нагнітання паралельного та СТ компресорів (розрахункове)	100.8	10240	193.4	503.5	1.925	1.00
4	Вихід охолоджувача газу	40.0	10240	645	309.8	1.345	1.00
5	Вихід охолоджувача газу, додаткове охолодження	40.0	10240	645	309.8	1.345	1.00
6	Газ, вихід ресивера	2.1	3683	162.6	339	1.504	0.60
7	Газ, вихід ресивера	2.1	3683	104.4	429.6	1.833	1.00
8	Нагнітання паралельного компресора (розрахункове)	89.8	10240	210.1	485.8	1.877	1.00
9s	Насичена рідина, ресивер	2.1	3683	914.6	205.2	1.018	0.00
9	Рідина, вихід ресивера	2.1	3683	914.6	205.2	1.018	0.00
10	Після середньотемпературного розширювального клапана	-10.0	2649	406.3	205.2	1.025	0.11
10s	Точка початку кипіння СТ	-10.0	2649	982.7	176.5	0.9158	0.00
11s	Точка роси СТ	-10.0	2649	71.19	435.1	1.898	1.00
11a	Вихід СТ випарника	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
11	Лінія всмоктування СТ	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
12	Ежектор, всмоктування	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
13	НТ рідинна лінія	-2.8	3683	943.9	193.2	0.9759	0.00
14	Після низькотемпературного розширювального клапана	-35.0	1202	126.9	193.2	1.002	0.22

14s	Точка початку кипіння НТ	-35.0	1202	1097	123	0.7079	0.00
15s	Точка роси НТ	-35.0	1202	31.22	436.2	2.023	1.00
15a	Вихід НТ випарника	-25.0	1202	29.22	446.8	2.066	1.00
15	LT після РТО	-13.0	1202	27.25	458.8	2.114	1.00
16	Всмоктування НТ компресора	-8.0	1202	26.53	463.6	2.132	1.00
17	Нагнітання НТ компресора (розрахункове)	61.6	2649	46.23	517.8	2.178	1.00

Таблиця 2.9. Умови роботи та результати розрахунку при $T_{г0}=313\text{ K}$

Холодопродуктивність, LT:	70.00	kW	Холодопродуктивність, МТ:	120.0	kW
Ефективність РТО:	0.45	-	Холодопродуктивність, АС:	0	kW
Температура кипіння:	-35.0	°C	Температура кипіння:	-10.0	°C
Тиск кипіння:	1202	kPa	Тиск кипіння:	2649	kPa
Ефективний перегрів:	10.0	K	Ефективний перегрів:	10.0	K
Додатковий перегрів:	5.0	K	Додатковий перегрів:	0	K
Температура нагнітання:	61.6	°C	Температура нагнітання:	129.4	°C
Оптимальний тиск охолоджувача газу	True		Оптимальний тиск в ресивері:	Так	
Тиск:	1024	kPa	Температура в ресивері:	2.1	°C
Температура на виході:	40.0	°C	Тиск в ресивері:	3683	kPa

Таблиця 2.10. Масові витрати холодоагенту в системі та ежектору в залежності від кількості ежекторів

Число	3	2	2
Продуктивність [%]	73	72	53
m_випарн_НТ [kg/s]	0.2761	0.2761	0.2761
m_випарн_СТ [kg/s]	0.492	0.492	0.492
m_компр_СТ [kg/s]	0.3749	0.3712	0.3694
m_компр_ПТ [kg/s]	1.128	1.132	1.134
m_рушійна [kg/s]	1.503	1.503	1.504
m_всмокт [kg/s]	0.3931	0.3968	0.3986
Сезонний показник ефективності	0.26	0.26	0.27
Теплопродуктивність [kW]	291.5	291.4	291.3
Кодовий номер	032F5673	032F5698	032F5674

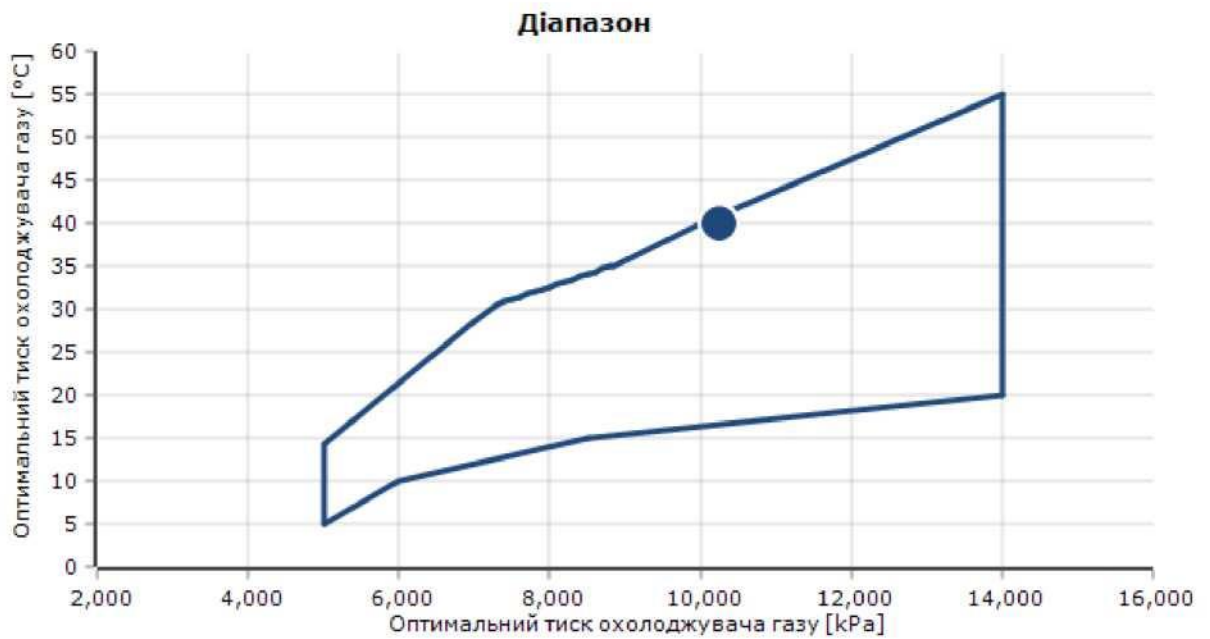


Рис. 2.12. Діапазон роботи ежектора в залежності від оптимального тиску і температури газоохолоджувача.

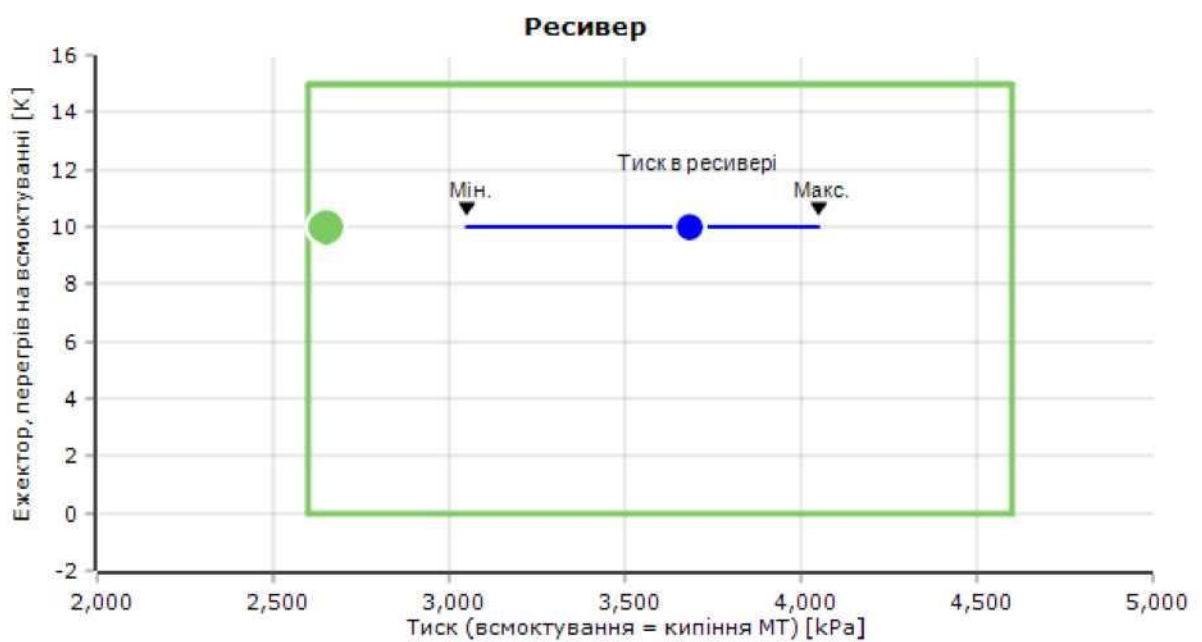


Рис. 2.13. Діапазон роботи та тиск в ресивері при заданих параметрах перегріву та всмоктування.

Таблиця 2.11. Параметри в вузлових точках при $T_{го} = 318 \text{ K}$

Тчк	Опис	Т-ра [°C]	Тиск [kPa]	Густина [kg/m ³]	Ентальпія [kJ/kg]	Ентропія [kJ/(kg·K)]	Ступінь сухості пари [-]

1	Всмоктування СТ компресора	60.1	2649	46.52	516.3	2.174	1.00
2	Нагнітання компресора СТ (розрахункове)	140.0	11540	179.9	550.9	2.028	1.00
3	Нагнітання паралельного та СТ компресорів (розрахункове)	105.8	11540	219.4	500.9	1.902	1.00
4	Вихід охолоджувача газу	-45.0	11540	635.9	318.9	1.367	1.00
5	Вихід охолоджувача газу, додаткове охолодження	45.0	11540	635.9	318.9	1.367	1.00
6	Газ, вихід ресивера	3.2	3792	159.1	348.6	1.537	0.64
7	Газ, вихід ресивера	3.2	3792	108.2	428.8	1.827	1.00
8	Нагнітання паралельного компресора (розрахункове)	99.4	11540	230.2	490.4	1.874	1.00
9s	Насичена рідина, ресивер	3.2	3792	907.7	208	1.028	0.00
9	Рідина, вихід ресивера	3.2	3792	907.7	208	1.028	0.00
10	Після середньотемпературного розширювального клапана	-10.0	2649	384.3	208	1.035	0.12
10s	Точка початку кипіння СТ	-10.0	2649	982.7	176.5	0.9158	0.00
11s	Точка роси СТ	-10.0	2649	71.19	435.1	1.898	1.00
11a	Вихід СТ випарника	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
11	Лінія всмоктування СТ	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
12	Ежектор, всмоктування	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
13	НТ рідинна лінія	-1.9	3792	938.2	195.5	0.9841	0.00
14	Після низькотемпературного розширювального клапана	-35.0	1202	123.3	195.5	1.012	0.23
14s	Точка початку кипіння НТ	-35.0	1202	1097	123	0.7079	0.00
15s	Точка роси НТ	-35.0	1202	31.22	436.2	2.023	1.00
15a	Вихід НТ випарника	-25.0	1202	29.22	446.8	2.066	1.00
15	LT після РТО	-12.6	1202	27.18	459.2	2.115	1.00
16	Всмоктування НТ компресора	-7.5	1202	26.46	464.1	2.134	1.00
17	Нагнітання НТ компресора (розрахункове)	62.2	2649	46.12	518.4	2.18	1.00

Таблиця 2.12. Умови роботи та результати розрахунку при $T_{го}=318\text{ K}$

Холодопродуктивність, LT:	70.00	kW	Холодопродуктивність, МТ:	120.0	kW
Ефективність РТО:	0.45	-	Холодопродуктивність, АС:	0	kW
Температура кипіння:	-35.0	°C	Температура кипіння:	-10.0	°C
Тиск кипіння:	1202	kPa	Тиск кипіння:	2649	kPa
Ефективний перегрів:	10.0	K	Ефективний перегрів:	10.0	K
Додатковий перегрів:	5.0	K	Додатковий перегрів:	0	K
Температура нагнітання:	62.2	°C	Температура нагнітання:	139.8	°C
Оптимальний тиск охолоджувача газу	True		Оптимальний тиск в ресивері:	Так	
Тиск:	1154	kPa	Температура в ресивері:	3.2	°C
Температура на виході:	45.0	°C	Тиск в ресивері:	3792	kPa

Таблиця 2.13. Масові витрати холодоагенту в системі та ежектору в залежності від кількості ежекторів

						Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число	2	2	1
Продуктивність [%]	87	55	80
m_випарн_НТ [kg/s]	0.2786	0.2786	0.2786
m_випарн_СТ [kg/s]	0.4977	0.4977	0.4977
m_компр_СТ [kg/s]	0.3408	0.3042	0.2874
m_компр_ПТ [kg/s]	1.299	1.342	1.362
m_рушійна [kg/s]	1.639	1.646	1.649
m_всмокт [kg/s]	0.4356	0.4721	0.4889
Сезонний показник	0.27	0.29	0.30
Теплопродуктивність [kW]	301.8	300.7	300.3
Кодовий номер	032F5673	032F5698	032F5674

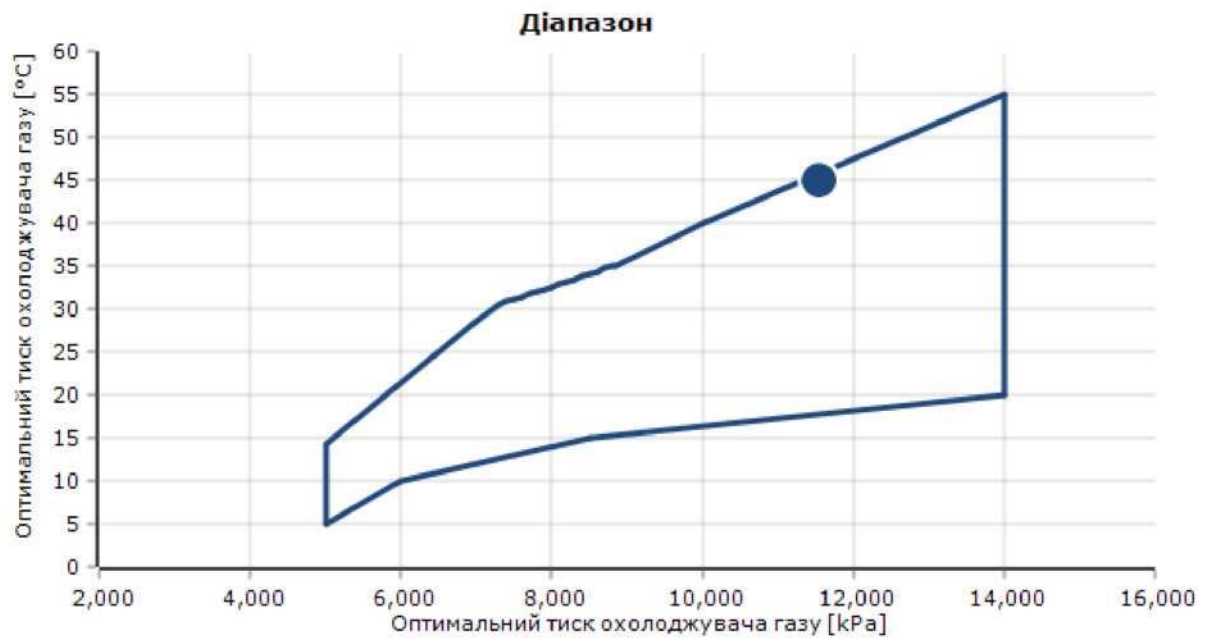


Рис. 2.14. Діапазон роботи ежектора в залежності від оптимального тиску і температури газоохолоджувача.

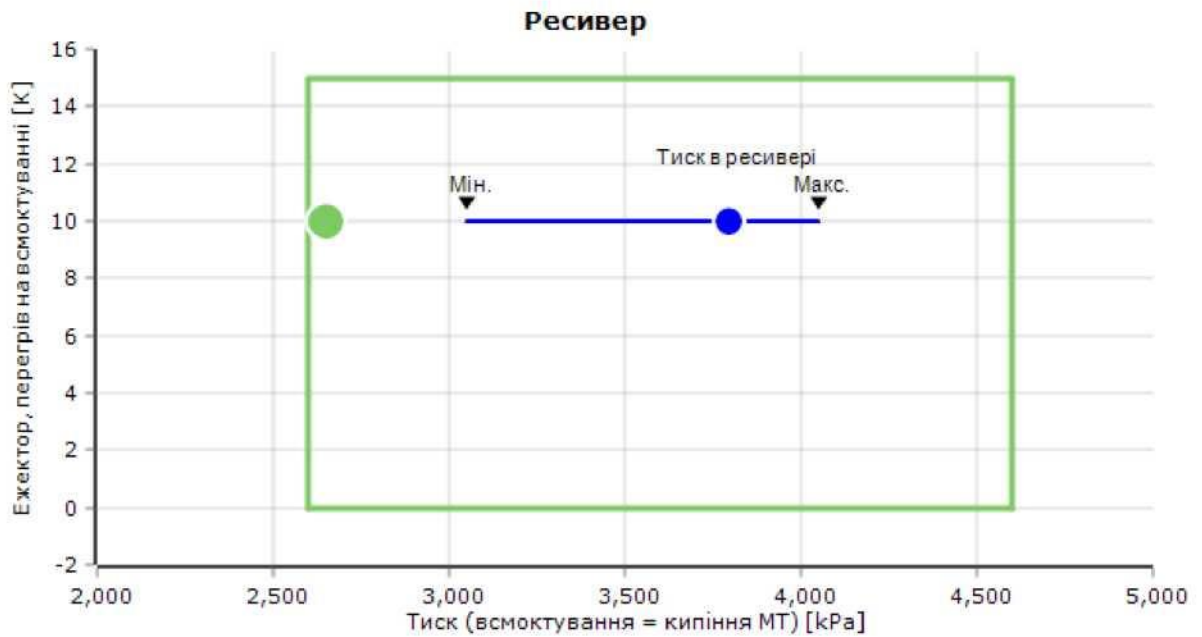


Рис. 2.15. Діапазон роботи та тиск в ресивері при заданих параметрах перегріву та всмоктування.

Таблиця 2.14. Параметри в вузлових точках при $T_{го}=323\text{ K}$

Тчк	Опис	Т-ра [°C]	Тиск [kPa]	Густина [kg/m ³]	Ентальпія [kJ/kg]	Ентропія [kJ/(kg·K)]	Ступінь сухості пари [-]
1	Всмоктування СТ компресора	40.4	2649	50.85	495.6	2.11	1.00
2	Нагнітання компресора СТ (розрахункове)	140.0	12840	204.4	543.7	1.994	1.00
3	Нагнітання паралельного та СТ компресорів (розрахункове)	115.1	12840	236.9	506.3	1.901	1.00
4	Вихід охолоджувача газу	50.0	12840	629	327.4	1.387	1.00
5	Вихід охолоджувача газу, додаткове охолодження	50.0	12840	629	327.4	1.387	1.00
6	Газ, вихід ресивера	4.2	3892	165	348	1.532	0.63
7	Газ, вихід ресивера	4.2	3892	111.8	428.1	1.821	1.00
8	Нагнітання паралельного компресора (розрахункове)	108.0	12840	249.3	494.6	1.87	1.00
9s	Насичена рідина, ресивер	4.2	3892	901.3	210.5	1.037	0.00
9	Рідина, вихід ресивера	4.2	3892	901.3	210.5	1.037	0.00
10	Після середньотемпературного розширювального клапана	-10.0	2649	366.2	210.5	1.045	0.13
10s	Точка початку кипіння СТ	-10.0	2649	982.7	176.5	0.9158	0.00
11s	Точка роси СТ	-10.0	2649	71.19	435.1	1.898	1.00
11a	Вихід СТ випарника	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
11	Лінія всмоктування СТ	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
12	Ежектор, всмоктування	0.0	2649	65.05	449.1	1.951	1.00
13	НТ рідинна лінія	-1.0	3892	933	197.6	0.9916	0.00
14	Після низькотемпературного розширювального клапана	-35.0	1202	120.2	197.6	1.021	0.24

14s	Точка початку кипіння НТ	-35.0	1202	1097	123	0.7079	0.00
15s	Точка роси НТ	-35.0	1202	31.22	436.2	2.023	1.00
15a	Вихід НТ випарника	-25.0	1202	29.22	446.8	2.066	1.00
15	LT після РТО	-12.1	1202	27.11	459.7	2.117	1.00
16	Всмоктування НТ компресора	-7.1	1202	26.4	464.5	2.136	1.00
17	Нагнітання НТ компресора (розрахункове)	62.7	2649	46.02	518.9	2.182	1.00

Таблиця 2.15. Умови роботи та результати розрахунку при $T_{г0}=323$ К

Холодопродуктивність, LT:	70.00	kW	Холодопродуктивність, МТ:	120.0	kW
Ефективність РТО:	0.45	-	Холодопродуктивність, АС:	0	kW
Температура кипіння:	-35.0	°C	Температура кипіння:	-10.0	°C
Тиск кипіння:	1202	kPa	Тиск кипіння:	2649	kPa
Ефективний перегрів:	10.0	К	Ефективний перегрів:	10.0	К
Додатковий перегрів:	5.0	К	Додатковий перегрів:	0	К
Температура нагнітання:	62.7	°C	Температура нагнітання:	140.0	°C
Оптимальний тиск охолоджувача газу	True		Оптимальний тиск в ресивері:	Так	
Тиск:	1284	kPa	Температура в ресивері:	4.2	°C
Температура на виході:	50.0	°C	Тиск в ресивері:	3892	kPa

Таблиця 2.16. Масові витрати холодоагенту в системі та ежектору в залежності від кількості ежекторів

Число	2	2	1
Продуктивність [%]	86	55	80
m_випарн_НТ [kg/s]	0.281	0.281	0.281
m_випарн_СТ [kg/s]	0.503	0.503	0.503
m_компр_СТ [kg/s]	0.4915	0.4443	0.4223
m_компр_ПТ [kg/s]	1.263	1.32	1.347
m_рушійна [kg/s]	1.755	1.765	1.769
m_всмокт [kg/s]	0.2925	0.3397	0.3617
Сезонний показник ефективності	0.17	0.19	0.20
Теплопродуктивність [kW]	317.5	316.8	316.5
Кодовий номер	032F5673	032F5698	032F5674

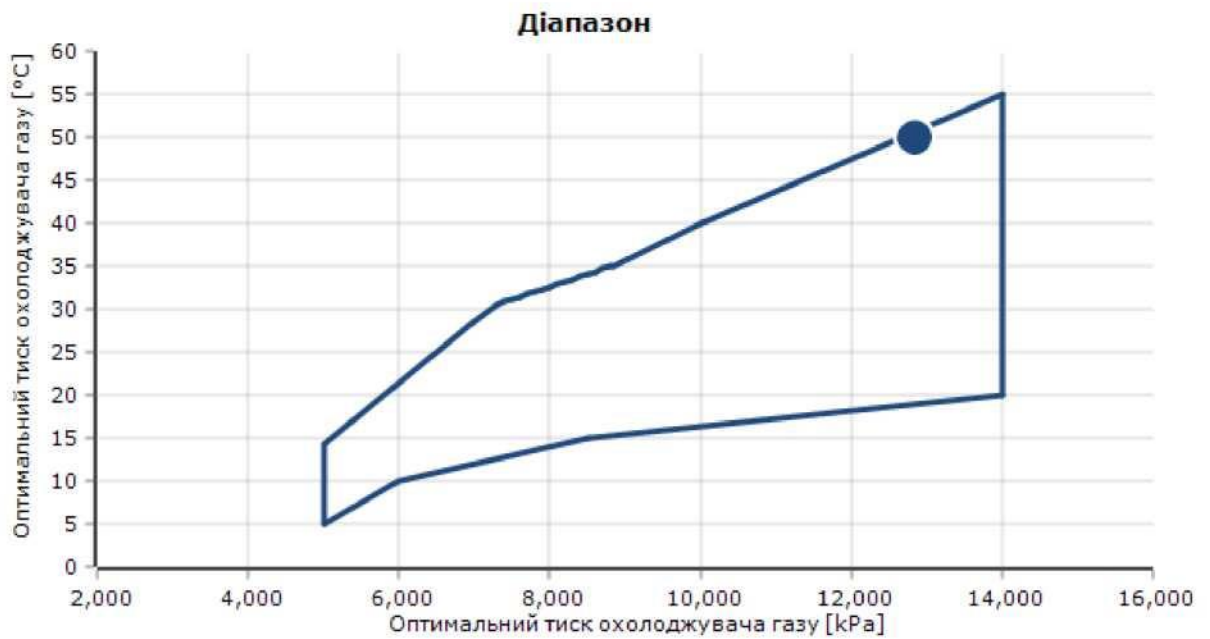


Рис. 2.16. Діапазон роботи ежектора в залежності від оптимального тиску і температури газоохолоджувача.

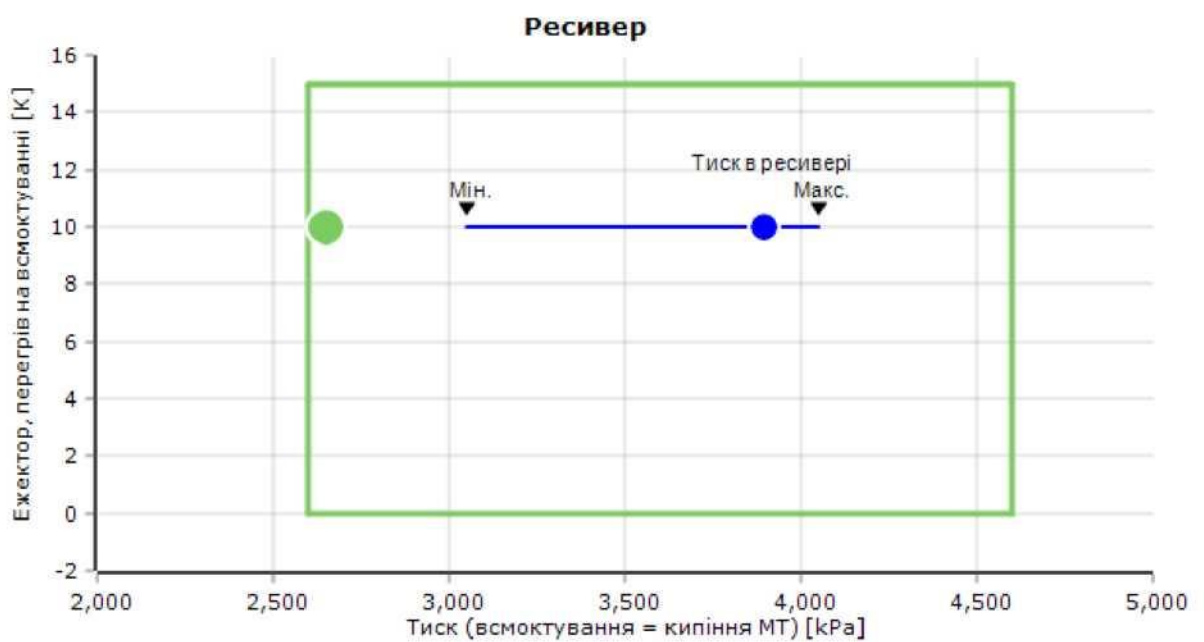


Рис. 2.17. Діапазон роботи та тиск в ресивері при заданих параметрах перегріву та всмоктування.

Зробимо розрахунок даної системи при $T_{го} = 303 \text{ K}$:

- мінімальна необхідна питома робота для генерації холоду визначається за 2.18.

- адіабатна робота стиснення

$$l_{ад}^1 = h_{2s} - h_1$$

$$l_{ад}^2 = h_{4s} - h_3$$

$$l_{ад}^{пар} = h_{10s} - h_8$$

$$l_{ад} = l_{ад}^1 \times g_{HT} + l_{ад}^2 \times (g_{HT} + g_{CT}) + l_{ад}^{пар} \times g_{пар} = 522,94 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.49)$$

- дійсна витрачається питома робота стиснення

$$l_{сж}^1 = h_2 - h_1$$

$$l_{сж}^2 = h_4 - h_3$$

$$l_{сж}^{пар} = h_{10} - h_8$$

$$l_{сж} = l_{сж}^1 \times g_{HT} + l_{сж}^2 \times (g_{HT} + g_{CT}) + l_{сж}^{пар} \times g_{пар} = 795,12 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.50)$$

- ступінь термодинамічної досконалості

$$\eta_{терм} = \frac{l_{мин}}{l_{сж}} = 0,2505 \quad (2.51)$$

- холодильний коефіцієнт при адіабатні процесі стиснення

$$\varepsilon_{ад} = \frac{q_0^{CT} \times g_{CT} + q_0^{HT} \times g_{HT}}{l_{ад}} = 2,89 \quad (2.52)$$

- дійсне значення холодильного коефіцієнта

$$\varepsilon_{д} = \frac{q_0^{CT} \times g_{CT} + q_0^{HT} \times g_{HT}}{l_{сж}} = 1,9 \quad (2.53)$$

					Арк.
					55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

РОЗДІЛ III. Аналітична частина.

3.1 Оцінка енергоефективності холодильних систем на CO₂.

Кліматична характеристика життєвого циклу (LCCP)

Кліматична характеристика життєвого циклу або LCCP є стандартним показником при порівнянні різних технологій по їх впливу на зміну клімату та вимірюється як приблизний еквівалент викидів CO₂, виражений в фунтах. Традиційні холодильні системи на Гідрофторвуглеці (ДФУ) мають прямим і непрямим дією на величину LCCP. Пряма дія визначається безпосереднім викидом холодоагенту в атмосферу і засноване на значенні потенціалу глобального потепління (ПГП) холодоагенту (як і LCCP, ПГП заснований на зміні клімату при викидах холодоагенту в атмосферу в порівнянні з CO₂). Викид хладагента в атмосферу ні в якому разі не повинен бути навмисним (це заборонено в багатьох країнах), проте це періодично трапляється в перебігу життєвого циклу холодильних систем, переважно у вигляді витоків. Оскільки ці витоків можуть бути мінімізовані, застосування холодоагентів з низьким ПГП, таких як CO₂, може звести цей параметр до незначної величини (ПГП CO₂ - 1, в той час, як ПГП для R404a - 4000). Важливо відзначити, що розглядається введення норм і правил, які накладають грошові штрафи за витоків холодоагентів.

Непряме вплив полягає в споживанні електроенергії, необхідної для функціонування холодильної установки. Чим менше електроенергії споживає обладнання під час роботи, тим менше буде внесок у зміну клімату. Оскільки обидва цих компонента надають рівнозначне вплив, навіть щодо малоефективні системи з низьким ПГП можуть все ще зменшувати вплив на зміну клімату.

Фінансовий аспект - енергоефективність.

Фінансовий аспект, мабуть, більш важливий для широкого впровадження систем на CO₂, оскільки останні дорожче систем на традиційних хладагентах.

						Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки системи на CO₂ працюють при більш високому тиску (додаток до вартості компонентів), вони більш складні в порівнянні з системами на традиційних хладагентах (оскільки потрібна установка додаткових компонентів, таких як вентилів для перепуску, вентилі та іншої додаткової автоматики) і менш масові (по крайній мере, в Північній Америці), що перешкоджає зниженню вартості компонентів і монтажу. Відповідно до цього, збільшення капітальних витрат має компенсуватися зниженням експлуатаційних витрат.

Очевидно, що існують інші фінансові показники систем на CO₂, такі як довгострокове законодавство і суспільний вплив, але їх оцінка скрутна. Тому доцільно використовувати спрощену фінансову модель, де розглядається тільки енергоефективність на противагу збільшеним капітальними витратами.

Очевидно, що фізичні властивості CO₂ є початковими проблемами в порівнянні з ДФУ щодо питання енергоспоживання. Ці проблеми викликані більш, ніж п'ятикратним перевищенням робочого тиску (у порівнянні з R22) і відповідними характеристиками процесів теплообміну і дроселювання. Незважаючи на те, що ці недоліки здаються значними, такі системи споживають на 20% більше електроенергії, ніж системи з ДФУ, вони легко усуваються за рахунок конструкції системи.

З іншого боку, CO₂ має також властивостями, що дозволяють збільшити енергоефективність системи: високе значення об'ємної ефективності (в 6 разів перевищує аналогічний показник R22), низький ступінь стиснення (відношення тисків на виході і вході в компресор), низька в'язкість (легше переміщати за допомогою насоса). Додатково, розроблені нові технології, извлекающие переваги з унікальних властивостей CO₂ для збільшення енергоефективності.

Енергозбереження - ГФУ і CO₂ системи

Роблять питання енергозбереження ДФУ і CO₂ систем технології, які можуть бути використані як для CO₂ (типове застосування), так і для ДФУ

										Арк.
										57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

систем. Вони можуть збільшити капітальні витрати систем на CO₂ в порівнянні з ДФУ системами, але можуть бути враховані окремо і обґрунтовані з фінансової точки зору для будь-якої системи. Багато ритейлери виявили, що впровадження передових технологій енергозбереження для існуючих систем на ГФУ гірше з фінансової точки зору.

Нижче наведені три ключові технології, які потрапили в цю категорію. По-перше електричні розширювальні вентиля (ЕРВ) з контролерами, які дозволяють оптимізувати тиск всмоктування для зменшення навантаження на компресори при зміні умов роботи. По-друге, застосування електродвигунів з частотними перетворювачами для того, щоб продуктивності компресора і конденсатора точно відповідали зміни навантаження. По-третє, система рекуперації теплоти для використання теплоти охолоджувальної системи.

Рекуперація теплоти, особливо з системах з ДФУ, застосовується головним чином в якості додаткової міри для задоволення потреби підприємства в гарячій воді з-за низької якості скидний теплоти (тобто низьких температур). У CO₂ системах температура цього джерела теплоти значно вище і дозволяє використовувати цю технологію для отримання гарячої води, опалення та інших потреб.

Специфічні технології для CO₂

Специфічні технології для CO₂ беруть до уваги конструкцію системи. Бустерні системи вимагають особливої конструкції трубопроводів для того, щоб компресор низькому ступені зміг стиснути холодоагент і подати його на всмоктування компресора високого ступеня, економлячи енергію і роботу. Паралельне стиснення приймає на себе частину продуктивності компресора високого ступеня (середньотемпературна компресор) для повторного стиснення при більш низького ступеня стиснення, насичений пар утворюється при розширенні газу після охолоджувача, при його «відкачування» виходить насичена рідина. Велика кількість газу в проміжному ресівері означає втрату продуктивності системи, в той час як повторне його стиснення з мінімальними

						Арк.
						58
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

витратами роботи можуть збільшити ефективність системи до 20% в порівнянні зі звичайним транскрітичним циклом.

Недавньої розробкою є застосування пристрою, званого ежектор. Ежектор використовує стиснене пар високого тиску з охолоджувача газу і використовувати енергію, зазвичай втрачаємо при дроселюванні, для збільшення тиску пари в проміжному ресивері, зменшуючи тим самим роботу, затрачену при паралельному стисненні. Ця технологія дуже ефективна і може усунути недоліки застосування транскрітичних систем в теплому кліматі.

Енергозбереження.

Підсумовуючи все сказане, можна зробити наступні висновки для систем, що працюють в теплому кліматі (оцінюється цілорічна робота системи):

	Транскритическая система CO ₂	ГФУ система
Базовая система, эффективность	-20 %	0 %
ЭРВ с контроллерами	+10 %	+10 %
Электродвигатели с частотными преобразователями	+5 %	+5 %
Рекуперация теплоты	+10 %	+5 %
Бустерная система	+5 %	
Параллельное сжатие	+10 %	
Эжектор	+10 %	
Общее преимущество перед базовой ГФУ системой	+30 %	+20 %
Общее преимущество перед модернизированной ГФУ системой	+10 %	

Рис. 3.1 Заходи з підвищення ефективності.

Слід зауважити, що збільшення енергоефективності в холодному кліматі може бути менше, спілкуватися ефективність транскрітичних CO₂ системувеличіватся з пониженням температур зовнішнього повітря (зі зменшенням часу роботи в транскрітичному режимі).

В цей аналіз не включено застосування адиабатических або випарних конденсаторів / охолоджувачів газу, що може забезпечити додатково 5% зростання енергоефективності для кожної системи. Фактично, при додатковій уваги до конструкції системи, охолоджувач газу в транскрітичской системі може бути підібраний таким чином, щоб використовувати до 80% менше води, ніж для ДФУ системи. Переваги даної технології змінюються в залежності від клімату і специфіки роботи системи. Цю цікаву технологію слід брати до уваги.

У той час як даний аналіз не може претендувати на строгість для всіх застосувань, метою цієї статті було підсумувати ситуацію і доступні технології, щоб надати ясний погляд на сьгоднішні можливості. Транскритическая технологія CO₂ очевидно готова до применеуію в практично будь-якому кліматі і може забезпечити переваги як фінансові, так і для навколишнього середовища.

3.2 Результати аналізу холодильної системи.

Було проведено аналіз циклів транскритичної холодильної системи. Системи було розраховано на два температурні рівні середньотемпературній – температура кипіння -10°C та низькотемпературний – температура кипіння -35°C. Було розглянуто цикл транскритичної системи з використанням паралельного стискання та ежектору. Дану систему було розглянуто при зміні температури виходу з газоохолоджувача від 30 до 50 °C, для порівняння умов навколишнього середовища Південного регіону України.

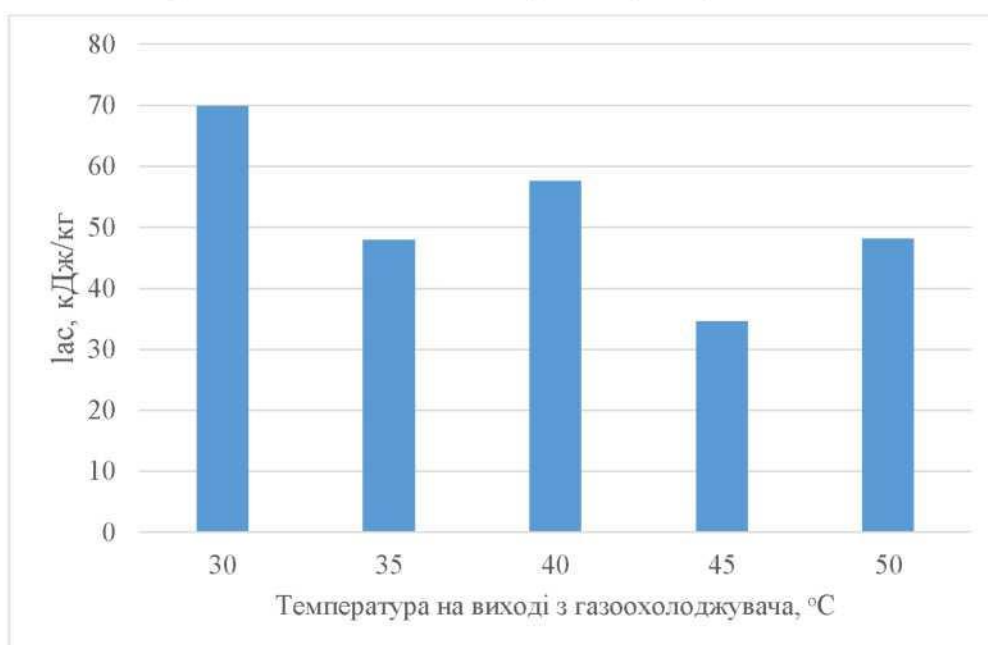


Рис. 3.2 Питома адібатна робота стискання середньотемпературного контуру в залежності від температури виходу з газоохолоджувача.

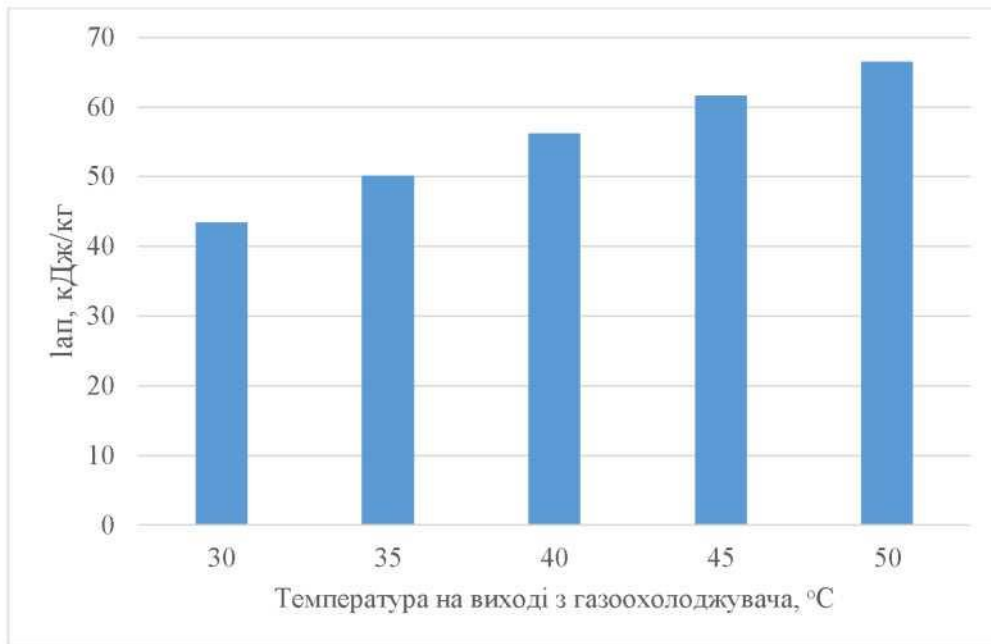


Рис. 3.3. Питома адіабатна робота стискання ступені паралельного стискання в залежності від температури виходу з газоохолоджувача

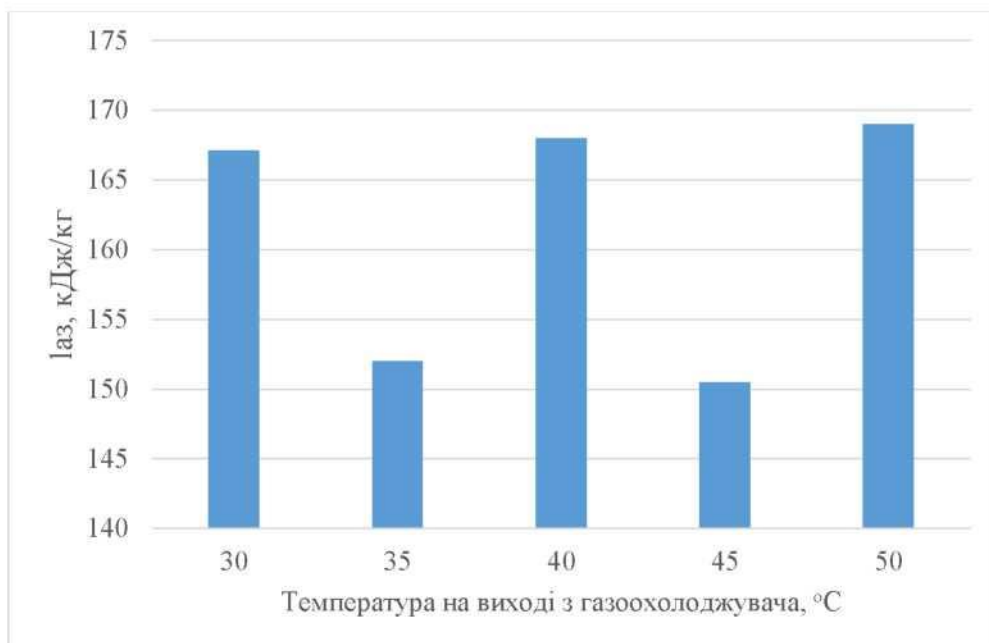


Рис. 3.4. Питома адіабатна робота стискання всієї системи в залежності від температури виходу з газоохолоджувача

З графіку 3.2, 3.3 та 3.4 можна бачити що питома адіабатна робота стискання для розглянутої системи в середньотемпературному режимі збільшується при підвищенні температури навколишнього середовища. Адіабатна робота стискання для низькотемпературної ступені складає 54 кДж/кг. Питома робота стискання для ступені паралельного стискання плавно

					Арк.
					61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

збільшується при підвищенні температури навколишнього середовища, в свою чергу робота стискання для середньотемпературної ступені немає плавної зміни, це пов'язано з підходом до розрахунку, виходячи з оптимального тиску в газоохолоджувачі та ресивері.

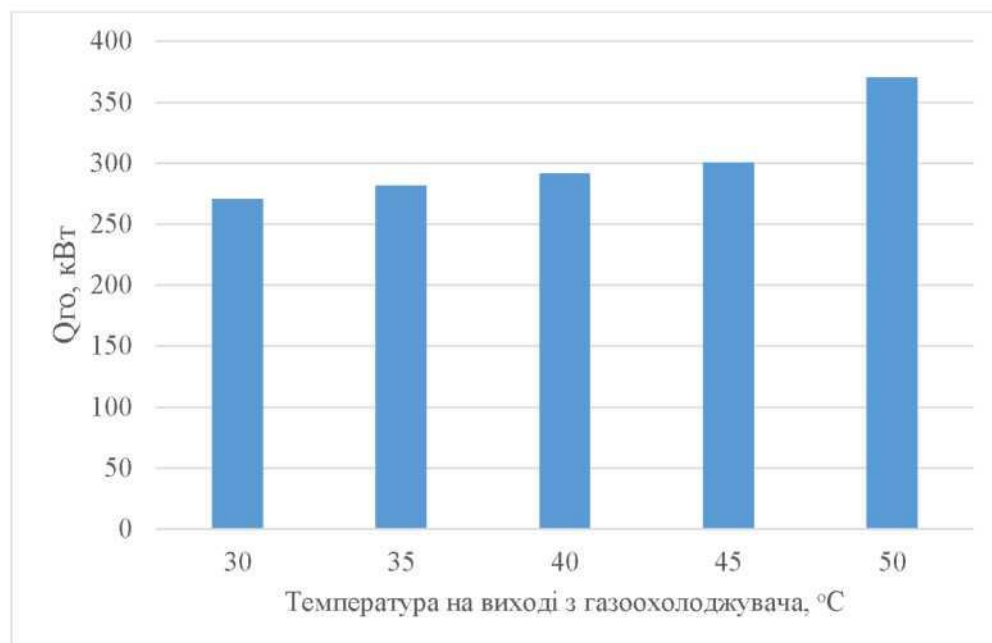


Рис. 3.5. Тепловий потік в газоохолоджувачі

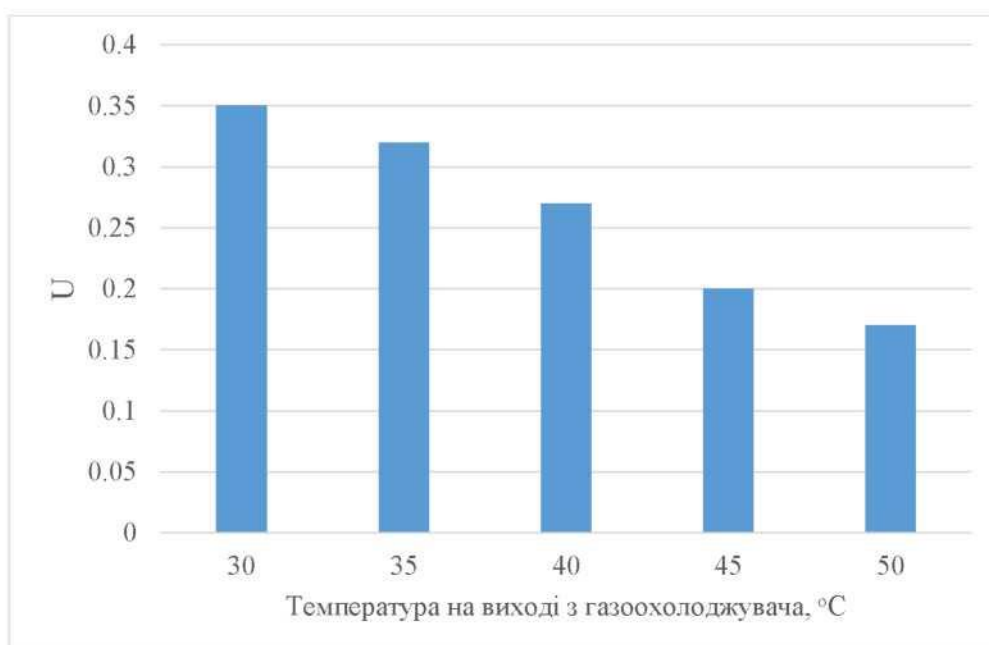


Рис. 3.6. Коефіцієнт ежекції

Результати розрахунку коефіцієнту ежекції та теплового потоку в газоохолоджувачі показано на графіках 3.5 та 3.6. Очевидно збільшення теплового потоку при підвищенні температури на виході з газоохолоджувача

					Арк.
					62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Щодо коефіцієнту ежекції, то тут можна бачити зниження показників продуктивності зі збільшенням температури на виході з газоохолоджувача. Одночасно збільшується теплове навантаження на ежектор. Оскільки транскритичні системи мають однакову базу та розрізняються лише установкою додаткових компонентів для підвищення ефективності, або для використання при різній температурі навколишнього середовища мінімально необхідна робота стиску не змінюється. Для каскадної системи мінімальна робота стиску більша на 7-10%.

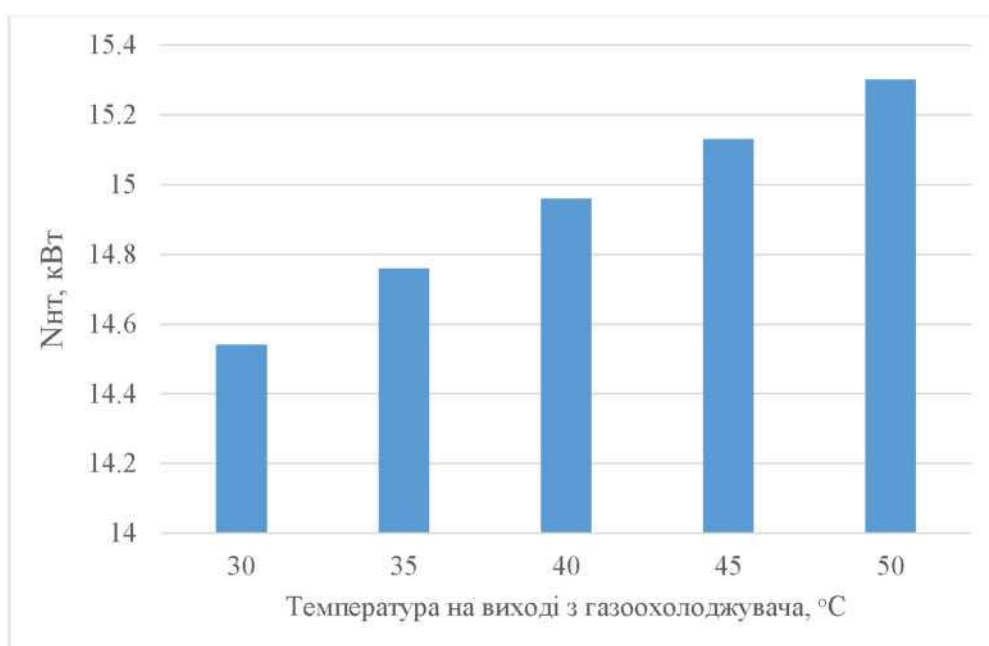


Рис. 3.7 Споживана потужність компресору низькотемпературного контуру.

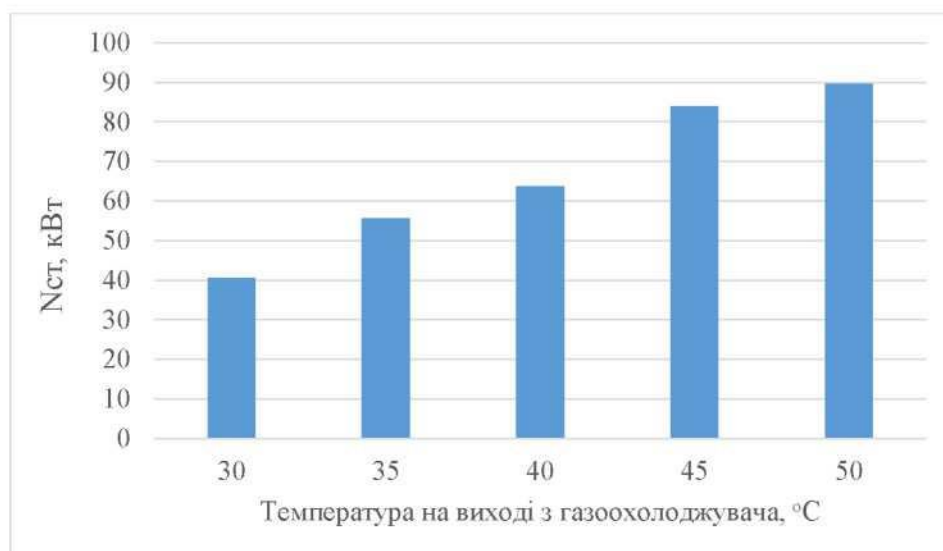


Рис. 3.8 Споживана потужність компресору середньотемпературного контуру.

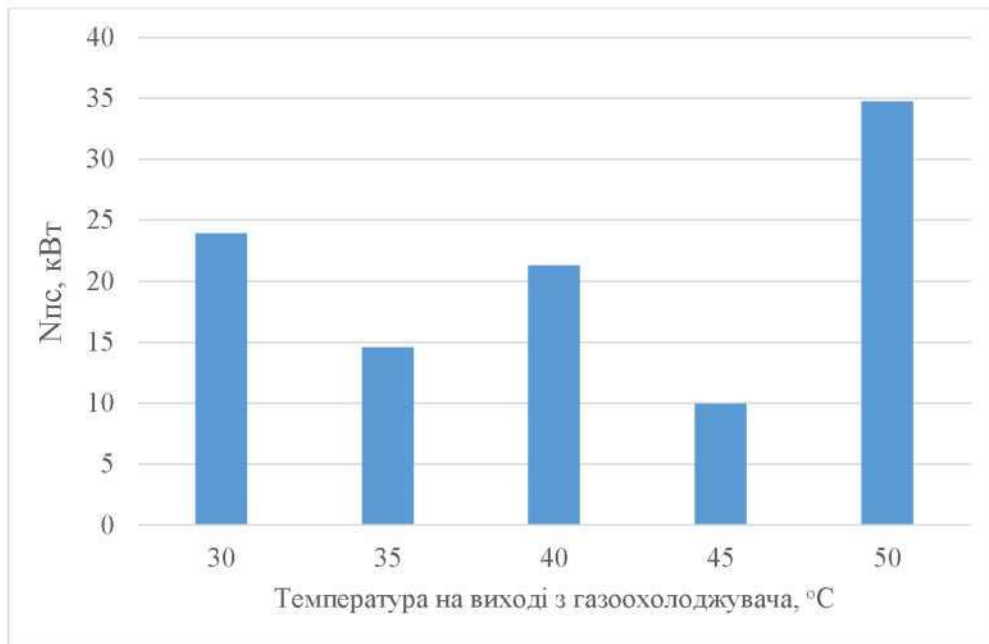


Рис. 3.9 Споживана потужність компресору паралельного стискання.

Розрахунок споживаної потужності показав її збільшення при підвищенні температури навколишнього середовища найбільшим є показник для температури +50°C, але варто зазначити що при розрахунку без фіксованої температури в ресивері, +3 °C наприклад, відсутнє плавне збільшення споживаної потужності, а вираховування оптимальної температури в ресивері.

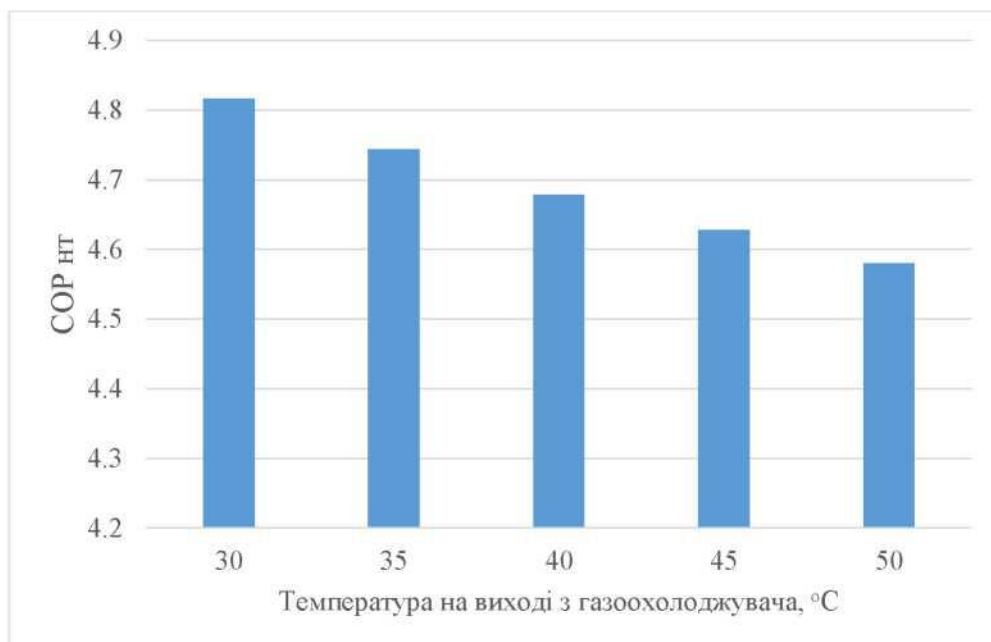


Рис. 3.10 COP низькотемпературного контуру

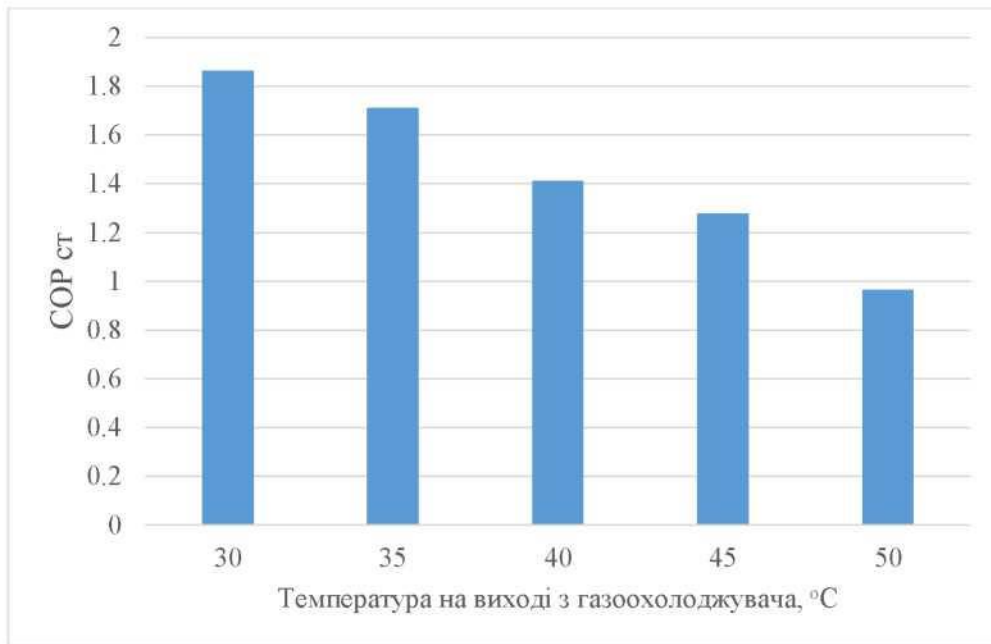


Рис. 3.11 COP середньотемпературного контуру

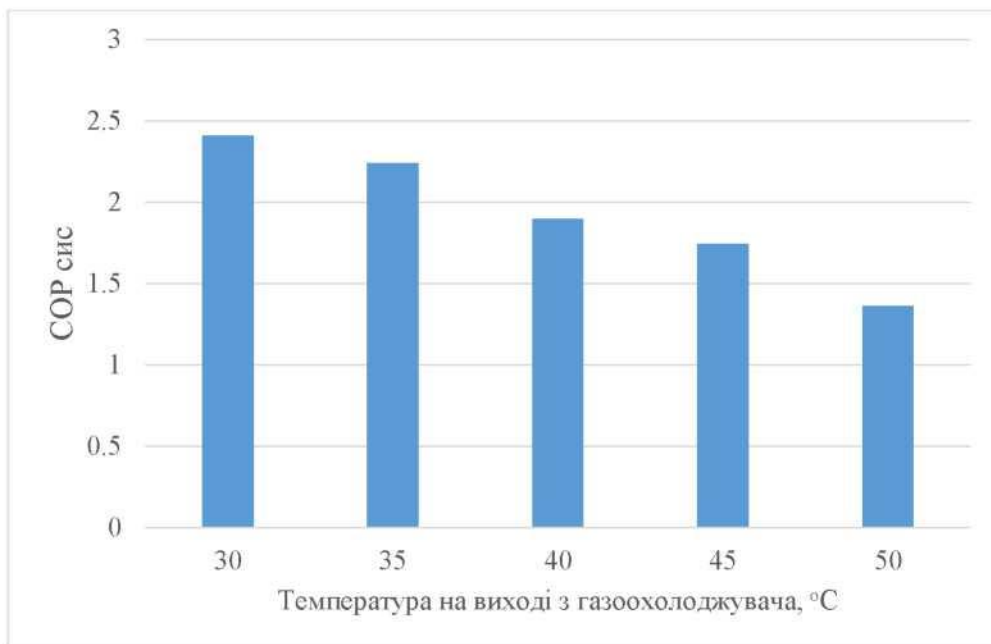


Рис. 3.12 COP для всієї системи

Розрахунок холодильного коефіцієнту представлено на рис. 3.10, 3.11 та 3.12. Показано що найбільший показник є для системи при температурі на виході з газоохолоджувача 30°C. Зниження COP складає 5-8% для низькотемпературного контуру, до 45% для середньотемпературного контуру – де вплив температури навколишнього середовища є найсуттєвішим та до 30% для системи загалом.

Як альтернативне рішення для циклів із застосуванням CO₂ застосовується регулюючий вентиль замість ежектору.

						Арк.
						66
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ IV. Техніко-економічні показники проекту.

Організаційне обґрунтування проекту. Класифікаційна оцінка різновиду проекту.

клас – монопроект;

тип – технічний;

вид – дослідницько-освітній;

тривалість – короткостроковий;

складність – простий;

рівень – галузевий.

Визначення мети й результатів проекту.

Мета – дослідження і розробка каскадної холодильної машини працюючої на вуглекислоті і пропанові.

Результати:

- а) розрахунки вартості розробки і дослідження каскадної машини ;
- б) установка, монтаж, налагодження й перевірка ситеми холодильного обладнання;
- в) технічна документація й паспорт, посібник з експлуатації.

Життєвий цикл проекту:

Фаза концепції проекту:

- а) збір даних і аналіз сучасного стану на ринку робочих тіл;
- б) установлення потреби в результатах;
- в) твердження концепцій.

Фаза розробки:

- а) установлення ділових контактів і вивчення цілей, мотивів і вимог замовника й власника;
- б) розвиток концепцій, планування предметної області й інших елементів проекту;
- в) розробка зведеного плану.

						Арк.
						67
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фаза реалізації:

- а) організація виконання робіт;
- б) детальне проектування й технічні специфікації;
- в) інформаційний контроль над виконанням робіт;
- г) керівництво й координація робіт, регулювання основних показників проекту;
- д) підтвердження закінчення робіт.

Фаза завершення:

- а) експлуатаційні випробування остаточного продукту проекту;
- в) підготовка документів і здача холодильної установки замовникові;
- г) оцінка результатів проекту й підведення підсумків;
- д) підготовка підсумкових документів і закриття проекту.

Визначення навколишнього середовища проекту (зовнішнє, внутрішнє) і учасників проекту.

Учасники:

- 1) замовник проекту;
- 2) команда проекту;
- 3) керівник проекту;
- 4) контрагенти проекту;
- 5) рецензори проекту;
- 6) органи влади;
- 7) виробники й споживачі кінцевого продукту.

Зовнішні фактори:

- політична стабільність; підтримка проекту урядом;
- джерела інвестицій і капітальних вкладень;
- тарифи й податки; рівень цін; рівень життя й умови;
- відношення місцевого населення до проекту;
- рівень розвитку фундаментальних і прикладних наук;
- рівень інформаційних технологій і комп'ютеризації;

						Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- енергетичні системи;
- Внутрішні фактори:
- постачальники ресурсів ;
 - розвиток банківської структури ;
 - засобу масової інформації.

Економічний розрахунки.

Метою цього розділу є техніко-економічна оцінка пропонованого об'єкту й доведення економічної доцільності запропонованого варіанту.

Розрахунки капітальних вкладень.

Капітальні витрати складаються з витрат на устаткування, розробку проекту й витрат на матеріали(вуглекислота, пропан).

$$K = C_{об} + C_{ши} + C_{мат}, \text{ грн} \quad (4.1)$$

де: $C_{об}$ - вартість обладнання;

$C_{ши}$ -вартість наукових досліджень;

$C_{мат}$ – вартість матеріалів.

1) Вартість устаткування визначаємо по прейскуранту й зводимо в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 «Вартість устаткування»

№ п/п	Найменування устаткування і його характеристика	Од.вим	Кіл-ть	Вартість од.обл.(євро)	Загальна вартість обл.(євро)
1	Компресор	шт	4	60-70 тис	130000
2	Конденсатор	шт	2	9250	18500
3	Теплообмінник	шт	2	2050	4100
4	Допоміжне устаткування	шт	1	3000	3000
Сумарна вартість устаткування		155600 євро (4473500 грн.)			

						Арк.
						69
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вартість іншого обладнання 10%	447350 грн.
Розрахункова вартість устаткування	4473500 грн.
Витрати на впакування, тран-ку 15%	671025 грн.
Витрати на монтаж 20%	894700 грн.
Усього вартість устаткування	6486575 грн.

Тоді капітальні вкладення по проекту складуть:

$$K_{\text{хол}} = 447350 + 4473500 + 671025 + 894700 = 6486575 \text{ грн} \quad (4.2)$$

Розрахунки експлуатаційних витрат.

Розрахунки собівартості виробництва тепла.

Розрахунки витрат по статті "Допоміжні матеріали".

До допоміжних матеріалів відносяться:

- а) холодильний агент;
- б) змащувальні матеріали,

Розрахунки вартості річного споживання холодильного агенту.

$$C_{\text{г.а.}} = G_{\text{г.а.}} \cdot \text{Ц}_{\text{г.а.}}, \text{ грн} \quad (4.3)$$

де: $G_{\text{г.а.}}$ - річне поповнення системи холодильним агентом, т;

$\text{Ц}_{\text{г.а.}}$ - ціна холодильного агента за 1т, грн/т;

Річне споживання холодильного агенту при ремонті.

$$G_{\text{г.а.}} = \frac{q_{\text{г.а.}} \cdot Q_{\text{рем}} \cdot k'}{1000}, \text{ т} \quad (4.4)$$

де: k' - коефіцієнт враховуючий втрати холодильного агента при ремонтних роботах;

$q_{\text{г.а.}}$ - питома норма витрати холодоагенту, кг/1000 кДж;

$$G_{\text{г.а.}} = \frac{0,00043 \cdot 3,4 \cdot 10^8 \cdot 1,2}{1000} = 175,5 \text{ кг}$$

						Лрк.
						70
Зм.	Лрк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_{c.o} = 175,5 \cdot 1100 = 193.050 \text{ грн}$$

Розрахунки вартості річного споживання мастильних матеріалів.

$$G_m = \frac{(q_m \cdot z \cdot t) \cdot t / t'}{1000}, \text{ Т} \quad (4.5)$$

де: z - сумарна кількість компресорів;

q_i - норма часового витрати масла на, кг;

t - річний час роботи компресора, година;

t' - нормативний час через яке повинне мінятися масло (у середньому раз у рік);

$$C_m = G_m \cdot \Pi_m, \text{ грн} \quad (4.6)$$

де: Π_m - вартість 1т мастильних матеріалів, грн/т;

$$G_m = \frac{(0,012 \cdot 4 \cdot 5528) \cdot 5528 / 10000}{1000} = 0,147 \text{ Т};$$

$$C_m = 0,147 \cdot 115000 = 16905 \text{ грн};$$

Розрахунки витрат по статті "Допоміжні матеріали" зводимо в табл. 4.2

Таблиця 4.2 "Допоміжні матеріали".

№ пп	Стаття витрат	Витрати, грн
1	Вартість холодильного агенту	193050
2	Вартість мастильних матеріалів	16905
РАЗОМ		209955
Інші невраховані витрати (0,5%)		10498
УСЬОГО		220453

Розрахунки витрат по статті "Електроенергія".

Розрахунки річних витрат на електроенергію робимо по наступній залежності:

$$C_{e.z.a} = N_y \cdot n_y \cdot n_z \cdot n_{oep} \cdot T \cdot \Pi_{e.z.a}, \text{ грн} \quad (4.7)$$

де: N_y - установлена потужність холодильної установки, кВт;

n_y, n_z, n_{oep} - коефіцієнти завантаження електродвигуна по потужності, облік витрат електроенергії в межах підприємства, $n_y = 0.85$; $n_z = 1.06$;

						Арк.
						71
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

T – річний фонд робочого часу ХУ, година за рік.

$\Pi_{\text{ен}}$ - тариф за 1 квт·ч споживаної енергії, грн/кВт·ч;

$$C_{\text{ен}} = 172.8 \cdot 0,85 \cdot 1,06 \cdot 3132 \cdot 1,68 = 819219 \text{ грн} \quad (4.8)$$

Амортизація встаткування .

Амортизація встаткування (15% від вартості встаткування):

$$C_{\text{ам}} = \frac{C_{\text{об}} \cdot 15}{100} = \frac{4473500 \cdot 15}{100} = 671025 \text{ грн} \quad (4.9)$$

Витрати на поточний ремонт устаткування.

Ухвалюються в розмірі 5,5% від вартості встаткування

$$C_{\text{тр}} = 4473500 \cdot 0,055 = 246043 \text{ грн} \quad (4.10)$$

Усі статті витрат зводимо в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 Калькуляція собівартості холоду.

№ п/п	Статті витрат	Сума, грн
1	Допоміжні матеріали	220453
2	Електроенергія	819219
3	Амортизація встаткування	671025
4	Витрати на поточний ремонт	246043
РАЗОМ:		1956740

Розрахунки експлуатаційних витрат по об'єкту.

Включає наступні статті витрат:

1. Виробництво холоду.
2. Невраховані витрати

Ухвалюються в розмірі 10% від вищезгаданих витрат.

1. Виробництво холоду : 1956740 грн.

2. Невраховані витрати: 195674 грн.

РАЗОМ: (Спр+Сн) = 2152414 грн.

Розрахунки річного економічного ефекту.

						Лрк.
						72
Зм.	Лрк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина економічного ефекту від впровадження каскадної установкки,
у порівнянні з установкою на каскаді фреон – фреон.

$$\Delta_r = (C_1 - C_2) - E_n (K_2 - K_1) \quad (4.11)$$

Δ_r -економічний ефект від реалізації проекту,

C_1, C_2 - річні поточні витрати, для установки на фреонах і CO2-пропан відповідно,

$C_1 = 4473500 + 58938=4532438$ грн. (річні поточні витрати для проекту каскадної схеми фреон-фреон містять у собі :всі затрати на аналогічну установку і вартість PTO2)

$C_2 = 4473500$ грн. (річні поточні витрати для проекту на базі досліджуваної схеми)

K_1, K_2 - капітальні витрати,

$K_1 = 6486575$ грн.(капітальні витрати на устаткування, його установку, монтаж, налагодження установки працюючої на фреонах).

$K_2 = 6401115$ грн.(капітальні витрати для проекту на базі досліджуваної машини).

E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності,

$$E_n = 0,2$$

$$\Delta_r = (4532438 - 4473500) - 0,2(6486575 - 6401115) = 17092 \text{ грн}$$

Висновок.

Економічний розрахунок холодильної установки працюючої на вуглекислоті показує її економічну ефективність, порівняно із аналогічною на фреонах, в розмірі 17092грн в рік.

Хоча дана сума є несуттєвою (3,8% сумарних капітальних затрат) доцільність її розробки аргументується мінімальним впливом на екологію.

						Арк.
						73
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ IV Охорона праці

Питання охорони навколишнього середовища та безпеки роботи холодильних установок є одними з найбільш актуальних під час проектування холодильного обладнання та вибору холодоагенту. Застосування традиційних холодоагентів обмежується різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їхньої жорсткості. Унаслідок цього останнім часом усе частіше рекомендується використовувати альтернативні холодоагенти.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За останні роки важливість CO₂ як холодоагенту в секторі холодильного обладнання для продовольчої торгівлі помітно зростає. Найважливіше при цьому те, що CO₂ – один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, які перспективні із погляду безпеки та нешкідливості для навколишнього середовища. CO₂ може використовуватися як холодоагент у холодильних системах різних типів, що працюють як у докритичних (субкритичних), так і надкритичних (транскритичних) циклах. Найчастіше субкритичний цикл застосовують за каскадною схемою холодопостачання. Як правило, у верхній гілці каскаду як холодоагент використовують R717 або R134a, а в нижній – R744 (CO₂) у діапазоні температур від –35 оС (температура кипіння) до +10 оС (температура конденсації), що відповідає тискам від 12 до 26,5 бар. Існують різні види субкритичних каскадних холодильних систем на CO₂: системи з безпосереднім кипінням, системи з насосною циркуляцією, системи на CO₂ із вторинним ропним контуром або комбінації цих систем. Транскритичні холодильні системи на CO₂ сьогодні використовуються лише в невеликих і комерційних холодильних установках із бустер-компресором на CO₂ у діапазоні температур від –35 оС (температура кипіння) до +40 оС (температура конденсації), що відповідає тискам від 12 до 90 бар. Це мобільні системи кондиціонування повітря, невеликі теплові насоси та системи холодопостачання супермаркетів. Особливість транскритичної схеми в тому, що під час її роботи

						Лрк.
						74
Зм.	Лрк.	№ докум.	Підпис	Дата		

не відбувається конденсації холодоагенту, завдяки чому досягається мінімальна різниця між температурою навколишнього середовища та температурою холодильного агента, що використовується для перенесення тепла в системі рекуперації. Ця властивість дає можливість збільшити кількість тепла, що рекуперується за умов збільшення температури навколишнього середовища. Низка компаній розробили та пропонують каскадні холодильні центральні на CO₂, що використовуються для систем холодопостачання супермаркетів. Поршневі напівгерметичні компресори для CO₂ як холодоагенту як для субкритичного, так і для транскритичного циклів пропонують багато виробників, зокрема, такі як Danfoss, Bitzer, GEA Bock, Dogin SpA. Мета статті – аналітичний огляд сучасних систем централізованого холодопостачання на CO₂, визначення переваг та недоліків систем холодопостачання торговельних підприємств із застосуванням CO₂ під час вибору інженерного рішення, виявлення перспективних тенденцій сучасного проектування холодильних систем торговельних підприємств. Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо особливості застосування каскадних холодильних систем на CO₂ для торговельних підприємств.

Ефективність субкритичних каскадних холодильних систем на CO₂ досить висока навіть в умовах жаркого клімату. Ці системи мають досить вагомі переваги: для високотемпературної ступені потрібно дуже невелику кількість холодоагенту; різниця температур біля каскадного теплообмінника відносно низька; на високій стороні різних холодильних установок можна використовувати фреон або аміак; аміачно-вуглекислотні каскадні системи мають найвищий коефіцієнт корисної дії. На рис. 1 показано спрощену схему холодильної установки, у якій CO₂ скраплюється у випарнику первинного холодильного контура (із холодоагентами NH₃, HC (пропан, пропилен) або HCFC/HFC) і транспортується циркуляційною помпою безпосередньо у випарники системи середньотемпературного охолодження. У сучасних каскадних CO₂-ступенях передбачений додатковий LT-ресивер низького тиску, що підтримує на рівні тиск кипіння CO₂ за рахунок відкачування пари

						Лрк.
						75
Зм.	Лрк.	№ докум.	Підпис	Дата		

одним або декількома одноступінчастими компресорами. Компресор нагнітає пари CO₂ у каскадний охолоджувач (конденсатор) разом із газом із середньотемпературного випарника. В охолоджувачі сумарний газовий потік конденсується й потім надходить у відповідний МТ-ресивер

Розрахунковий тиск CO₂ засновано на доступності компонентів і він дорівнює 40–45 бар (що відповідає температурі +5...+10 оС). У таких каскадних системах важливо, щоб на високотемпературній стороні працював, принаймні, один компресор для забезпечення можливості запуску першого компресора на низькотемпературній стороні. У протилежному випадку компресор на низькотемпературній стороні буде вимикатися через високий тиск. така сама послідовність необхідна під час заповнення системи.

Насамперед необхідно заповнити фреоном високотемпературний контур і запустити його в роботу. Коли це буде зроблено, можна почати заправлення низькотемпературної системи діоксидом вуглецю. Потім за умов підвищення тиску CO₂ в усмоктувальній лінії запускаються низькотемпературні компресори. Транскритична бустерна холодильна система є однією з найбільш перспективних для застосування в умовах холодного та помірного клімату. Причиною цього є кілька чинників: транскритична бустерна система більш економічна в плані енергоспоживання порівняно із системами, що працюють на фреоні R404a, і в той же час вона має більш просту конструкцію. Секція високого тиску починається з компресора високого тиску LT, проходить через газоохолоджувач і закінчується клапаном регулювання високого тиску. Розрахунковий тиск у цій секції, як правило, становить від 90 до 120 бар. Секція середнього тиску починається від розширювального клапана високого тиску, де потік розділяється на газ і рідину в ресивері. Газоподібна фаза відводиться в усмоктувальну лінію компресора високого тиску МТ через байпасний клапан. Рідка фаза подається до розширювальних клапанів, де відбувається її розширення перед подачею в низькотемпературний і середньотемпературний випарники.

						Арк.
						76
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газ із низькотемпературного випарника стискується в низькотемпературному компресорі та змішується з газами, що надходять із середньотемпературного випарника та байпасної лінії. Звідси газ подається в усмоктувальну лінію компресора високого тиску та заповнює контур. Розрахунковий тиск у середньотемпературній секції звичайно становить 40–45 бар, а в низькотемпературній – 20–35 бар. При цьому спостерігається тенденція проектувати середньотемпературну та низькотемпературну секції на однаковий тиск. Тиск у ресивері регулюється клапаном із кроковим двигуном. Він повинен бути вище величини тиску, за якого відбувається випарування в середьотемпературних випарниках, для забезпечення різниці тиску на середьотемпературному розширювальному клапані.

З іншого боку, цей тиск повинен бути нижче розрахункового тиску. Після розширення під високим тиском відбувається поділ газу та рідини, при цьому газ відводиться безпосередньо на усмоктувальну сторону компресора, а рідка фаза розподіляється по випарниках. Описаний процес дає можливість використовувати стандартні компоненти холодильної системи, що працюють під тиском. За транскритичних умов тиск є функцією температури на виході з газоохолоджувача. Метою регулювання є одержання максимального холодильного коефіцієнта COP за цієї певної температури.

Робота вентиляторів газоохолоджувача регулюється за температурою CO₂ на виході з газоохолоджувача. Якщо фактична температура нижче заданого значення, то швидкість обертання вентиляторів зменшується. Якщо всі компресори зупинені, то вентилятори не обертаються. У традиційних системах тиск часто є регулюючим параметром (зі зменшенням тиску конденсації підвищується продуктивність системи), але для транскритичних систем у холодний період це може сприяти збільшенню переохолодження та привести до сильного зниження тиску в ресивері. У результаті цього перепад тиску може бути недостатній для нормальної роботи розширювального клапана. 192 Загальною проблемою, як для субкритичних систем, так і для транскритичних є підвищення тиску під час простою системи. Для вирішення

						Арк.
						77
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

цієї проблеми існує кілька способів: для підтримання тиску в холодильній установці на прийнятному рівні можна використовувати додаткову невелику холодильну машину; установити в системі розширювальну посудину, достатню для компенсації підвищення тиску в системі під час простою; проектувати систему таким чином, щоб вона могла витримувати тиск простою (тиск насичених пар за кімнатної температури) близько 80 бар.

Як показує практика, оптимальним рішенням для холодильних установок є використання невеликої холодильної установки для охолодження рідкого CO₂. Важливу роль під час вибору системи холодопостачання та холодильного агента для торговельного підприємства, що проектується, відіграють первісні та експлуатаційні витрати. Більшу частину експлуатаційних витрат становить споживання електроенергії. Як відомо, для виробництва холоду в харчовій промисловості споживається значна кількість електроенергії.

Категорія приміщень установок та спеціальні вимоги

1. Категорія приміщень фреонових установок (машинні відділення, холодильні камери) за вибуховою, вибухопожежною та пожежною небезпекою, за ступенем небезпеки ураження електричним струмом повинен відповідати СНиП 2.09.08-85 і вимогам ПУЕ. За вибухонебезпечності приміщення з фреоновими установками відносяться до невибухонебезпечним. За пожежонебезпечності все приміщення фреонових установок відносяться до категорії Д, за винятком холодильних камер з температурою понад 10 ° С, що відносяться до категорії В. За ступенем небезпеки ураження електричним струмом холодильні камери та машинні відділення фреонових установок відносяться до категорії приміщень з підвищеною небезпекою. При розміщенні холодильних установок в технологічних цехах з підвищеною вологістю ступінь захисту електрообладнання приймати по ГОСТ 14254-80 "Електричне обладнання напругою до 1000 В. Оболонки. Ступінь захисту. Позначення. Методи випробувань".

						Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Електроустановки фреонових холодильних систем повинні відповідати "Правилам улаштування електроустановок" (ПУЕ), "Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів" і "Правилами техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів" (ПТЕ і ПТБ)

3. Холодильні камери з температурою 0 ° С і нижче повинні бути обладнані системою светозвукової сигналізації "людина в камері", сигнал від якої повинен надходити в приміщення з постійним чергуванням персоналу.

4. Для екстреного відключення електроживлення всього устаткування (крім аварійної вентиляції та освітлення) неагрегатированих холодильних установок (компресори, насоси, вентилятори та ін.) У одного з виходів з машинного відділення повинна бути змонтована кнопка (червоного кольору) загального аварійного відключення.

Організаційні заходи

1. Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити холодильні установки необхідним штатом обслуговуючого персоналу, керуючись затвердженням на підприємстві штатного розпису, "Єдиного тарифнокваліфікаційного довідника робіт і професій робітників" Держкомітету СРСР по праці та соціальних питань і в повній відповідності з діючими "Нормативами чисельності робочих холодильних установок", або укласти договір зі спеціалізованою організацією на комплексне технічне обслуговування автоматизованих холодильних установок

2. До обслуговування холодильних установок допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального навчального закладу або курсів по експлуатації холодильних установок — для машиністів, по автоматизації холодильних установок — для слюсарів, по контрольно-вимірювальних приладів та автоматики, по експлуатації і автоматизації холодильних установок — для електромеханіків. До самостійного обслуговування холодильних установок машиніст і електромеханік можуть бути допущені тільки після проходження

						Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

стажування протягом 1 міс і відповідної перевірки знань. Допуск до самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

3. На кожному підприємстві відповідно до діючого положення про організацію роботи з охорони праці повинні бути розроблені і затверджені головним інженером (головним спеціалістом) інструкції по експлуатації (обслуговування) холодильного обладнання з урахуванням заходів з охорони праці. Інструкції повинні бути затверджені профспілковим комітетом підприємства і доведені до обслуговуючого персоналу (під розписку).

4. На кожному підприємстві наказом повинні бути призначені: особа, відповідальна за справний стан, правильну і безпечну експлуатацію холодильних установок, і особа, відповідальна за реєстрацію холодильних апаратів (судин), нагляд за ними і їх технічний огляд.

5. Адміністрація підприємства зобов'язана проводити відповідно до ГОСТ 12.0.004-79 навчання робітників, інженерно-технічних працівників і службовців безпеки праці, а також здійснювати контроль за своєчасністю і якістю навчання працюючих. Загальне керівництво і організація навчання в цілому по підприємству покладаються на керівника підприємства, а в підрозділах - на керівника підрозділу

6. Періодична перевірка знань обслуговуючого персоналу з технічного обслуговування холодильної фреонової установки, техніці безпеки, інструкцій з експлуатації обладнання та охорони праці, практичних дій з надання долікарської допомоги повинна проводитися не рідше одного разу на рік комісією, що складається з фахівців по холодильній техніці, електротехніці і техніці безпеки. Склад комісії затверджується керівництвом підприємства. Результати перевірки заносяться в журнал, а також в посвідчення і підписуються членами комісії

7. Перевірка знань з техніки безпеки керівних і інженерно-технічних працівників повинна здійснюватися відповідно до "Положення про порядок перевірки знань правил і норм з охорони праці та техніки безпеки керівних,

						Арк.
						80
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

інженерно-технічних працівників і фахівців організацій і підприємств системи Держагропрому СРСР".

8. Персонал, допущений до технічного обслуговування конкретної холодильної установки, крім загальнотеоретичних знань, повинен знати наступне.

машиністи:

її пристрій, обслуговування, принцип роботи, системи фреонових, водяних і ропних трубопроводів, порядок виконання робіт з пуску, зупинці, регулювання режиму роботи установки і її елементів відповідно до заводських інструкцій з обслуговування встановленого обладнання; нормальний режим роботи холодильної установки; правила заповнення установки холодильним агентом і маслом.

Слюсарі по КВП і А :

правила безпечної роботи з електроустановками; пристрій, обслуговування, принцип дії і наладку приладів автоматики, щитів і пультів, системи автоматизації та захисту компресорів і насосів від небезпечних режимів роботи і аварій; принцип роботи холодильної установки.

Електромеханіки:

пристрій, обслуговування, регулювання і правила ремонту як холодильної установки, так і електроустановки, а також системи автоматизації та захисту обладнання від небезпечних режимів роботи і аварій. Обслуговуючий персонал повинен, крім того: знати порядок ведення добового журналу роботи холодильної установки; вміти користуватися засобами індивідуального захисту, знати відповідні правила техніки безпеки та правила надання долікарської допомоги, в тому числі при ураженні електрострумом.

9. Конструкція апаратів (судин), їх експлуатація, а також реєстрація й огляд підприємствами-власниками (або організацією, яка обслуговує холодильну установку) повинні відповідати вимогам "Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском" Держгіртехнагляду

						Арк.
						81
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

СРСР. Апарати (судини) холодильних установок не підлягають реєстрації та огляду органами Держгіртехнагляду СРСР

10. У машинному відділенні повинні бути вивішені на видному місці інструкції по: влаштування і безпечної експлуатації холодильної установки; обслуговування машин і апаратів; діям персоналу при виникненні аварійної ситуації; пожежної безпеки; надання першої долікарської допомоги; охорони праці, а також: графіки проведення планово-попереджувального ремонту (періодичного технічного обслуговування); затверджені головним інженером (головним спеціалістом) схеми трубопроводів холодоагенту (холодильного агента), хладоносителя і води з нумерацією в них (і відповідно в натурі) запірної арматури і приладів контролю і автоматики; покажчики знаходження засобів індивідуального захисту; номери телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі; номер телефону та адресу організації, яка обслуговує автоматизовану холодильну установку. Для машинних відділень, де встановлені тільки агрегатовані холодильні машини заводської поставки, які обслуговуються спеціалізованою організацією, перелік вищевказаних інструкцій і матеріалів, а також їх місцезнаходження встановлюються керівництвом підприємства.

11. У разі внесення змін до системи холодильної установки схема холодильних трубопроводів, вивішена в машинному відділенні, повинна бути виправлена.

12. Машинне відділення холодильної установки повинно бути забезпечено первинними засобами пожежогашіння (для категорії виробництва 3) відповідно до діючих "Типових правил пожежної безпеки для промислових підприємств", затвердженими ДУПО МВС СРСР. Розміщення і зберігання в машинному відділенні сторонніх предметів не допускається.

13. Вхід стороннім особам у машинне відділення забороняється, про що повинна бути вивішена попереджувальний напис біля вхідних дверей і заборонний знак безпеки згідно з ДСТУ ISO 6309: 2007

						Арк.
						82
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

14. Виконання робіт в машинних відділеннях, а також в холодильних камерах особами, не пов'язаними з обслуговуванням холодильної установки і експлуатацією камер (ремонт приміщення, теплоізоляція, фарбування обладнання та труб та ін.), повинно проводитися після відповідного інструктажу і під наглядом особи, відповідальної за експлуатацію холодильної установки (або особи, що його замінює). Допущення до роботи особи повинні бути проінструктовані про небезпечні наслідки пошкодження елементів холодильних установок, про неприпустимість використань я обладнання та труб в якості опор для робочих майданчиків (помостів), сходів і засобів підйому матеріалів та про заборону куріння в приміщеннях.

15. Розслідування нещасних випадків має здійснюватися відповідно до чинного "Положення про розслідування та облік нещасних випадків на виробництві", затвердженого Президією ВЦРПС.

16. Прийом в експлуатацію знову змонтованої або реконструйованої холодильної установки повинен проводитися відповідно до СНиП 3.05.05-84 "Технологічне обладнання і технологічні трубопроводи" та СНиП III-3-81 "Прийняття в експлуатацію закінчених будівництвом об'єктів. Основні положення".

Вимоги безпеки під час роботи

Необхідно виконувати тільки ту роботу, що поручена вам керівником робіт.

1. Не вмішуватись в роботу інших, якщо це не доручено адміністрацією.
2. Бути уважним в роботі, не відволікати від роботи розмовами інших та не дозволяти це робити іншим.
3. Не працювати без належного освітлення.
5. Не допускати присутності в робочій зоні присутності посторонніх осіб.

При експлуатації холодильного устаткування:

						Арк.
						83
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

- завантаження охолоджуваного об'єму холодильного устаткування здійснювати після пуску холодильної машини і досягнення температури необхідною для зберігання продуктів;

- кількість завантажуваних продуктів не повинна перевищувати норму, на яку розрахована холодильна камера;

- двері холодильного устаткування відкривати на короткий час і як можна рідше;

- при осіданні на охолоджуваних приладах (випарниках) інею (снігової шуби) товщиною більше 5 мм зупинити компресор, звільнити камеру від продуктів і виконати відтавання інею (снігової шуби);

- при виявленні витoku холодогенту холодильне устаткування негайно відключити, приміщення провітрити; **не допускається:**

- включати агрегат за відсутності захисного заземлення або занулення електродвигунів;

- працювати без огорожі машинного відділення, з несправними приладами автоматики;

- захарашувати простір біля холодильного агрегату складувати товари, тару і інші сторонні предмети;

- торкатися до жвавих частин включеного в електричну мережу агрегату, незалежно від того, знаходиться він в роботі або в режимі автоматичної зупинки;

- зберігати продукти на випарниках; видаляти іній з випарників механічним способом за допомогою скребків, ножів;

- розміщувати сторонні предмети на огорожах агрегату;

- завантажувати холодильну камеру при знятій огорожі

повітряохолоджувача, без піддону випарника, а також без піддону для стоку конденсату;

- самовільно пересувати холодильний агрегат.

6. Виключити користуватися холодильним устаткуванням, якщо:

						Лрк.
						84
Зм.	Лрк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- струмонесучі частини магнітних пускачів, рубильників
- електродвигунів, приладів автоматики не закриті кожухами;
- холодильні машини не мають захисного заземлення або занулення металевих частин, які можуть виявитися під напругою при порушенні ізоляції;
- закінчився термін чергового випробування і перевірки ізоляції електропроводів і захисного заземлення або занулення устаткування;
- зняті кришки магнітних пускачів, клемних коробок електродвигунів, реле тиску і інших приладів;
- виявлено порушення температурного режиму, іскріння контактів часте включення і виключення компресора і т. п.

Вимоги безпеки у аварійних ситуаціях 1

Надання долікарської допомоги.

2. Якщо потерпілий не втратив свідомість та продовжує дихати та в нього нормально працює серце, необхідно вкласти його, розтебнути одяг, та надати повний спокій до прибуття медичної допомоги.

3. При відсутності у потерпілого дихання та пульсу необхідно проводити йому штучне дихання та закритий масаж серця. Під час долікарської допомоги необхідно слідкувати за зіницями очей, широкі зіниці вказують на різке погіршення кровообігу мозку. При такому стані необхідно оживлення розпочинати негайно.

4. Якщо в потерпілого відсутнє дихання, пульс то оживлення необхідно робити в такому порядку:

Покласти потерпілого на спину і під його локті підкласти валік з звернутого одягу.

Присісти з лівої сторони від потерпілого, свою ліву руку піднести під потилицю та відкинути голову потерпілого назад.

Відкрити потерпілому рот, звільнити його від слизу при допомозі марлі чи носового платка і зробивши 2-3 вдоха вдувати через марлю чи платок повітря з свого рота в рот потерпілого.

						Арк.
						85
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Звільнити рот та ніс потерпілого по закінченню вдихання, щоб не заважати вільному видоходу. Після видоходу надаючий допомогу знову повинен зробити 2-3 глибоких штучних вдихів потерпілому. Частота штучного дихання не повинна перевищувати 12-16 разів в хвилину

5. При появі перших слабких вдихів у потерпілого самостійного дихання, деякий час необхідно продовжувати штучний вдих в момент початку самостійного вдоха потерпілого.

6. При відновленні у потерпілого самостійного дихання ,деякий час необхідно продовжувати робити штучне дихання до повного приведення потерпілого в свідомість чи до прибуття лікаря.

7. Зовнішній(прямий) масаж серця необхідно проводити шляхом ритмічного зжаття серця через передню стінку грудної клітки при надавлюванні на відносно подвижну нижню частину грудини з частотою 60-70 разів на хвилину, це забезпечує достатній кровообіг в організмі при відсутності роботи серця.

8. Оживлення не можна зупиняти навіть якщо потерпілий не подає ознак життя. Тільки лікар може вирішити чи помер потерпілий.

9. При наданні допомоги потерпілому не можна допускати охолодження тіла, залишати його на сирій землі, на кам'яному, бетонному чи металевому полу. Під потерпілого необхідно підстелити щось тепле та при можливості зігрівати його.

10. Необхідно вивчити прийоми надання першої допомоги при ураженні електрострумом та вміти їх надавати.

11. При задусі та отравленні необхідно поперед всього не допускати дальнішу дію газу на потерпілого, швидко вивести чи винести його з загазованого приміщення на чисте повітря чи провітрюєме приміщення.

12. До приходу лікаря у випадках гострого отруєння чи задухи газом необхідно освободити потерпілого від стискующего одягу.

						Арк.
						86
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Якщо потерпілий втратив свідомість ,його необхідно вкласти на рівне місце дати понюхати нашатирний спирт ,коли він прийде до свідомості надати йому спокій.

14. Якщо потерпілий в свідомості ,дати йому міцний чай чи кофе. Якщо тіло холодне, зігріти грілками чи розтиранням .Слідкувати щоб потерпілий не заснув.

15. Необхідно вміти надавати першу медичну допомогу при опіках тому ,що всякий опік-це рана в яку легко потрапляє інфекція .Для попередження цього на опік накладається стерильна пов'язка.

16. Не можна знімати з обпеченого місця одяг та обдирати прилипший натільний одяг

17. При тяжких обширних опіках ,при котрих може наступити шок, необхідно загорнути потерпілого в чисту просиню, вкласти та забезпечити максимальний спокій та до прибуття лікаря давати потерпілому пити солодкий чай чи кофе.

18. При опіку очей електричною дугою необхідно робити холодні примочки розчином борної кислоти.

19. При обмороженні необхідно відігріти потерпілому обморожену частину тіла до +37 градусів шляхом розтирання теплою суконкою чи теплою рукавичкою до покрасіння кожного покрову ,потім змазати обморожену частину тіла несолоним жиром чи вазеліном.

20. Надавати першу медичну допомогу при переломах та вивихах в першу чергу потрібно придати потерпілому удобне положення, що запобігає пошкодженню частини тіла .Це може бути досягнуто при допомозі накладення шин.

21. При відсутності шин використовувати любі підручні засоби-доски ,палки ,шматки картону,фанери і т.д. Шини необхідно прикріплювати до кінцівок бинтом ,ременем чи вірьовкою.

22.Для попередження засорення рани при відкритому переломі

						Арк.
						87
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

,поверхню кожного покриву навколо рани слід змазати йодною настоякою ,накласти стерильну пов'язку та відправити потерпілого до лікарняного закладу.

23. Надаючий першу медичну допомогу при пораненнях повинен чисто вимити руки з милом, чи протерти пальці йодною настоякою.

24. На можна очищати рану від грязі ,пилу ,землі крові ,та промивати водою ,це може зробити тільки лікар .Пам'ятай ,що кожне поранення небезпечно можливою втратою крові, та зараженням рани.

25. Для надання допомоги необхідно відкрити індивідуальний стерильний перев'язувальний пакет ,покласти стерильний матеріал на рану та зав'язати бинтом.

26. У випадку відсутності індивідуального пакета перев'язати рану бинтом. ,марлею, чи чистою тряпкою.Поверхню кожного покриву змазати йодною настоякою.

27. Кровотечу необхідно зупиняти при допомозі давлючої пов'язки, для цього рану закривають стерильним матеріалом та щільно забинтовують.

28. При сильній кровотечі необхідно здавлювати кровоносні судини при допомозі жгута ,при цьому необхідно пам'ятати ,що жгут більш 1,5-2 години не можна тримати.

29. Оберігатись електропроводів що можуть звисати з стіни(підлоги.)

30.При виявленні обриву чи ненадійного кріплення заземлюючого провoda, пошкоджених електроустановок,оголених проводів,повідомити керівнику робіт і не включати електроустановки в роботу до усунення несправності.

Категорично забороняється усувати несправності електрообладнання чи електропроводки самому,ремонт та технічне обслуговування електрообладнання дозволяється проводити електротехнічному персоналу.

31. При виникненні пожежі зняти вогнегасник та привести його в робочий стан та направити на місце загорання.

						Арк.
						88
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

32. При припиненні подачі електроенергії, при появі сторонніх шумів, вібрації, диму, аварії і т.д. негайно відключити обладнання і повідомити керівника робіт.

33. При виникненні пожежі негайно повідомити про це керівника робіт чи іншу адміністративну особу підприємства, подати сигнал тривоги і приступити до гасіння пожежі.

34. При гасінні пожежі в першу чергу необхідно гасити вогнище з допомогою вогнегасника, направляючи струмінь під кутом 10-45 градусів, гасити з одного краю вогнища переміщуючись до іншого.

35. Електрообладнання що загорілось, слід негайно відключати і гасити піском, порошковим та вуглекислотним вогнегасником.

36. При загоранні одягу його необхідно зірвати та погасити. При загоранні значної частини одягу людину загортають у ковдру чи іншу тканину (але не з головою) і гасять полум'я.

						Арк.
						89
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки

Використання мультиежекторного боку дозволяє використання холодильної системи при більш високих температурах навколишнього середовища. Показник холодильного коефіцієнту є найбільшим для системи з ежектором при нижчій температурі виходу з газоохолоджувача. Коефіцієнт ежекції складає 0,35. Кількість ежекторів в блоці – від 3 до 4 штук.

Як альтернативне рішення для циклів із застосуванням CO₂ застосовується регулюючий вентиль замість ежектору.

Особливість застосованого холодоагенту показує значу залежність від температурних умов навколишнього середовища. В літній період коефіцієнт перетворення коливається від 1.4 до 2.1. Передбачена можливість рекуперації тепла дозволяю зрекуперувати від 150 до 240 кВт тепла в залежності від температури навколишнього середовища. Найнижча величина рекуперації спостерігається у літній час через високу температуру навколишнього середовища. Найбільши ефективність досягається при температурі навколишнього середовища від -7°C до +3 °C.

						Арк.
						90
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перелік використаних джерел інформації

1. Чумак І.Г. Холодильні установки. Проектування. Третє видання /І.Г. Чумак, В. П. Чепурненко, С. Ю. Лар,янівський та інш.//Вид. “Друк”, 2007
2. Цуранов О. А., Крисін А. Г. Холодильна техніка і технологія./під ред.. проф.. В.А. Гуляєва // СПб Лідер, 2004-448 ст.
3. Морозюк Т. В. /Теорія холодильних машин і теплових насосів./ Морозюк Т.В.//Одеса, Студія “Негоциант”, 2006 – 712 ст
4. http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants
5. <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.ru/refrigerants/industrialrefrigeration/co2/#/>
6. Heller L, Farago T Comptes Rendus du IX Congres du Refrigertion, v 1, p 3203, Paris 1955
7. Gay N.H., 1931, Refrigerating system, US Patent 1,836,318
8. <http://leg.co.ua/knigi/pravila/pravila-tehniki-bezopasnosti-na-freonovyhholodilnyh-ustanovkah.html>
9. Сильман А.С. Пароводяные эжекторные холодильные машины. [Текст]/ Сильман А.С., Шумелишский М.Г. // Лег. и пищ. промышленность. – М., 1984. – С.272.
10. E. I. Sokolov, Zinger N M., 1989 Jet devices, Energia, Moskow, pp 352.
11. Kirillin V.A., i dr. Texnicheskaya termodinamika (4e izd., E'nergoatomizdat, 1983)
12. Badylkes, I.S., Danilov R.L., 1961, Cooling systems using steam-jet devices as a booster compressors. Energia. Moscow, pp 30.

						Арк.
						91
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Buyadgie, Dmytro; Sechenyh, Vitaliy; and Nichenko, Sergii, "Booster VaporCompression Refrigerating Systems" (2010). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1062

14. Elbel, Stefan and Hrnjak, Predrag, "Ejector Refrigeration: An Overview of Historical and Present Developments with an Emphasis on Air-Conditioning Applications" (2008). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 884

15. D.I. Buyadgie, I. D. Buyadgie, I. C. Vavilov, S.Z. Zhadan, B.S. Lineckii, V.A. Petrenko, R. L. Snejnoi, 1976. The method of cooling the metal foundry forms. No: 531649, Patent of USSR.

16. D.I. Buyadgie. Conceptual design of Ejector Refrigeration Units. Report presented on EUROTHERM Seminar Nr.85, 7-9 September 2008.

17. Учебн. для вузов по специальности «Холодильные машины и установки» / Н.Н. Кошкин, И.А. Сакун, Е.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин, Е.Д. Герасимов, А.Я. Ильин, В.И. Пекарев, А.К. Стукаленко, Л.С. Тимофеевский. — Под общ. ред. И.А. Сакуна. — Л.: Машиностроение, 1985. — 510 с.

18. Буяджи, О.Д. Підвищення ефективності процесів термотрансформації в автономних ежекторних холодильних машинах [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.14 "Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціювання" / Олексій Дмитрович Буяджи ; наук. кер.

С.В. Артеменко; Одес. нац. акад. харч. технологій. – Одеса : ОНАХТ, 2016. – 21 с.

						Арк.
						92
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		