

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 комбінованої системи
охолодження, опалення та гарячого водопостачання для підприємств сфери
обслуговування на природних робочих тілах

Здобувача Козак А.Е.

2 курсу ХМ-771 групи

Керівник д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

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

д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 08.12.2023 р. протокол № 7

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.

«02» листопада 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Козак Андрій Едуардович

1. Тема роботи Дослідження та розробка комбінованої системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання для підприємств сфери обслуговування на природних робочих тілах

Затверджена наказом ОНТУ від 02.11.2023 р. наказ № 659-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 08.12.2023 р.

3. Вихідні дані роботи

Загальна теплова потужність системи (опалення + ГВС) = 60 кВт; Температура кипіння = -2°C; Температура конденсації = 65°C; Температура води для гарячого водопостачання = 60°C. Використання холодоагентів з низьким GWP і ODP: R-134A, HFO-1234yf, R-600a, R410A, R513A. Зменшення впливу на навколишнє середовище.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, РОЗДІЛ 1. Теоретична частина, РОЗДІЛ 2 Вибір ефективної робочої речовини, РОЗДІЛ 3 Термодинамічний аналіз циклу ПКНТ, РОЗДІЛ 4. Заходи з підвищення термодинамічної ефективності циклу одноступінчастого парокомпресійного теплового насосу, РОЗДІЛ 5 Економічна частина, РОЗДІЛ 6. Охорона праці, Висновки, Список використаних джерел.

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.	27.11.2023	01.12.2023
Охорона праці	к.т.н, доц. Жихарева Н.В.	01.12.2023	05.12.2023

7. Дата видачі завдання _____ 02.11.2023 р.

Керівник _____ Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання _____ Козак А.Е.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	07.12-08.12.2023	виконано
2	Вступ	02.11-05.11.2023	виконано
3	Розділ 1. Теоретична частина	05.11-10.11.2023	виконано
4	Розділ 2. Вибір ефективної робочої речовини	11.11-13.11.2023	виконано
5	Розділ 3. Термодинамічний аналіз циклу ПКНТ	13.11-19.11.2023	виконано
6	Розділ 4. Заходи з підвищення термодинамічної ефективності циклу одноступінчастого парокомпресійного теплового насосу	19.11-26.11.2023	виконано
7	Розділ 5. Економічна частина	27.11-01.12.2023	виконано
8	Розділ 6. Охорона праці	01.12-05.12.2023	виконано
9	Висновки	05.12-06.12.2023	виконано
10	Список використаних джерел	06.12-06.12.2023	виконано
11	Підготовка презентації та доповіді	06.12-07.12.2023	виконано
12	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	07.12-08.12.2023	виконано

Здобувач-дипломник _____ Козак А.Е.

Керівник роботи _____ Хмельнюк М.Г.

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 _____ Козак Андрій Едуардович _____

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. Теоретична частина	
1.1. Роль альтернативних джерел енергії та систем опалення і охолодження в Енергетичній стратегії України.....	8
1.2. Принцип роботи систем опалення на базі теплових насосів.....	11
РОЗДІЛ 2 Вибір ефективної робочої речовини.....	25
РОЗДІЛ 3 Термодинамічний аналіз циклу ПКТН.....	41
3.1 Методики термодинамічного і тепловго розрахунків.....	41
3.1.1 Схема і термодинамічний цикл.....	41
3.2 Розрахунок системи	44
3.2.1 Постановка задачі.....	44
3.3 Оцінка зовнішніх і внутрішніх втрат ексергії	49
3.4 Визначення ексергетичних втрат в елементах ПКТН.....	52
3.5 Оцінка власних і технічних втрат ексергії.....	58
3.5.1 Розрахунок втрат в основних елементах ПКТН.....	59
РОЗДІЛ 4. Заходи з підвищення термодинамічної ефективності циклу одноступінчастого парокомпресійного теплового насосу.....	71
4.1. Оцінка ефективності циклів ПКТН для різних робочих тіл.....	78
РОЗДІЛ 5 Економічна частина.....	85
5.1 Організаційно-економічне обґрунтування проекту.....	85
5.2 Розрахунок системи теплопостачання.....	96
5.2.1 Тепловий насос.....	96
5.2.2. Тепловий насос та сонячні колектори	100
РОЗДІЛ 6. Охорона праці.....	106
ВИСНОВКИ.....	109
Список використаних джерел.....	111

					<i>КРМ.ХУКП.1.659-03.1.1</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Козак А.Е.</i>			<i>ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ, ОПАЛЕННЯ ТА ГАРЯЧОГО ВОДОПОСТАЧАННЯ ДЛЯ ПІДПРИЄМСТВ СФЕРИ ОБСЛУГОВУВАННЯ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Хмельнюк М.Г.</i>					4	112
<i>Н. Контр.</i>						<i>ОНТУ зр. ХМ-771</i>		
<i>Затверд.</i>								

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 112 сторінок тексту, 20 рисунків, 19 таблиць, 18 посилань на літературні джерела.

В роботі проведено дослідження та розробку системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання для підприємств торгівлі на базі парокомпресійного теплового насосу з можливістю використання відновлюваних джерел енергії.

Проведений термодинамічний аналіз та оцінка ефективності різних схемних рішень при використанні декількох видів робочих речовин. Проведений ексергетичний аналіз та розраховані втрати ексергії в кожному елементі установки. Запропоновано шляхи зниження втрат та удосконалення системи. Розглянуті різні види схемних рішень для роботи системи теплонасосної установки в парі з відновлюваними джерелами тепла (сонячні колектори), зроблений порівняльний розрахунок з традиційною системою опалення (газовий котел).

Ключові слова: тепловий насос – ексергетичний аналіз — відновлювальні джерела енергії

ABSTRACT

The qualification work consists of: 112 pages of text, 20 figures, 19 tables, 18 references to literary sources. The research and development of a cooling, heating and hot water supply system for trade enterprises based on a vapor compression heat pump with the possibility of using renewable energy sources was carried out in the work.

The thermodynamic analysis and evaluation of the efficiency of various circuit solutions with the use of several types of working substances has been carried out. An exergy analysis was performed and exergy losses were calculated in each element of the installation. The ways of reducing losses and improving the system are offered. Different types of circuit solutions for the operation of the heat pump system in combination with renewable heat sources (solar collectors) are considered, comparative calculation with the traditional heating system (gas boiler) is made.

Key words: heat pump – exergy analysis – renewable energy sources

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

ВСТУП

Актуальність теми

Проблеми економії енергоресурсів є особливо важливими в сучасний період розвитку нашої країни. Вартість палива та теплової енергії росте і ця тенденція прогнозується на майбутнє. Разом з тим постійно та швидко росте об'єм споживання енергії. Енергоємність національного доходу в нашій країні в декілька разів вища, ніж в розвинених державах.

В зв'язку з цим очевидна важливість виявлення резервів зниження енерговитрат. Одним з напрямків економії енергоресурсів є реалізація енергозберігаючих заходів при роботі систем ТГВ (теплопостачання, опалення, вентиляція та кондиціонування повітря) необхідно, щоб максимально можливе зниження витрат енергії на роботу систем теплопостачання, вентиляції будівель стало однією з основних задач, розв'язувальних при проектуванні і експлуатації цих систем.

Потреба міст в паливно-енергетичних ресурсах та надання інженерних услуг росте. Слід зазначити, що функціонування систем інженерного обладнання оказує негативний вплив на навколишнє середовище. Наприклад, викиди від ТЕЦ та котельних складає більш однієї третини викидів в атмосферу. Це викликає ріст захворюваності населення, а також до зносу та псуванню виробничого обладнання, погіршенню екологічної обстановки населених пунктів.

Крім того, найважливішою причиною проведення більш інтенсивної енергозберігаючої політики є значне підвищення вартості видобутку та транспортуванню паливно-енергетичних ресурсів, що відбувається зараз.

При нинішньому стані вітчизняної економіки потребується одночасне вирішення багатьох проблем і постає питання по впровадженню найсучасніших енергозберігаючих технологій, що дозволить знизити споживання імпортих енергоносіїв та забезпечити необхідним теплом споживача.

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

Теплові насоси на сьогоднішній день є прогресивним технологічним устаткуванням, здатним витягувати енергію з скидного вентиляційного повітря, теплоту із стічних вод та іншого промислового вторинного тепла, а також відновлюваних природних джерел ін. Працездатність даних систем базується на наявності низькопотенційного тепла, яке потім перетворюють в високопотенційне, що здатне обігріти будівлю і нагріти воду.

Мета та завдання

Метою даної роботи є аналіз системи теплопостачання на базі теплового насосу та визначення найбільш ефективного з точки зору енергоефективності, екологічності та економічності при застосуванні режиму роботи.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні задачі:

1. Проведення аналізу сучасного стану систем теплопостачання у визначеній предметній області.
2. Ексергетичний аналіз циклу парокомпресійного теплового насосу.
3. Розробка шляхів зниження втрат у елементах системи та визначення межі вдосконалення.
4. Розробка способів підвищення ефективності установки в цілому завдяки впровадженню додаткового обладнання та застосуванню енергії сонця.

Об'єкт дослідження

Парокомпресійний тепловий насос та ефективність його роботи.

Предмет дослідження

Енергетичні характеристики парокомпресійного теплового насосу при суспільній роботі в системі комбінованого виробництва електроенергії, тепла та холоду.

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

РОЗДІЛ 1. Теоретична частина

1.1 Роль альтернативних джерел енергії та систем опалення і охолодження в Енергетичній стратегії України.

Одним з найголовніших чинників, який здійснює вплив на стан економіки країни, рівень життя та соціальні проблеми є рівень розвитку енергетики.

Україна, як соціальна держава повинна забезпечити гідні умови для життя громадян. Задля досягнення цієї мети, перш за все необхідно забезпечити країну електричною енергією та теплом. Адже це передбачено законодавством України, а тому держава зобов'язана задовольнити потреби населення та створити сприятливі умови для зростання економіки країни.

Щоб досягнути поставленої мети, було розроблено енергетичну стратегію України до 2030 року.

Цілі Енергетичної стратегії

Цілями Енергетичної стратегії є:

- постійне створення умов для якісного задоволення попиту на енергетичні ресурси; ефективного розвитку та сталого функціонування енергетики ;
- забезпечення енергетичної безпеки держави;
- Забезпечення цивільного захисту у паливно-енергетичному комплексі та максимальне зниження техногенного впливу на оточуюче середовище;
- Впровадження енергозберігаючих технологій для раціонального використання енергоресурсів та зниження питомої ваги енергоємних технологій;
- Послідовне збільшення обсягів експорту електричної енергії, що дозволить зміцнити позиції України як транзитної держави, а також інтегрує українську енергосистему в європейської.

Завдання та напрями Енергетичної стратегії:

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

Основними завданнями та напрямками реалізації Енергетичної стратегії є:

1. Створення ефективної системи управління для регулювання та розвитку конкурентних відносин на енергетичному ринку.

2. Впровадження сучасних технологій та стандартів, а також нових систем контролю, управління та обліку на всіх етапах виробництва, транспортування та споживання енергоресурсів. Підвищення стимулювання енергозбереження в усіх секторах економіки.

3. Реалізація та розвиток потенціалу енергетичного сектору, переважно, за рахунок модернізації генеруючих потужностей, а також внутрішніх та міжнародних ліній електропередач.

4. Підвищення конкурентоспроможності вітчизняного енергомашинобудування на міжнародній арені.

5. Регулювання обсягів видобутку енергоресурсів, враховуючи попит на міжнародних ринках, а також цінову політику та геополітичну ситуацію. Підвищення видобутку енергії із нетрадиційних, відновлювальних джерел енергії.

6. Пошук альтернативних зовнішніх джерел постачання енергоресурсів, а також нових маршрутів для їх транспортування.

7. Впровадження єдиної державної системи контролю споживання енергоресурсів та моніторингу виробництва, а також стратегічне планування балансів.

8. Створення балансу цінової політики, для покриття витрат на виробництво енергетичних продуктів, що сприятиме сталому розвитку паливно-енергетичного сектору та його надійному функціонуванню.

9. Нормативно-правове забезпечення реалізації даної стратегії з врахуванням існуючих міжнародних протоколів, енергетичних актів та європейського енергетичного законодавства.

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

У відповідності з «Енергетичною стратегією України на період до 2035 року» (затвердженою розпорядженням Кабінету міністрів України №145-р від 15 березня 2006 р.) розвиток системи теплопостачання планується здійснювати шляхом поступового нарощування виробництва теплоти на базі електричних теплогенераторів (переважно – теплових насосів).

Планується, що до 2030 р. об'єм виробництва теплової енергії електричними теплогенераторами (з використанням теплових насосів) збільшиться до 180 млн Гкал порівняно з 1,7 Гкал в 2005 р. Таким чином, «Енергетична стратегія...» визначила новий концептуальний підхід до теплопостачання житлово-комунального комплексу. З використанням теплових насосів можна надійно вирішити питання теплопостачання міського комплексу та об'єктів, що розташовані далеко від теплових комунікацій. Схеми з тепловими насосами універсальні та можуть застосовуватись в цивільному, промисловому та приватному будівництві.

В деяких регіонах України для опалення житлових та громадських будівель можуть застосовуватись теплові насоси. Однак, проектування та будівництво будівель з тепловими насосами стримується рядом причин технічного та економічного характеру. Не зважаючи на те, що в Україні є декілька підприємств холодильного машинобудування, серійне виробництво теплонасосного обладнання все ще розвинено недостатньо. Тому проектні організації не можуть застосувати комплекти вітчизняних теплових насосів, у той час як можливості застосування імпортової техніки обмежуються високими цінами на неї та виправданою обережністю замовників, що побоюються залишитись в морози без кваліфікованого сервісного обслуговування, що відповідало б рівню придбаної ними техніки. Вартість теплових насосів висока у порівнянні з вартістю традиційних теплогенераторів. Однак, економічні перешкоди на шляхах впровадження пристроїв, що використовують енергію навколишнього середовища, не будуть видаватися такими ж нездоланими як зараз, у міру зростання цін на газ та інші види органічного палива.

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

Разом з тим, вже сьогодні достатньо багато замовників були б готові забезпечити собі цілорічний комфорт з кондиціонуванням повітря, якби була наявності високотехнологічна вітчизняна технічна база теплонасосного машинобудування та сервісного обслуговування. Зростанню споживачів теплових насосів сприяло б створення добре проробленої методики техніко-економічних розрахунків ефективності застосування теплових насосів з урахуванням використання конкретних місцевих джерел низькотемпературної природної енергії. Очевидно, що реальною основою для поширення досвіду застосування теплових насосів та методів їх розрахунків, в тому числі техніко-економічних, міг би стати досвід проектування, будівництва та експлуатації будівель з теплонасосним опаленням.

1.2. Принцип роботи систем опалення на базі теплових насосів

Тепловий насос - пристрій для переносу теплової енергії від джерела низькопотенційної теплової енергії (з низькою температурою) до споживача (теплоносія) з більш високою температурою. Термодинамічно тепловий насос аналогічний холодильній машині. Однак якщо в холодильній машині основною метою є виробництво холоду шляхом відбору теплоти з будь-якого об'єму випарником, а конденсатор здійснює скидання теплоти в навколишнє середовище, то в тепловому насосі картина зворотна. Конденсатор є теплообмінним апаратом, що виділяє теплоту для споживача, а випарник - теплообмінним апаратом, що утилізує низькопотенційну теплоту та переробляє її у вторинні енергетичні ресурси і (або) нетрадиційні поновлювані джерела енергії.

Поняття холодильної машини та теплового насоса, класифікація і область застосування

Зазвичай холодильна машина переносить тепло від джерела, температура якого нижче навколишнього середовища, до джерела, що має температуру навколишнього середовища, - води або повітря; в цьому випадку

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

машина служить для охолодження або підтримки низьких температур в певному обсязі - холодильній камері.

За допомогою холодильної машини тепло можна перенести і до джерела, температура якого значно вище навколишнього середовища. Це тепло можна корисно використовувати, наприклад, для опалення. У цьому випадку холодильну машину прийнято називати тепловим насосом.

Опис роботи теплового насосу:

1. Незамерзаючий теплоносій, що проходить по трубопроводу, який укладається, наприклад, в землю, забирає по ходу якусь кількість тепла, що накопичене в ґрунті, та нагрівається на кілька градусів. Теплоносій, проходячи через спеціальний теплообмінник, званий випарником, розташований всередині теплового насосу, передає накопичене тепло внутрішньому контуру теплового насоса.

2. Внутрішній замкнений контур теплового насосу заповнений спеціальним хладагентом. Хладагент при низькому тиску і низькій температурі поступає у випарник. Сам хладагент має дуже низьку температуру кипіння. Коли він проходить через випарник, забирає накопичене тепло та переходить з рідкого стану в газоподібне з температурою +6град.С.

3. Газоподібний хладагент потрапляє з випарника в компресор - серце теплового насосу, тут він стискається, його температура ще більше підвищується. При стисканні пари проходить виділення великої кількості тепла. Температура рідини підвищується до 35-60град. С.

4. Далі нагрітий хладагент поступає в конденсатор, у якому відбувається передача тепла в контур споживання тепла - контур системи опалення та гарячого водопостачання. Нагрітий до температури 45-60град. теплоносій спочатку поступає в накопичувальний бак для зняття пікових навантажень теплового насосу. Після цього нагріта вода використовується як для системи опалення - поступає до опалювальних приладів, так і для подачі в точки використання гарячої води.

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

5. Хладагент, після того як віддав тепло в систему опалення, проходить крізь дросельний клапан, в якому за рахунок моментального зниження тиску, знову переходить в рідкий стан, а температура його різко падає. Після чого цикл повторюється: хладагент знову потрапляє у випарник і забирає низькопотенційне тепло.

Ефективність використання теплового насосу залежить від його коефіцієнту перетворення, який визначається відношенням кількості тепла в кВт, отриманого від теплового насосу, до витрат енергії для роботи компресора (приводу) теплового насоса. Цей коефіцієнт може бути від 2,5 до 5 для різних типів теплових насосів. Так пояснюється велика ефективність використання теплового насосу: тепловий насос, наприклад, споживає 1 кВт електричної енергії, а в залежності від типу теплового насоса і умов його експлуатації, забезпечує 3,5- 7 кВт теплової енергії. Так визначається ККД, або коефіцієнт перетворення теплового насосу. Основне правило - якщо меншою буде різниця температур між вхідною та вихідною температурою теплоносія в системі споживання, тем менше треба затратити енергії компресору теплового насосу для нагріву теплоносія до потрібної температури. Коефіцієнт корисної дії теплового насоса (ТН) найвищий при використанні ТН в низькотемпературних системах опалення - системах з теплими підлогами чи фанкойлами, або з радіаторами, розрахованими на знижену температуру подачі.

Теплові насоси в холодну пору року опалюють приміщення, а в теплу пору року використовуються для охолодження повітря в будинку. В такому випадку тепло з повітря приміщень будинку забирається та передається назад у землю, повітря чи у водоймище. Багатофункційність використання є однією з найважливіших переваг теплових насосів.

На сьогоднішній день теплові насоси - геотермальні, повітряні чи водяні, є найбільш ефективним, екологічним та енергозберігаючим видом теплотехнічного обладнання, що використовується для опалення, кондиціонування приміщень та гарячого водопостачання. Навіть в умовах

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

відсутності державної підтримки та стимулювання впровадження такої енергоефективної техніки для населення України, при високих первинних інвестиціях,- реальних кращих за теплові насоси альтернатив на сьогоднішній день не існує. Ціни на теплові насоси в зв'язку зі зростанням темпів їх використання та все більшою популярністю в світі, знижуються.

Види теплових насосів

По виду затрачуваної енергії теплові насоси поділяють на:

- Компресійні теплові насоси - споживають механічну енергію
- Теплоізолюючі теплові насоси- теплову енергію джерел тепла з температурою вище навколишнього середовища
- Термоелектричні теплові насоси використовують безпосередньо електричну енергію.

У насосах перших двох типів перенесення тепла досягається в результаті вчиненого робочим тілом в машині зворотного кругового процесу (зворотний цикл). У термоелектричної машини перенесення тепла відбувається при впливі потоку електронів на атоми.

В залежності від властивостей і агрегатного стану робочих тіл, за допомогою яких здійснюються процеси, холодильні машини діляться на парові і газові. У парових холодильних машинах робочі тіла при здійсненні процесів змінюють свій агрегатний стан. У газових холодильних машинах агрегатний стан робочого тіла не змінюється.

У холодильній машині зворотний круговий процес, що чиниться за рахунок механічної енергії, отриманої в прямому циклі, може здійснюватися в різних умовах.

Машина працює по холодильному циклу, якщо тепло від джерела низької температури переноситься до навколишнього середовища. У цьому випадку вона служить для охолодження або підтримки постійних низьких температур. При перенесенні тепла від навколишнього середовища до джерела з більш високою температурою холодильна машина працює як тепловий насос і використовується для теплопостачання. Якщо тепло переноситься від джерела

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

низької температури до джерела з температурою вище навколишнього середовища, машина працює по теплофікаційному циклу і служить як для охолодження, так і для теплопостачання.

Тепловий насос - термодинамічна установка, в якій теплота від низькопотенційного джерела передається споживачеві при більш високій температурі. При цьому витрачається механічна енергія.

Велику перспективу представляє використання теплових насосів в системах гарячого водопостачання (ГВП) будівель. Відомо, що в річному циклі на ГВП витрачається приблизно стільки ж тепла, як і на опалення будівель. Джерелом низькопотенційної теплової енергії може бути тепло як природного, так і штучного походження.

В якості природних джерел низькопотенційного тепла можуть бути використані:

- тепло землі (тепло ґрунту);
- підземні води (ґрунтові, артезіанські, термальні);
- зовнішнє повітря.

В якості штучних джерел низькопотенційного тепла можуть виступати:

- вентиляційне повітря;
- каналізаційні стоки (стічні води);
- промислові скиди;
- тепло технологічних процесів;
- побутові тепловиділення.

Таким чином, існують великі потенційні можливості використання енергії навколо нас, і тепловий насос представляється найбільш вдалим шляхом реалізації цього потенціалу. Раніше тепловий насос використовувався в першу чергу для кондиціонування (охолодження) повітря. Система була здатна також забезпечити певну опалювальну потужність, в більшій чи меншій мірі задовольняє потреби в теплі в зимовий період. Однак характеристики цього обладнання стрімко змінюються: зараз у багатьох країнах Європи теплові

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

насоси використовуються в опаленні та ГВП. Таке положення пов'язане з пошуком екологічних рішень: замість традиційного спалювання викопного палива - використання альтернативних джерел енергії, наприклад, сонячної. Для масового споживача одним з найбільш бажаних варіантів використання нетрадиційних джерел енергії є використання низькопотенційного тепла за допомогою теплових насосів.

Успіх застосування теплових насосів залежить від двох чинників: звідки ви вирішите черпати низькотемпературне тепло, і як обігріватиметься ваш будинок (водою або повітрям).

Справа в тому, що агрегат працює як перевалочна база між двома тепловими контурами: одним, що нагріває, на вході (на стороні випарника) і іншим, опалювальним, на виході (конденсатор). По виду теплоносія у вхідному і вихідному контурах насоси ділять на шість типів:

- грунт-вода
- вода-вода
- повітря-вода
- грунт-повітря
- вода-повітря
- повітря-повітря

Опис різних технологій що використовуються в теплових насосах

Теплові насоси - "грунт-вода"

Грунт - це, мабуть, найбільш універсальне джерело розсіяного тепла. Він акумулює сонячну енергію і круглий рік підігріватиметься від земного ядра. При цьому він завжди "під ногами" і здатний віддавати тепло незалежно від погоди. Адже вже на глибині 5-7 м температура практично постійна протягом всього року. Для середньої смуги Росії вона становить 5-8 ° С. Це дуже підходящі умови для роботи ТН. Більш того, у верхніх шарах землі мінімум температури досягається на пару місяців пізніше піку морозів - потреба в інтенсивному обігріві до цього часу зменшується. В цілому ж грунт досить надійно поставляє калорії. Необхідна енергія збирається теплообмінником,

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

заглибленим у землю, і акумулюється в носії, який потім подається у випарник ТН і повертається назад за новою порцією тепла. В якості такого переносника енергії використовують незамерзаючу, екологічно нешкідливу рідину (її називають також "розсолем" або антифризом). Це може бути Тридцятивідсотковий водний розчин етилен-або пропіленгліколю.

Є й інша схема збору тепла, коли замість "розсолу" у контурі циркулює фреон, який перетворюється на пару прямо в трубах теплосборника. Але, хоча ця схема підвищує ККД, її експлуатація складна. Сьогодні найбільш популярні системи з "розсолем". У них використовуються два види теплообмінників: ґрунтовий колектор і ґрунтовий зонд. Обидва виконуються із поліетиленових труб діаметром 25, 32 або 40 мм (чим більше - тим краще відбір тепла, але і система дорожче). Ґрунтовий колектор (горизонтальний) являє собою довгу трубу, горизонтально покладену під шаром ґрунту. Головне достоїнство - універсальність і простота монтажу. Знайшов вільну площадку - рий канавки і укладай трубу. Є різні схеми розкладки труби: петля, змійка, зигзаг, плоскі і гвинтові спіралі різних форм і т. п. Вибір визначається теплопровідністю ґрунту і геометрією ділянки. Продуктивність теплосбору більша на зволжених суглинках і менша - на сухих піщаних ділянках. У середньому 1 м² поверхні ґрунту може забезпечити "постачання" 10-35 Вт потужності. Довжину труби в одній петлі, причому цільною, без роз'ємів, прагнуть обмежити (не більше 600 м), інакше помітно збільшується витрата енергії на циркуляційному насосі. Якщо потрібна більша потужність, петель роблять кілька.

У колекторів є особливість, що доставляє масу клопоту монтажникам. Виявляється, температура шару ґрунту навколо труб поступово знижується, і тим сильніше-чим вище продуктивність ТН. Вона може опускатися нижче нуля, а масив навіть промерзати. Тому головне завдання при монтажі теплосборника - за розумні гроші зробити його таким, щоб ґрунт встигав за літо набрати "теплової жирок", але при цьому продовжував поставляти енергію для підготовки гарячої води. Єдиних норм тут немає, адже ґрунти та

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

кліматичні умови районують. Весною, коли запаси тепла вичерпуються, верхній шар землі швидше прогрівається енергією сонця і талих вод.

Грунтові зонди (вертикальні колектори) - це система довгих труб, що опускаються в глибоку свердловину (50-150 м). Тут потрібен лише клаптик землі, зате потрібні дорогі бурильні роботи. На глибині завжди однакова температура - близько 10 ° С, тому зонди потужніші горизонтальних колекторів. Метр їх довжини поставляє від 30 до 100 Вт теплової потужності, в залежності від ґрунту. Найбільш застосовувані зонди: труба в трубі і U-образний зонд. По одній лінії "розсіл" подається циркуляційним насосом вниз, по іншій їм же піднімається наверх, до випарника. Для поліпшення теплопередачі і підвищення міцності зонду, зазор між землею або обсадною трубою і робочими трубами заповнюється Бетонітом або бетоном. Якщо потрібно отримати велику потужність, таких теплосбірників роблять кілька. Відстані між ними - 5-7 м.

Принцип дії ґрунтового теплового насоса

Незамерзаюча рідина (суміш гліколю або припіленгліколю та води), що отримала тепло із замкнутого земляного колектора, свердловини або ґрунтових вод, передається з трубопроводу і направляється в тепловий насос, де тепло віддається внутрішньому контуру теплового насосу. Тепло від внутрішнього контуру ТН, з циркулюючим в ньому хладагентом, передається в зворотній контур системи опалення будинку та для приготування гарячої води. Потім охолоджена рідина повертається назад в ґрунт, де знову забирає тепло.

Ґрунтовий колектор Безкоштовна сонячна енергія накопичується в ґрунті. Тепло дощу і повітря вбирають верхні шари ґрунту. Цю енергію можна і доцільно використовувати з метою опалення. Чим більше насичені водою ґрунти, тим вище тепловіддача. Пластикові труби прокладають на глибині близько 1м (це має бути рівень на 20см нижче рівня промерзання ґрунту взимку) - глибина для кожного регіону уточнюється. По трубопроводу

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

циркулює нешкідлива для навколишнього середовища незамерзаюча рідина. Місце над колектором в жодному разі не можна забудувувати, асфальтувати або бетонувати. Для установки ґрунтового колектора не потрібно дозволу. Методи укладання горизонтального колектора існують різні.

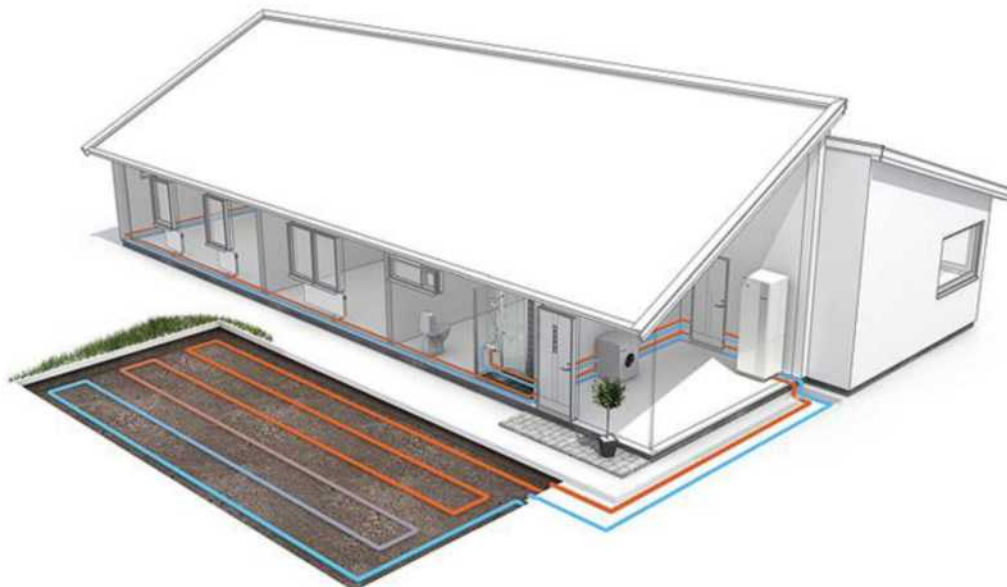


Рис. 1.1 Закладка горизонтального ґрунтового колектору

Контур теплового насоса у свердловині

Глибинні ґрунтові шари є джерелом тепла, яке можна використовувати в будь-яку пору року, і температура яких є практично постійною. За допомогою спеціальної техніки бурять кілька свердловин глибиною до 200м., в які спускають герметичні зонди "U" форми, в яких циркулює спеціальний розсіл (вода і суміш етиленгліколю)- з температурою замерзання -6 -15 град.С. За допомогою такого джерела можна опалювати приміщення різних розмірів і призначень. Такі системи мають найбільш ефективні характеристики роботи по енергоефективності та можуть працювати без додаткового джерела тепла. Для такої свердловини не потрібно багато місця - вона може бути виконана на невеликій ділянці землі.

Залежно від типу та потужності теплового насоса, фахівці визначають глибину і кількість свердловин.

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

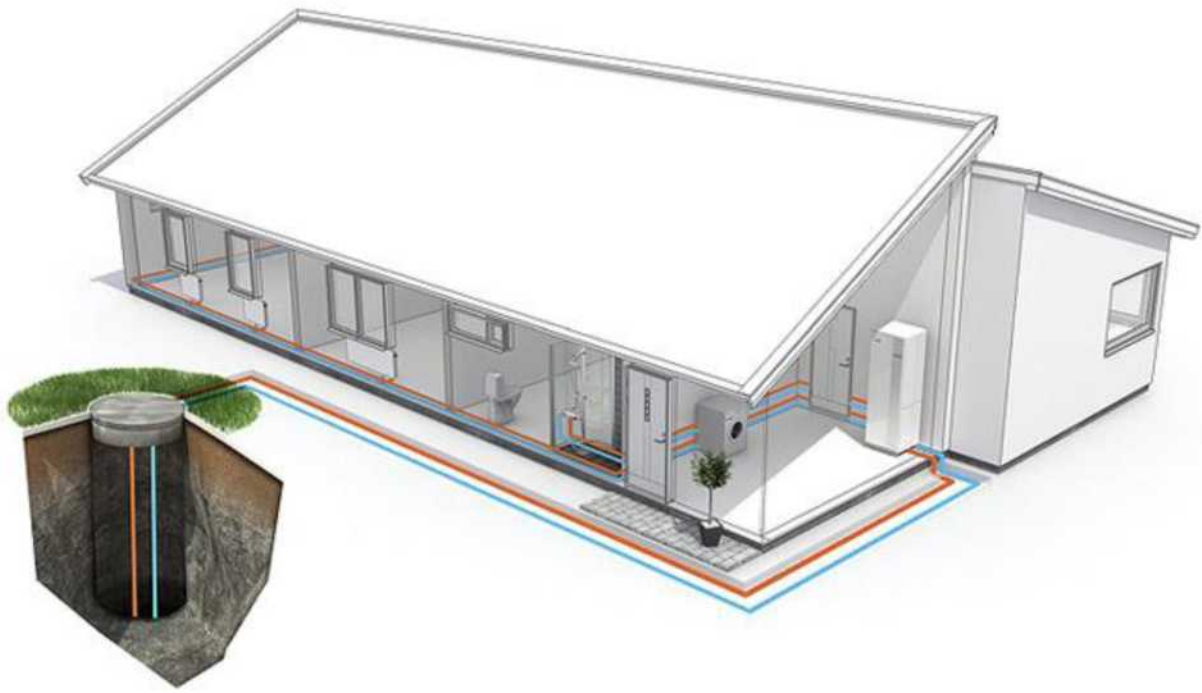


Рис. 1.2 Закладка вертикального грунтового колектору

Контур теплового насоса в грунтових водах

Якщо грунтові води легко доступні, їх так само можна використовувати як джерело тепла, тому що їх температура в будь-який час року коливається від 7 до 12 ° С. Для приватних будинків, де живуть одна / дві сім'ї качати грунтові води з глибини більше ніж 15 м недоцільно, тому що істотно збільшуються витрати. Тепло також може забиратися за допомогою труб, занурених у водойму. Відстань між точкою отримання тепла і точки повернення має бути 10-15 метрів. Крім того, бажаючи уникнути "короткого замикання потоку", слід звернути увагу на напрямок потоку. Для установки подібних споруд потрібно мати досвід обслуговування та нагляду за такими системами, крім цього вони повинні відповідати певним нормативним вимогам.

Принцип дії теплового насоса повітря - вода

Теплові насоси повітря - вода використовують зовнішнє повітря як джерело енергії для опалення, тобто переробляють теплову енергію, сконцентровану в повітрі.

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

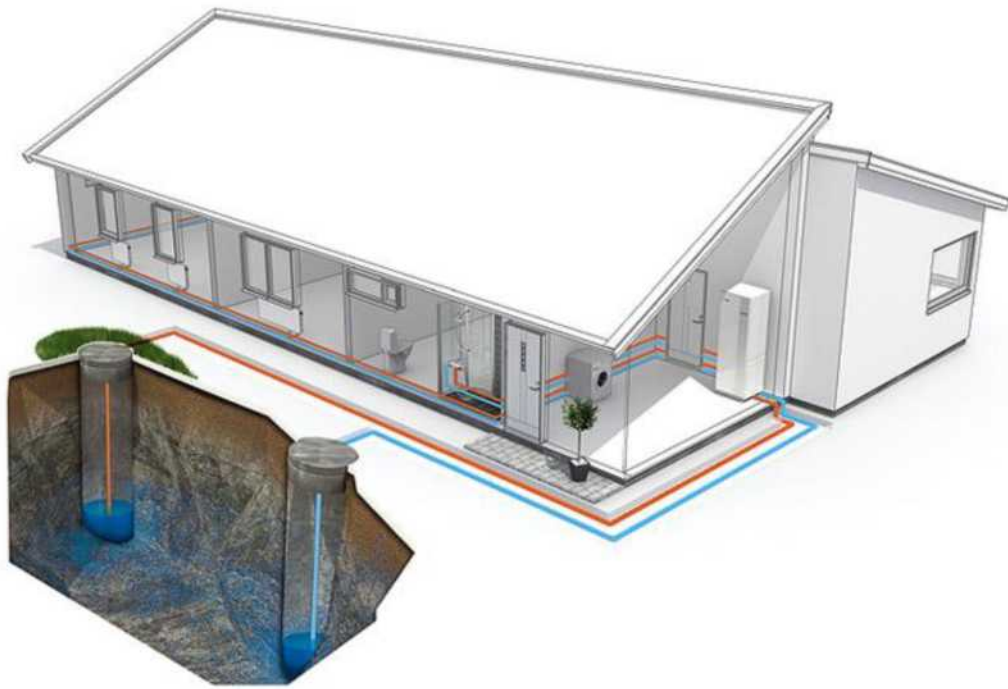


Рис. 1.3 Використання низькопотенційного тепла ґрунтових вод

Встановлені зовні, ці теплові насоси не потребують ніяких ґрунтових робіт. Тому найдешевші в монтажі та мають найкоротші строки впровадження. Мають широке застосування при реконструкціях існуючих систем опалення, при роботі в парі з існуючим котлом опалення. Таке застосування має ціллі значну економію витрат газу для опалення та цілорічного використання ТН крім днів з температурами нижче -10-15град.С.

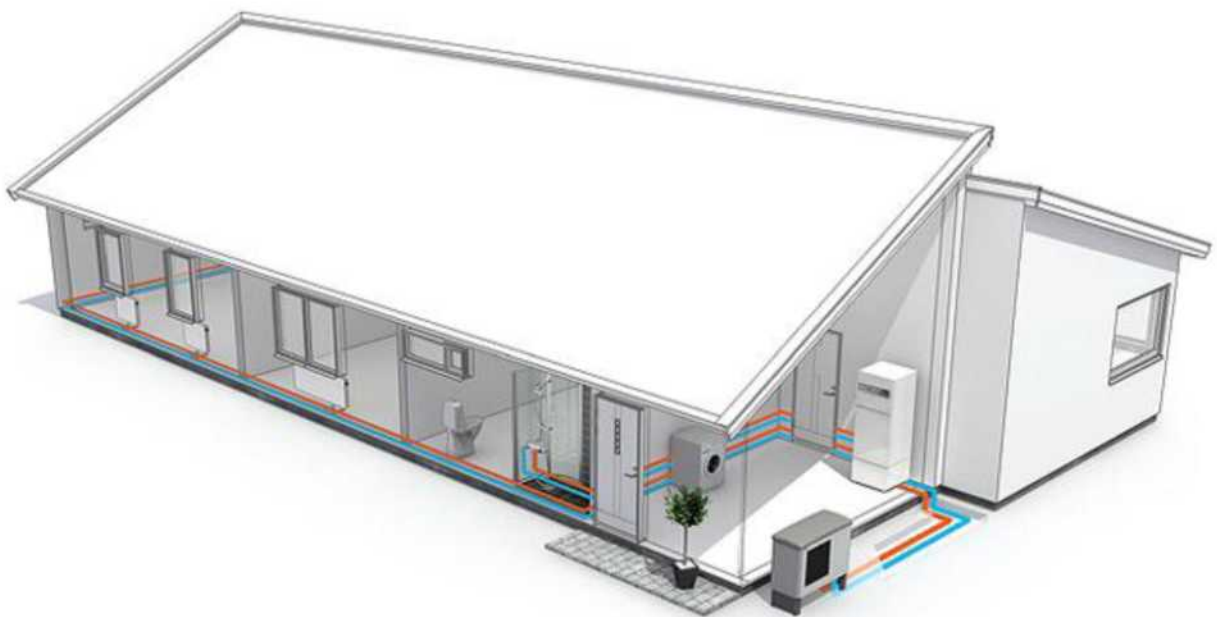


Рис. 1.4 Використання повітря в якості низькопотенційного джерела енергії

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

Функція охолодження

Грунтовий тепловий насос може служити Вам не тільки для опалення та гарячого водопостачання, але і для охолодження Вашого будинку. Для цього існує кілька способів.

Найпростіший з них - дооснащення кліматконвектором (фанкойлом) системи з тепловим насосом. Це забезпечить ефективне і комфортне охолодження в літній час.

Кондиціонування відбувається завдяки циркуляції теплоносія з колектора (грунт, свердловина або водойма) через систему охолодження будинку (пасивне охолодження).

При великих потребах в охолодженні модуль включає в роботу компресор теплового насоса (активне охолодження).

Ідеальною є система «тепла підлога», яка в даному випадку працює як на опалення, так і на охолодження будинку. Коли зовнішня температура повітря перевищує задану, включається режим охолодження.

Теплові насоси "вода-вода"

Джерелом тепла можуть бути поверхневі (річки, озера) або ґрунтові води (свердловини), а також скидна вода технологічних установок. Самі насоси майже не відрізняються від тих, які працюють з "розсолем". Але, завдяки більш високій температурі теплоносія, взимку річна ефективність застосування пристроїв типу "вода-вода" виявляється максимальною. А якщо поруч тече незамерзаюча річка або знаходиться ставок, ви можете укласти петлю труби з антифризом на дно (притопивши вантажами) і обігріватися практично задарма.

Зі свердловиною складніше. Воду з неї (з розрахунку близько 0,25 м³ / ч на 1 кВт теплової потужності) свердловинним насосом подають прямо у випарник, а зливають у другу свердловину, віддалену від першої вниз за течією води в підземному шарі на 15-20 м. При цьому водоносний шар повинен прийняти і відвести зливу воду, інакше невеличка повінь вам забезпечена.

						Арк.
						22
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата		

Теплові насоси "повітря-вода"

По універсальності застосування в Українських умовах цей тип насосів займає доки покищо друге місце. І самі насоси дешевші, і труби (з незмінними земляними роботами) не вимагаються. Недолік один, але істотний: з морозного повітря багато тепла не відбереш. Стійко, хоча і із зменшеною потужністю, ці пристрої працюють до -15°C , а потім треба включати інший котел. У деяких моделях в конструкцію вже вбудовані ТЕНи потужністю від 3 до 12 кВт. Крім того, фірми наполегливо працюють над тим, щоб ще більше знизити робочу температуру.

Конструктивно пристрої типу "повітря-вода" виконуються двох компоновальними схемами: спліт і моно. У першому випадку установка складається з двох блоків, з'єднаних комунікаціями. Один, зовнішній, включає потужний вентилятор і випарник (монтується на ділянці недалеко від будинку). Другий, внутрішній, містить конденсатор і автоматику і встановлюється в приміщенні. Компресор може розташовуватися або зовні - щоб не шумів, або у будинку, або у внутрішньому модулі. У моноблоках всі елементи збираються в загальному корпусі і монтуються в будинку, а з вулицею з'єднуються гнучким воздуховодом. Вони поставляються більшістю фірм, але володіють обмеженою потужністю - зазвичай 3-16 кВт. Є моноблоки, що допускають як зовнішній, так і внутрішній монтаж.

Висновок

В останні роки, у зв'язку з погіршенням вентиляції житла через широке застосування пластикових герметичних вікон зі склопакетами, ТН "повітря-вода" отримали додатковий розвиток. Крім опалення та підготовки гарячої води, деякі моделі "навчилися" не лише працювати в системах вентиляції, але ще використати тепло відпрацьованого (отточного) повітря приміщень. Теплові насоси, що черпають тепло в зовнішньому повітрі, досить популярні і дуже ефективні на Чорноморському узбережжі, де температура рідко йде у великий «мінус».

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

Теплові насоси, призначені виключно для приготування гарячої санітарної води, найчастіше в якості джерела тепла використовують повітря з навколишнього середовища, але рівним чином можуть використовувати і відводиме повітря.

Слід зазначити, що поступово збільшується пропозиція теплових насосів реверсивного класу "повітря-вода", що найчастіше поставляються в комплекті з розширювальним баком і насосним агрегатом. За окремим замовленням поставляється накопичувальний резервуар. Такі насоси можна врізати безпосередньо в існуючі водопровідні системи.

									Арк.
									24
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата					

РОЗДІЛ 2 Вибір ефективної робочої речовини.

За всю історію використання людиною хладагентів пройдено чотири етапи їх еволюції з метою пошуку кращого. Перше покоління холодоагентів (1830-1930 рр.) - «Використання всього що працює», друге - (1931-1990 рр.) - «Безпека і довговічність», третє покоління (1990-2010 рр.) - «Захист озонового шару» і четвертий -сучасний етап з розвитком на перспективу (2010- ... рр ..) - «глобальне потепління» .

З урахуванням загальних вимог, що пред'являються до сучасних холодильних установок: енергоефективності, економічності, екологічності та безпеки експлуатації, відносно хладагентів сформовані специфічні умови для їх застосування.

По термодинамічних характеристиками вони повинні мати низьку температуру кипіння при тиску вище атмосферного (щоб уникнути підсосу повітря), помірні тиск і температуру конденсації, низьку температуру затвердіння і високу критичну температуру, більшу теплоту пароутворення при малих питомих обсягах парів, малу теплоємність і високу теплопровідність.

До експлуатаційних умов відносяться: термохімічна стабільність, вибухо- та пожежобезпечність, нетоксичність по відношенню до біологічних об'єктів, хімічна сумісність з конструкційними матеріалами та холодильними маслами, достатня розчинність з маслом для хорошої його циркуляції, здатність розчиняти воду, наявність запаху і т.д.

До екологічних та економічних вимог відносяться: природне походження, ознобезпечні, низький потенціал глобального потепління, наявність вітчизняного промислового виробництва, прийнятні для споживачів ціни. Очевидно, що неможливо знайти ідеальний холодоагент, що відповідає всім перерахованим вимогам, тому в кожному окремому випадку вибирають холодоагент з урахуванням конкретних умов роботи холодильної установки і запитів споживача. Залежно від температури кипіння при атмосферному тиску

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

холодоагенти поділяють на три групи: високотемпературні (вище мінус 10 °С), помірні (нижче мінус 10 °С) і низькотемпературні (нижче мінус 50 °С). У холодильній техніці і кондиціонуванні найчастіше застосовують п'ять видів хладагентів. Це аміак, фреони, діоксид вуглецю, вуглеводні та їх суміші, а також вода. У промисловому холоді перерахованим вище вимогам до холодоагентів найближче відповідають аміак, фреони і діоксид вуглецю.

Створені в останні роки «нові» озонобезпечні фреони, як виявилось, мають цілий ряд недоліків. Вони, насамперед, значно дорожче фреону R22. За даними зарубіжних джерел в 2008 р ця різниця становила для R134A - 165%, R404A - 175, R407 - 215, R507A - 250, R410A - 282% і т.д. Різниця в ціні з аміаком взагалі зашкалює за межі розумного. Ціни на подібні фреони свідомо більше, особливо по відношенню до ціни вітчизняного фреону R22.

Ситуація ускладнюється тим, що всі нові фреони вимагають застосування в холодильних системах спеціальних, дорогих, синтетичних масел і володіють більш низькою ефективністю, що призводить до підвищеного енергоспоживання агрегатів і установок для вироблення холоду. Крім того, в основному, це багатоконпонентні суміші, які в процесі експлуатації і при витоках можуть викликати розшарування і переки концентрацій компонентів, що зрештою призводить до падіння їх ефективності. В окремих випадках при їх частковій витоку потрібна повна перезавантаження системи холодоагентом, що пов'язано з великими фінансовими втратами.

Істотним недоліком «нових» фреонів є високий потенціал (GWP) внеску в глобальне потепління клімату Землі, техногенний вплив на який регулюється з 1997 р Кіотським протоколом, з подальшими доповненнями та поправками. Наприклад, фреони R404A і R507A, на які покладалися великі надії, мають потенціал глобального потепління (GWP) рівний 3800 при величині його для CO₂, рівному 1, а для аміаку він взагалі нульовий. Вже зараз в Європі вважають розумною межею даного потенціалу для холодоагентів не вище 1500 одиниць, а 40% членів Європейського парламенту дружно голосують за

						Арх.
						26
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

обмеження застосування холодоагентів з (GWP) вище 150 . Найближчим кандидатом на заборону є фреон R134A в найбільш широкій області його застосування - в автомобільних кондиціонерах .

Україна слідом за Європою змушена переходити на «нові» фреони незважаючи на те, що за відсутності вітчизняного виробництва ми потрапляємо в «кабальну» залежність від їх поставок з-за кордону. Судячи з усього, нас втягнули у величезний витратний процес, виходом з якого може бути або згасання холодильної галузі або її відродження при поверненні до використання вітчизняних хладагентів і, насамперед аміаку з урахуванням новітніх розробок холодильних систем і рекомендацій щодо його безпечного застосування.

Аналіз ситуації по сучасним холодильним об'єктам показує, що у професійних холодильщиків немає проблем з експлуатацією аміачних агрегатів і установок у разі розумного орієнтування на загальноприйняті правила і рекомендації з безпеки.

Відчувши обсяг неприємностей, пов'язаних з «парниковими» фреонами, Європа стала активно обмежувати або зовсім забороняти їх застосування. Данія з 2007 р., а Австрія та Швейцарія з 2008 р заборонили використання «парникових» фреонів з GWP вище 2000. У країнах ЄС вводять спеціальні податки на їх застосування і штрафи за витік в атмосферу. Наприклад, у скандинавських країнах податок на фреон R404A становить 75 Євро за 1 кг, а штраф за витік 30% заправки в рік в Нідерландах становить 29 000 Євро. Межа одиначної заправки обмежується 300 кг на кожну установку з обов'язковим автоматичним контролем витоків. Вводиться жорсткий контроль для систем із заправкою від 30 кг фреону і вище.

Питання глобального потепління клімату і внесок у цей процес викидів «парникових» газів, в тому числі і фреонів висуваються в ряд життєво важливих і обговорюються на найвищому рівні як на зустрічах глав «вісімки» провідних держав світу, так і в ООН і в різних міжнародних комітетах. Згідно з останньою доповіддю ООН в 2007 р «GEO-4» міжурядової групи експертів

						Арк.
						27
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

зі зміни клімату Землі (IPCC) потепління клімату незаперечно доведено і підтверджується зростанням середніх світових температур повітря і океану, а також повсюдним таненням материкових льодовиків і океанічних льодовикових полів Арктики і Антарктики .

Деформація клімату в бік глобального потепління може призвести в найближчі 20-30 років до підтоплення, а в ряді випадків і до повного затоплення островів і низинних територій країн і континентів . Катастрофічні наслідки глобального потепління може стати і вже стає порушення продовольчої безпеки окремих країн і навіть континентів, наприклад Африки.

Усвідомлюючи всю серйозність проблеми, Євросоюз на початку грудня 2008р затвердив цільову програму «Три по 20» суть якої полягає в тому, що країни Європи зобов'язуються до 2020 року знизити викиди парникових газів на 20% при одночасному зниженні на 20% енерговитрат.

Для України в останні роки характерним є перевага фреонів аміаку в нових системах холодопостачання і прагнення заміни його на фреон в реконструйованих установках. Це пов'язано, в основному, з жорсткими вимогами безпеки з боку МНС та інших наглядових органів. Проте вимоги щодо безпеки експлуатації фреонових установок все більше наближаються до існуючих по аміаку, тим більше, відомим фактом є те, що при контакті з вогнем фреони виділяють смертельно небезпечні газові компоненти.

Провідні фахівці світу з холодильній техніці вважають дорогою помилкою вибір на користь фреону по відношенню до аміаку. Це стосується і переведення існуючих систем з аміаку на фреон. Очевидним фактом є те, що використання фреонів призводить до підвищеної витрати енергоресурсів для отримання одиниці холоду в порівнянні з аміаком приблизно у співвідношенні 60/40. Виходячи з цього зрозуміло, що економія електроенергії і заміна аміаку фреонами суперечать один одному.

Дані висновки були зайвий раз підтверджені результатами «8-й Міжнародній конференції ім. Густава Лорентца за природними робочим речовинам », яка проходила 7-10 вересня 2008р в м Копенгаген (Данія). Там

									Арк.
									28
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата					

же була сформульована сучасна стратегія вибору хладагентів, сприятливих для навколишнього середовища. Для великих холодильних систем і установок (в тому числі і з проміжним хладоносителем) рекомендується аміак. Для середніх - CO₂ (каскадні і комбіновані системи) або вуглеводні, з проміжним холодоносієм. Дрібні холодильні агрегати та установки (торговий або комерційний холод) рекомендується експлуатувати з вуглеводнями.

В прийнятті рішення яку робочу речовину обрати в тій чи іншій холодильній установці, тепловому насосі або кондиціонері важливу роль грають так критерії як безпека, витрати та охорона навколишнього середовища. В зв'язку з постійним ростом цін на енергоносії, все більшу роль грають також споживання обладнанням електроенергії. В ідеалі використовуємий хладагент повинен мати неперевершеними термодинамічними характеристиками, високою хімічною стабільністю та гарними фізичними властивостями. Крім того, він не повинен впливати на навколишнє середовище чи його вплив повинен бути мінімальним. Також хладагент повинен бути доступний повсюди за низькою ціною.

На жаль, хладагента, що відповідає всім цим вимогам, немає. Тому на практиці рішення на користь найбільш підходящої робочої речовини залежить від цілого ряду факторів. При цьому сфера використання та вимоги, що встановлені експлуатаційним підприємством, грають таку ж важливу роль, як і місце установки обладнання та питання його впливу на навколишнє середовище. Але вирішальним моментом на енерговикористання є все таки конструкційне рішення всієї установки, учитуючи умови часткових нагрузок, тому її ефективність залежить в більшій мірі від загальної концепції обладнання, ніж від вибору хладагента. Ряд актуальних проектів показує, що обладнання працює ефективно та без нанесення збитків навколишньому середовищу в тому випадку, якщо в ньому використовуються натуральні робочі речовини.

Аміак – хладагент з найкращими термодинамічними характеристиками. Він є єдиним натуральним хладагентом, від якого промисловість завдяки його

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

високій ефективності, ніколи не хотіла відмовлятися. З екологічної точки зору аміак також є найкращим хладагентом: він не завдає шкоди озоновому шару, не спричиняє глобальному потеплінню, а баланс повної еквівалентної потужності впливу на потепління TEWI є позитивним.

При використанні промислового обладнання потужністю більш ніж 500 кВт, з точки зору ефективності використання енергії та ефективності витрат, аміак є неперевершеним хладагентом. Але в менш потужних установках аміак знаходить своє використання. В теперішній час аміак нерідко використовується в системах з потужністю менш ніж 500 кВт, в яких кількість аміаку в комбінації з правильно обраним холодоносієм може бути зменшено. Саме в області систем з малою кількістю заправляемого хладагента йдуть інтенсивні дослідження. Ціллю розробки стали в тому числі невеликі, полугерметичні та герметичні компресори потужністю менш ніж 100 кВт. В тому ж напрямку проходять й розробки теплообмінників зі зменшеним внутрішнім об'ємом. Крім того, щоб зробити можливою роботу на аміаку з системою безпосереднього охолодження, різні дослідницькі проекти працюють над створенням спрощеної масляної системи з використанням розчинних масел.

Ще аміак все більше використовується в галузях, де раніше надавали перевагу використанню синтетичних хладагентів. Так, наприклад, всі великі виставкові павільйони Німеччини для кондиціонування повітря використовують аміачні рідинні охолоджувачі. Також в будівлях банків, страхових компаній та інших приміщень кондиціонування повітря стало все частіше проходити за допомогою аміачних енергозберігаючих охолоджувачів.

За останні 10 років в світі безперервно зростала увага до холодильних установок на діоксиді вуглецю. З однієї сторони, це вийшло через те, що діючий на світовому рівні концерн Nestle постійно форсував розвиток каскадних установок, що працюють на аміаку та двоокисі вуглецю, доказав тим самим їх ефективність в Європі, США та Японії. Інші компанії послідували цьому прикладу. В деяких країнах ця тенденція була додатково

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

посилена за рахунок державних заохочень. Так, Голландія значно знизилла податки на установки, що працюють на CO₂, а в Скандинавії підняли податок на використання синтетичних хладагентів. Двоокис вуглецю особливо підходить для рекуперації відведеного тепла або для використання в теплових насосах. В Азії таке використання широко розповсюджено та можна вважати, що і інші країни послідувають цьому прикладу.

Яку кількість тепла можна зекономити за рахунок використання CO₂ в ролі хладагента, в великій мірі залежить від температури навколишнього середовища. Так, наприклад, система з двоокисом вуглецю за ефективністю перевищує обладнання на синтетичних робочих речовинах, якщо воно працює в області субкритичних температур. Але й в області надкритичних температур обладнання може бути достатньо успішно оптимізованов плані ефективності. Одним з таких підтверджень тому стала компанія Coca-Cola, що використовує для своїх 550-літрових холодильників як CO₂, так і R-134a. Результат: обладнання на CO₂ витрачувало на 20-30% менше.

В надкритичному режимі експлуатації системи на двоокисі вуглецю в загалом є менш ефективні, ніж синтетичні хладагенти. Але, якщо виходити з розрахунку на рік, то холодильні установки на CO₂ частіше є більш енергоефективні.

Вуглеводні, такі як пропан, бутан, пропен чудово підходять в якості хладагентів. Наприклад, бутан дуже успішно використовують в більш ніж 300 мільйонах побутових холодильниках. Крім того, бутан все частіше використовуються в невеликих промислових холодильних установках.

Пропан має схожими з хладагентом R-22 термодинамічними характеристиками. Тому в деяких країнах Азії хладагент R-22, що використовується в центральних системах кондиціонування, після проведення невеликих змін в конструкції обладнання, був змінений пропаном, що дало економію енергії від 10 до 30%.

Вуглеводні мають прекрасними термодинамічними характеристиками, дуже добре змішуються з низькотемпературними

									Арк.
									31
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата					

мастилами, а рівень критичної температури достатньо висок. Хоча займистість вуглеводнів потребує герметично закритих систем та захисту від вибухів для електричних компонентів, компоненти обладнання легкодоступні, а сучасний рівень техніки дозволяє забезпечити безпечну роботу такої установки.

Фреони набули великого поширення у малих холодильних установках завдяки їх нешкідливості для обслуговуючого персоналу порівняно з аміаком. Проте приблизно два десятиріччя тому було встановлено, що основні фреони, які затосовують у холодильній техніці, руйнують стратосферний озоновий шар. Згідно з Монреальським протоколом 1987 р. останнім часом заборонено використання хлорфторвуглеводів, до яких належать R11, R12, R13, R113, R114, R115, R502.

Гідрохлорфторвуглеводи, до яких належать R22, R141B, R142B, R123, R124, мають значно меншу екологічну небезпеку, тому їх використання дозволено до 2020 року.

Замість озonoактивних CFC та HCFC розроблені альтернативні холодоагенти, які відносять до гідрофтор вуглеводів (HFC). До HFC належать холодильні агенти R134a, R125, R32, R143a, R14, R23. Також запропоновані суміші з них, наприклад, R404A, R407C, R410A.

2.1 Обґрунтування вибору холодоагенту та проміжного холодоносія теплового насосу.

За всю історію використання людиною хладагентів пройдено чотири етапи їх еволюції з метою пошуку кращого. Перше покоління холодоагентів (1830-1930 рр.) - «Використання всього що працює», друге - (1931-1990 рр.) - «Безпека і довговічність», третє покоління (1990-2010 рр.) - «Захист озонового шару» і четвертий - сучасний етап з розвитком на перспективу (2010- ... рр ..) - «глобальне потепління» .

З урахуванням загальних вимог, що пред'являються до сучасних холодильних установок: енергоефективності, економічності, екологічності та безпеки експлуатації, відносно хладагентів сформовані специфічні умови для їх застосування.

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

По термодинамічних характеристиками вони повинні мати низьку температуру кипіння при тиску вище атмосферного (щоб уникнути підсоху повітря), помірні тиск і температуру конденсації, низьку температуру затвердіння і високу критичну температуру, більшу теплоту пароутворення при малих питомих обсягах парів, малу теплоємність і високу теплопровідність.

До експлуатаційних умов відносяться: термохімічна стабільність, вибухо- та пожежобезпечність, нетоксичність по відношенню до біологічних об'єктів, хімічна сумісність з конструкційними матеріалами та холодильними маслами, достатня розчинність з маслом для хорошої його циркуляції, здатність розчиняти воду, наявність запаху і т.д.

До екологічних та економічних вимог відносяться: природне походження, озонобезпечні, низький потенціал глобального потепління, наявність вітчизняного промислового виробництва, прийнятні для споживачів ціни. Очевидно, що неможливо знайти ідеальний холодоагент, що відповідає всім перерахованим вимогам, тому в кожному окремому випадку вибирають холодоагент з урахуванням конкретних умов роботи холодильної установки і запитів споживача. Залежно від температури кипіння при атмосферному тиску холодоагенти поділяють на три групи: високотемпературні (вище мінус 10 °С), помірні (нижче мінус 10 °С) і низькотемпературні (нижче мінус 50 °С). У холодильній техніці і кондиціонуванні найчастіше застосовують п'ять видів хладагентів. Це аміак, фреони, діоксид вуглецю, вуглеводні та їх суміші, а також вода. У промисловому холоді перерахованим вище вимогам до холодоагентів найближче відповідають аміак, фреони і діоксид вуглецю.

Бурхливий розвиток напрямку штучних холодоагентів на основі хлорфторуглеродов (ХФУ) і гідрохлорфторвуглеводів (ГХФУ) призвело до того, що в даний час налічується близько 50 типів фреонів, правда промислове застосування мають не більше десятка . Тільки аміак (R717), за рахунок високих термодинамічних, техніко-експлуатаційних та економічних

						Арк.
						33
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

показників в широкому діапазоні температур склав гідну конкуренцію новим штучним холодоагентам.

Виявлення в 1974 р. руйнуючої дії ХФУ на озоновий шар Землі, призвело до обмеження, а потім і до заборони ХФУ. Надалі це торкнулося і деяких хладагентів класу ГХФУ і зокрема, фреону R22. Дане рішення було закріплено в 1985 р. Віденською конвенцією по захисту озонового шару Землі. Пізніше воно було підтверджено в 1987 р Монреальським протоколом, підписаним всіма промислово розвиненими країнами світу. З 1989 р налагоджено виробництво озонобезпечних холодоагентів, наприклад, R134A, R404A, R407C, R507A, R410A та ін. Які, однак, мають свої суттєві недоліки. Наприкінці вересня 2007 року в Монреалі підписані документи за більш жорстких заходів обмеження і заборони озоноруйнуючих фреонів. Термін їх виробництва і споживання для розвинених країн скорочено на 10 років і обмежений 2020 роком. До 2010 р виробництво і споживання подібних фреонів має бути скорочено на 75%, до 2015 р - на 90% та припинено - до 2020 р. Таким чином, і в Україні до цього часу фреон R22 повинен залишитися тільки в «приємних спогадах» фахівців. Даний факт гідний жалю, так як це був, мабуть, кращий фреон хорошої якості і доступної ціни, з тих, що випускаються вітчизняною промисловістю для холодильного бізнесу. Тим не менш, ухилення від виконання підписаних зобов'язань, загрожує порушникові істотними економічними санкціями з боку учасників Монреальського угоди. Ось чому холодильщики відчують себе незатишно під «Монреальським озонобезпечних парасолькою».

Заборона і обмеження застосування озоноруйнуючих фреонів привели до пошуку альтернативних холодоагентів і відродили активний інтерес до природних холодоагентів, зокрема до аміаку, діоксиду вуглецю і вуглеводнів.

Переваги і недоліки використання синтетичних холодоагентів

Створені в останні роки «нові» озонобезпечні фреони, як виявилось, мають цілий ряд недоліків. Вони, насамперед, значно дорожче фреону R22. За

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

даними зарубіжних джерел в 2008 р ця різниця становила для R134A - 165%, R404A - 175, R407 - 215, R507A - 250, R410A - 282% і т.д. Різниця в ціні з аміаком взагалі зашкалює за межі розумного. Ціни на подібні фреони свідомо більше, особливо по відношенню до ціни вітчизняного фреону R22.

Ситуація ускладнюється тим, що всі нові фреони вимагають застосування в холодильних системах спеціальних, дорогих, синтетичних масел і володіють більш низькою ефективністю, що призводить до підвищеного енергоспоживання агрегатів і установок для вироблення холоду. Крім того, в основному, це багатокомпонентні суміші, які в процесі експлуатації і при витоках можуть викликати розшарування і переки концентрацій компонентів, що зрештою призводить до падіння їх ефективності. В окремих випадках при їх частковій витоку потрібна повна перезаправка системи холодоагентом, що пов'язано з великими фінансовими втратами.

Істотним недоліком «нових» фреонів є високий потенціал (GWP) внеску в глобальне потепління клімату Землі, техногенний вплив на який регулюється з 1997 р Кіотським протоколом, з подальшими доповненнями та поправками. Наприклад, фреони R404A і R507A, на які покладалися великі надії, мають потенціал глобального потепління (GWP) рівний 3800 при величині його для CO₂, рівному 1, а для аміаку він взагалі нульовий. Вже зараз в Європі вважають розумною межею даного потенціалу для холодоагентів не вище 1500 одиниць, а 40% членів Європейського парламенту дружно голосують за обмеження застосування холодоагентів з (GWP) вище 150 . Найближчим кандидатом на заборону є фреон R134A в найбільш широкій області його застосування - в автомобільних кондиціонерах .

Україна слідом за Європою змушена переходити на «нові» фреони незважаючи на те, що за відсутності вітчизняного виробництва ми потрапляємо в «кабальну» залежність від їх поставок з-за кордону. Судячи з усього, нас втягнули у величезний витратний процес, виходом з якого може бути або згасання холодильної галузі або її відродження при поверненні до

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

використання вітчизняних хладагентів і, насамперед аміаку з урахуванням новітніх розробок холодильних систем і рекомендацій щодо його безпечного застосування.

Аналіз ситуації по сучасним холодильним об'єктам показує, що у професійних холодильщиків немає проблем з експлуатацією аміачних агрегатів і установок у разі розумного орієнтування на загальноприйняті правила і рекомендації з безпеки.

Відчувши обсяг неприємностей, пов'язаних з «парниковими» фреонами, Європа стала активно обмежувати або зовсім забороняти їх застосування. Данія з 2007 р., а Австрія та Швейцарія з 2008 р заборонили використання «парникових» фреонів з GWP вище 2000. У країнах ЄС вводять спеціальні податки на їх застосування і штрафи за витік в атмосферу. Наприклад, у скандинавських країнах податок на фреон R404A становить 75 Євро за 1 кг, а штраф за витік 30% заправки в рік в Нідерландах становить 29 000 Євро. Межа одиначної заправки обмежується 300 кг на кожну установку з обов'язковим автоматичним контролем витоків. Вводиться жорсткий контроль для систем із заправкою від 30 кг фреону і вище.

Питання глобального потепління клімату і внесок у цей процес викидів «парникових» газів, в тому числі і фреонів висуваються в ряд життєво важливих і обговорюються на найвищому рівні як на зустрічах глав «вісімки» провідних держав світу, так і в ООН і в різних міжнародних комітетах. Згідно з останньою доповіддю ООН в 2007 р «GEO-4» міжурядової групи експертів зі зміни клімату Землі (IPCC) потепління клімату незаперечно доведено і підтверджується зростанням середніх світових температур повітря і океану, а також повсюдним таненням материкових льодовиків і океанічних льодовикових полів Арктики і Антарктики .

Деформація клімату в бік глобального потепління може призвести в найближчі 20-30 років до підтоплення, а в ряді випадків і до повного затоплення островів і низинних територій країн і континентів . Катастрофічні

						Арк.
						36
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

наслідки глобального потепління може стати і вже стає порушення продовольчої безпеки окремих країн і навіть континентів, наприклад Африки.

Усвідомлюючи всю серйозність проблеми, Євросоюз на початку грудня 2008р затвердив цільову програму «Три по 20» суть якої полягає в тому, що країни Європи зобов'язуються до 2020 року знизити викиди парникових газів на 20% при одночасному зниженні на 20% енерговитрат.

Переваги фреону R410A у порівнянні з іншими холодоагентами.

Довгострокова озоносберегаюча енергетично ефективна заміна для R-22 в нових системах побутового і комерційного кондиціонування, а також комерційного та промислового охолодження і теплонасосних установках. R-410a - холодоагент більш високого тиску, ніж фреон R-22 і повинен використовуватися тільки в обладнанні, розробленому спеціально для нього. більш висока охолоджуюча здатність; значні можливості в плані енергозбереження; велика ефективність в режимі опалення; легкий сервіс: дозаправка системи може відбуватися після кожної витoku; безпечний і зручний (класифікація безпеки A1 / A1 ASHRAE). R-410A - перспективний холодоагент, що не руйнує озонного шару, що відноситься до групи гідрофторвуглеців (ДФУ). Являє собою подвійну квазіазеотропну суміш гідрофторвуглеців R32 і R125 при рівних масових частках компонентів (50% і 50%). Цей холодоагент не запалюється, має нульовий потенціал руйнування озонного шару (просо), а його потенціал глобального потепління (ПГП) становить 1890 (ПГП вуглекислого газу дорівнює 1), що аналогічно ПГП R-22, рівному 1700. Допустимий рівень впливу (AEL) фреону R-410A становить 1000 частин / млн (пороговий рівень впливу (TLV) R-22 = 1000).

Застосування холодоагенту R513A (XP10)

R513A (Opteon® XP10) - це суміш холодоагентів HFO з низьким потенціалом глобального потепління (GWP), що використовується як заміна R134a в середніх та високих температурах холодильного обладнання. R513A (Opteon® XP10) підходить для нових систем, а також для модернізації існуючих систем.

									Арк.
									37
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата					

Особливості та переваги продукту

- Замінник R134a із порівняними фізичними та термодинамічними властивостями
- Азеотропна суміш холодоагенту, що містить R1234yf та R134a
- Холодоагент потрібно завантажувати з рідкої фази, щоб забезпечити точний склад
- Газові балони для холодоагенту мають подвійні клапани, що полегшує відбір рідини
- Незаймистий з класифікацією безпеки A1
- Компресори повинні бути заряджені поліефірним маслом. Для отримання додаткової інформації зверніться до виробника компресора
- Низький ПГП 631, зниження на 56% порівняно з R134a
- Продуктивність майже відповідає характеристиці R134a
- Може використовуватися як модернізація або в нових установках

Особливості використання R-410A

R-410A являє собою рідину високого тиску. З цієї причини холодоагент 410A можна використовувати в "традиційних" системах, і для нього потрібні вузли та деталі, розраховані на значно більш високі тиску, ніж допустимі в нинішніх стандартних виробках. З хладоном R-410A слід застосовувати поліолефірні масла. R 410A не має жодних проблем сумісності з деталями, які звичайно застосовуються в холодильних системах. Постачальнику полімерних деталей, виготовлених з еластомерів і пластмас, рекомендується перевіряти їх на сумісність з холодоагентом R-410A.

R-452B як альтернатива R-410A

R-452B – це хладоагент, який не руйнує озоновий шар, має низький потенціал глобального потепління (GWP), та є заміною хладагента на R-410A на новому обладнанні. Системи R-410A можуть бути легко адаптовані, пропонуючи оптимальний баланс енерговитрат, наднизької займистості та продуктивності при високих температурах навколишнього середовища.

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

Переваги використання R-452B

- Низький GWP: зниження на 65% порівняно з R-410A
- Покращення енергоефективності до 5% у порівнянні з R-410A
- Наднизький клас займистості A2L
- Дуже близька продуктивність та ефективність відповідають R-410A
- Дизайн R-410A з мінімальними змінами
- Дуже низька температура ковзання (до 1К)

Вибір ефективного проміжного холодоносія

Детальніше розглянемо теплофізичні властивості та характеристики водного розчину етиленгліколю. Водний розчин етиленгліколю володіє:

- 1) Більш високою щільністю в порівнянні з водою як теплоносієм, на 8% -9% і щільність розчину підвищується зі збільшенням концентрації етиленгліколю.

- 2) Теплоємність і теплопровідність зменшуються (в порівнянні з водою) в межах до 20% з ростом концентрації етиленгліколю і зниженням робочої температури в мінусовій зоні.

- 3) Кінематична і динамічна в'язкість вище ніж у води 2-3 рази на зоні позитивних температур і зростають в 8-10 разів при підвищенні концентрації до практичних граничних 65% і відповідно зниженні температури кристалізації до мінус -65 ° С.

Підвищена в'язкість водного розчину етиленгліколю в зоні негативних робочих температур призводить до значного зростання гідравлічних втрат на тертя в трубопроводах і на подолання гідравлічних опорів у всіх вузлах системи охолодження і промислового кондиціонування (див. Табл. №№1, 2, 3). Також і значне зниження, до 18%, теплоємності і теплопровідності розчину етиленгліколю вимагає підвищення швидкості циркуляції тепло-холодоносія в системі або інших технічних рішень для забезпечення передачі (прийому) необхідної теплової потужності (енергії).

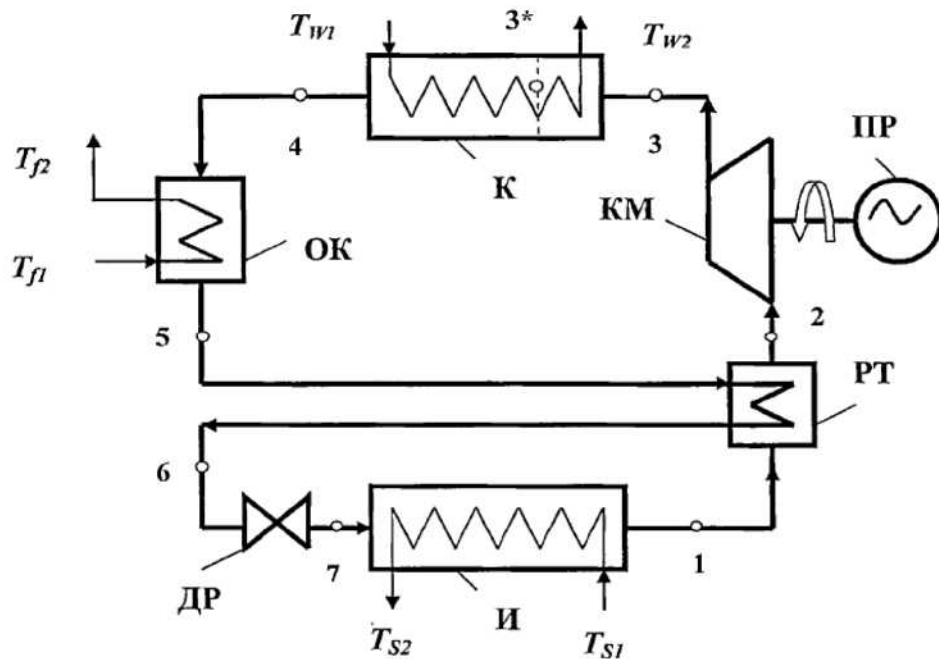
						Арк.
						39
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3 Термодинамічний аналіз циклу парокompресійного теплового насосу

3.1 Методики термодинамічного і теплового розрахунків

3.1.1 Схема і термодинамічний цикл

Найбільшого поширення серед ПКТН отримали машини, в яких реалізується зворотний цикл Ренкіна (див. Рис. 3.1-3.3).



3.1 Принципова схема парокompресійного теплового насоса

У випарнику 1 здійснюється при постійному тиску P_0 і температурі T_0 кипіння РТ при підводі теплоти від низько потенційного джерела тепла (процес 7-1 на рис. 3.2 і 3.3). Насичена пара РТ при тиску P_0 перегрівається (процес 1-2) в ТР зворотним потоком рідкого РТ, що надходить ОК. Перегріта пара з температурою T_2 надходить на вхід компресора КМ, в якому проводиться його стиснення (процес 2-3) до кінцевого тиску P_k з підвищенням температури до T_3 .

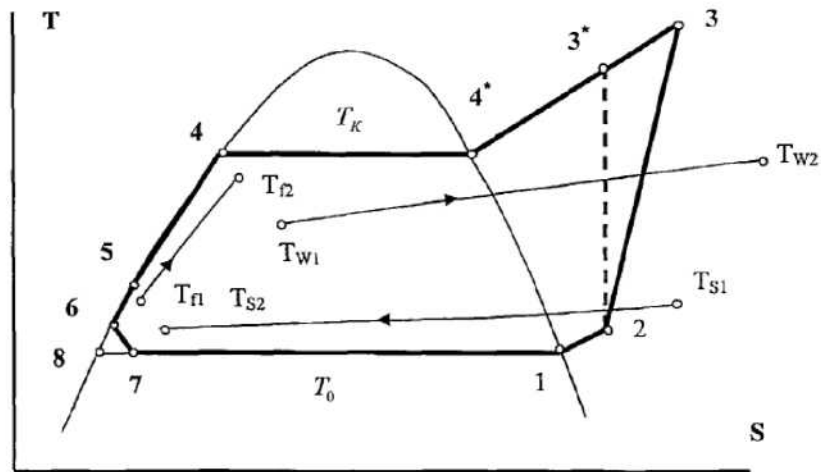
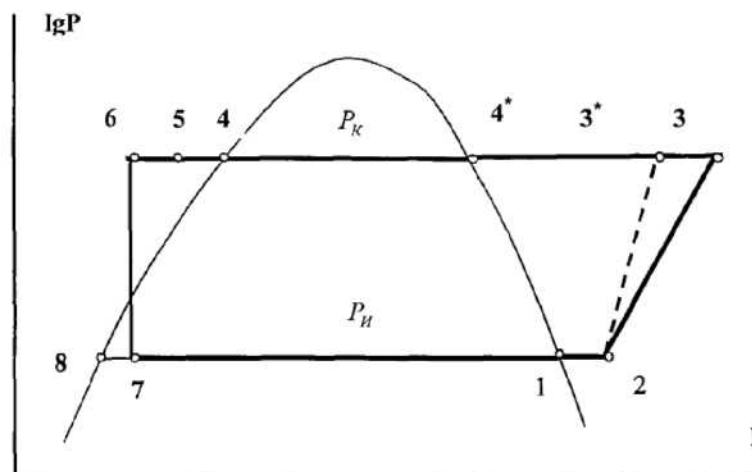


Рис.3.2 Термодинамічний цикл парокompресійного теплового насоса з одноступінчастим стисненням в координатах «температура T - ентропія S » з теплоносіями систем низько потенційного джерела тепла (з індексом « S »), системи опалення (з індексом « W ») і гарячого водопостачання (з індексом « F »)



Мал. 3.3 Термодинамічний цикл парокompресійного теплового насоса в координатах «тиск P - ентальпія h ».

Стиснений пар з параметрами перегрітої пари (точка 3) надходить в конденсатор K , де спочатку відбувається його охолодження (процес 3-4 *) зі стану перегрітої пари до стану насичення (точка 4), а потім конденсація (процес 4-4) при постійному тиску P_K і температурі T_K . З конденсатора K конденсат PT направляється в охолоджувач конденсату OK , де проводиться відведення тепла теплоносію F зовнішнього теплоприемника (процес 4-5) з пониженням температури від $T_K = T_4$ до T_5 .

						Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Подальше охолодження РТ до температури T_6 проводиться в ТР зворотним потоком пара, що надходять з випарника І в компресор КМ. Цикл завершується процесом дроселювання (процес 6-7) рідкого РТ в дросельному пристрої ДР від тиску P_K до тиску в випарнику Р0 зі зниженням його температури в процесі ізоентальпійного розширення з T_6 до температури $T_7 - T_0$ в випарнику В процесі реалізації замкнутого термодинамічної циклу до РТ в випарнику І підводиться теплова енергія від теплоотдатчика S (низько потенційного джерела тепла) з охолодженням його теплоносія з температури T_{S1} до T_{S2} . Також до РТ через приводний пристрій в компресорі підводиться в процесі стиснення механічна енергія (ексергія). При цьому ми не конкретизуємо, з якого вихідного виду енергії (електрична, теплова та ін.) Отримана механічна енергія на валу компресора. Відведення корисного тепла до зовнішнього споживача здійснюється в конденсаторі До при нагріванні теплоносія зовнішнього теплоприемника W з температури T_{w1} до T_{w2} . У загальному випадку додатково тепло від РТ корисно відводиться в охолоджувачі конденсату ОК якомусь зовнішньому споживачеві за рахунок нагріву теплоносія теплоприемника F з температури T_{f1} до T_{f2} . При використанні ПКТН в системах теплопостачання споживачами теплової енергії зазвичай є системи опалення (СО) і гарячого водопостачання (ГВП). Як правило, для опалення використовується тепло, що виділяється в конденсаторі, а для нагріву води на потреби ГВП - тепло охолодження конденсату РТ. При відсутності потреби в ГВП для цілей опалення використовується також незначна частина тепла від охолодження конденсату РТ; в цьому випадку теплоносій системи опалення W послідовно або паралельно проходить через охолоджувач конденсату ОК і конденсатор К. Аналогічним чином ПКТН можуть бути використані в різного роду виробничих технологіях.

Представлена на рис. 3.1 принципова схема включає в себе всі основні елементи не тільки ПКТН, але і деяких схемних рішень парокompресійних холодильних машин (ПКХМ), що дозволяє в процесі термодинамічної аналізу

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

виявити принципові відмінності між цими типами технічних систем. Більш складні схеми і цикли ПКТН базуються на наведених вище структурних елементах і термодинамічних процесах.

3.2 Розрахунок системи

Для розрахунку наведемо схему парокompresсионного одноступінчастого теплового насоса, конструкція якого містить всі елементи принципової схеми ПКТН, представлені на рис. 3.1. Він призначений для забезпечення широкого кола споживачів екологічно чистим теплом для потреб опалення і ГВП з використанням низько потенційного тепла широко поширених поновлюваних джерел з початково низькою (до 5°C) початковою температурою теплоносія (поверхневі водні джерела, неглибокі артезіанські і прируслові свердловини, тепло ґрунту і т. д.).

3.2.1 Постановка задачі

Як РТ для ПКТН використовуємо озонобезопасний холодоагент R-134a, широко застосовуваний в даний час в холодильній техніці замість забороненого для серійного виробництва озонопасного R-12. Для низько потенційного теплоносія прийmemo $T_{S1} = 276^{\circ}\text{K}$ ($+3^{\circ}\text{C}$), $T_{S2} = 274^{\circ}\text{K}$ ($+1^{\circ}\text{C}$), а для теплоносія системи опалення $T_{W2} = 335^{\circ}\text{K}$ ($+62^{\circ}\text{C}$). Ці температури визначають близький до граничного технічний режим роботи ПКТН для обраного нами РТ і типу поршневого компресора. Приймаємо кінцеві різниці температур на виході з теплообмінних апаратів: в випарнику $\Delta T_1 = T_{S2} - T_0 = 3^{\circ}\text{K}$; в конденсаторі $\Delta T_K = T_K - T_{W1} = 5^{\circ}\text{K}$. Для напівгерметичного поршневого компресора марки Bitzer 4G-30.2 (Y) -40P прийняті відповідно до технічних даними фірми-виробника наступні значення показників: коефіцієнт шкідливого простору компресора $\epsilon = 0,03$; об'ємна теоретична продуктивність компресора $V_0 = 84,5 \text{ м}^3 / \text{год}$, електромеханічний ККД компресора $\eta_{эл.м} = 0,95$. Для визначення термодинамічних властивостей РТ використовуємо зручну для практичної роботи інженерну програму Coolpack, що містить дані про термодинамічних і теплофізичних властивостях широкого спектра хладагентів штучного і природного походження.

						Арк.
						43
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Термодинамічний розрахунок циклу. Температура насиченої пари робочого тіла на виході з випарника:

$$T_0 = T_{S2} - \Delta T_{II} = 274 - 3 = 271 \text{ }^\circ\text{K} \quad (3.1)$$

Температура конденсації робочого тіла:

$$T_k = T_{w2} + \Delta T_k = 335 + 5 = 340 \text{ }^\circ\text{K} \quad (3.2)$$

Температуру перегрітої пари РТ на вході в компресор визначимо як:

$$T_2 = T_1 + \Theta (T_4 - T_8) = T_0 + \Theta (T_k - T_0) = 271 + 0,2 (340 - 271) = 284,8 \text{ }^\circ\text{K} \quad (3.3)$$

де Θ - температурний коефіцієнт регенерації тепла в регенеративному теплообміннику. Його розрахункове значення Θ - 0,2 близько до реалізованим на практиці значенням.

Ступінь стиснення робочого тіла в компресорі:

$$\pi_k = P_k / P_0 = 1,977 / 0,272 = 7,27 \quad (3.4)$$

тут $P_k = 1,977$ МПа, $P_0 = 0,2722$ МПа - відповідно рівноважні тиску конденсації і випаровування РТ при температурах T_k и T_0 .

Індикаторний ККД поршневого неохолоджуваного компресора можна визначити за формулою:

$$\eta_i = I_{ад} / I_{д} = (h_3' - h_2) / (h_3 - h_2) = \Omega \cdot \lambda, \quad (3.5)$$

де: $I_{ад}$ та $I_{д}$ - питомі адіабатне і дійсна роботи стиснення; h_3' , h_3 и h_2 - ентальпії робочого тіла після при адіабатні стисненні, при реальному стиску і перед компресором відповідно; Ω - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми; λ - коефіцієнт подачі компресора. Коефіцієнт подачі можна визначити як:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл}. \quad (3.6)$$

де: λ_c - об'ємний коефіцієнт, що враховує вплив шкідливого простору; λ_w - коефіцієнт підігріву, що враховує зниження об'ємної продуктивності компресора через підігріву пара і випаровування рідини; $\lambda_{пл}$ - коефіцієнт щільності, що враховує зниження продуктивності компресора через перетікання РТ з простору з більш високим тиском в простір з меншим тиском.

Для машин, що працюють з мастилом можна прийняти $\lambda_{пл} = 0,95 \dots 0,98$.

						Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Значення об'ємного коефіцієнта можна визначити як:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot [(p_k)^{1/m} - 1] = 1 - 0,03 \cdot [7,27 - 1] = 0,812 \quad (3.7)$$

Для неохолоджуваних компресорів показник політропи $m = 1,0$, а також:

$$\lambda_w = T_2/T_k = 285/340 = 0,838$$

З врахуванням того, що $\Omega > 1$, а $\lambda < 1$, їх добуток $\Omega * \lambda_c = 1$ і можна легко визначити на підставі вищенаведених формул значення індикаторного ККД компресора $\eta_i = \lambda_w * \lambda_{nl} = 0,838 * 0,965 = 0,809$ і коефіцієнта подачі $\lambda = 0,812 * 0,838 * 0,97 = 0,66$.

Визначимо основні параметри стану РТ в характерних точках термодинамічної циклу (див. рис. 3.1-3.3).

Точка 1: $T_1 = T_0 = 271 \text{ }^\circ\text{K}$; $p_1 = p_0 = 0,2722 \text{ МПа}$; $v_1 = 0,07391 \text{ м}^3/\text{кг}$; $h_1 = 396,04 \text{ кДж/кг}$; $s_1 = 1,7231 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$, $x=1,000$.

Точка 2: $T_2 = 285 \text{ }^\circ\text{K}$; $p_2 = p_0 = 0,2722 \text{ МПа}$; $v_2 = 0,07927 \text{ м}^3/\text{кг}$; $h_2 = 408,74 \text{ кДж/кг}$; $s_2 = 1,7689 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$.

Точка 3:* $T_{3*} = 358 \text{ }^\circ\text{K}$; $P_{3*} = P_k = 1,9777 \text{ МПа}$; $v_{3*} = 0,01112 \text{ м}^3/\text{кг}$; $h_{3*} = 453,00 \text{ кДж/кг}$; $S_{3*} = S_2 = 1,7689 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$.

Точка 3: Процес реального стиснення в компресорі (процес 2-3) відхиляється від адиабатного (процес 2-3 *), що призводить до збільшення витрат роботи в циклі. Параметри в кінцевій точці стиснення за умови $P_3 = P_{3*} = P_k = 1,977 \text{ МПа}$ можна визначити через $\eta_i = \lambda_w * \lambda_{nl}$, який характеризує ступінь відхилення реального процесу стиснення від ізоентропного:

$$h_3 = h_2 + (l_{nl} / \eta_i) = h_2 + (h_{3*} - h_2) / \eta_i \quad (3.9)$$

$$h_3 = 408,74 + (453,00 - 408,74) / 0,809 = 463,45 \text{ кДж/кг}$$

По P_3 и h_3 находим $T_3 = 367 \text{ }^\circ\text{K}$; $v_3 = 0,01177 \text{ м}^3/\text{кг}$; $s_3 = 1,7978 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$

Точка 4:* У цій точці завершується процес 3-4 * охолодження компримованого парів РТ до стану насичення ($x = 1,000$) в До при температурі $T_{4*} = T_k = 340 \text{ }^\circ\text{K}$ і тиску $P_{4*} = P_k = 1,9777 \text{ МПа}$, для яких $S_{4*} = 1,6967 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$; $v_{4*} = 0,00940 \text{ м}^3/\text{кг}$; $h_{4*} = 427,81 \text{ кДж/кг}$.

Точка 4: $T_4 = T_k = 340 \text{ }^\circ\text{K}$; $P_4 = P_k = 1,9777 \text{ МПа}$; $v_4 = 0,9850 \text{ м}^3/\text{кг}$;

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

$h_4 = 299,12$ кДж/кг; $s_4 = 1,3183$ кДж/кг·°К; $x = 0,000$. Тиск РТ по ходу руху РТ внаслідок несжимаемости рідини від Д₀ до ДР вважаємо незмінним $P_4 = P_5 = P_6 = P_k = 1,9777$ МПа. Наявність ОК і ТР, в яких відбувається охолодження конденсату РТ (процеси 4-5 і 5-6) перед процесом дроселювання (процес 6-7), вимагає введення додаткових умов, що визначають їх спільну роботу в складі ПКТН. На підставі теплового балансу:

$$h_2 - h_x = h_5 - h_6 \quad (3.10)$$

можна визначити h_5 , якщо відомо значення h_6 . В якості додаткової умови, що дозволяє зв'язати режими роботи охолоджувача конденсату і регенеративного теплообмінника, приймемо наступне:

$$h_2 = h_1 = h_6 = h_8 \quad (3.11)$$

використання якого спільно з (3.10) дозволяє визначити шукані значення ентальпій h_5 і h_6 :

$$h_6 = (h_2 - h_1) - h_8 = (408,74 - 396,04) + 197,37 = 210,07 \text{ кДж/кг} \quad (3.12)$$

$$h_5 = (h_2 - h_1) - h_6 = (408,74 - 396,04) + 210,07 = 222,77 \text{ кДж/кг}. \quad (3.13)$$

Точка 5: $T_5 = 289,8$ °К ; $h_5 = 222,77$ кДж/кг; $s_5 = 1,0803$ кДж/кг·°К, $x = 0,000$.

Точка 6: $T_6 = 280,5$ °К ; $h_6 = 210,06$ кДж/кг; $s_6 = 1,0361$ кДж/кг·°К, $x = 0,000$.

Точка 7: $T_7 = 271$ °К ; $p_7 = p_0 = 0,2722$ МПа; $h_7 = h_6 = 210,07$ кДж/кг; $S_7 = 1,0372$ кДж/кг·°К.; $x = 0,064$

тут: x - пайову зміст насиченого пара після дроселювання.

Точка 8: $T_8 = T_0 = 271$ °К; $P_8 = P_0 = 0,2722$ бар; $h_8 = 197,37$ кДж/кг; $s_8 = 0,9904$ кДж/кг·°К; $x = 0,000$

Розрахунок питомих теплових навантажень. Подання про теплові навантаження дає діаграма «lgP - h» на рис 3.3, де вони представлені у вигляді відповідних відрізків прямих ліній, що відображають основні термодинамічні процеси.

						Арк.
						46
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома внутрішня робота компресора КМ:

$$l_d = h_3 - h_2 = 463,45 - 408,77 = 54,68 \text{ кДж/кг} \quad (3.14)$$

Питома теплова потужність конденсатора К:

$$q_K = h_3 - h_4 = 463,45 - 299,12 = 164,33 \text{ кДж/кг} \quad (3.15)$$

Питома теплове навантаження випарника І:

$$q_u = h_1 - h_7 = 396,04 - 210,07 = 185,97 \text{ кДж/кг} \quad (3.16)$$

Питома теплове навантаження охолоджувача конденсату ОК:

$$q_{OK} = h_4 - h_5 = 299,12 - 222,77 = 76,35 \text{ кДж/кг} \quad (3.17)$$

Питома теплове навантаження регенеративного теплообмінника ТР:

$$q_{TR} = h_5 - h_6 = 222,77 - 210,07 = 12,70 \text{ кДж/кг} \quad (3.18)$$

Перевіримо тепловий баланс:

$$l_d + q_u = q_K - q_{OK} \quad (3.19)$$
$$54,68 + 185,97 = 164,33 + 76,35 = 240,65 \text{ кДж/кг}$$

Визначення теплових навантажень.

Дійсна об'ємна продуктивність компресора КМ на розрахунковому режимі:

$$V = V_0 \cdot \lambda = 84,5 \cdot 0,66 = 55,8 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0155 \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.20)$$

Масова витрата РТ:

$$G_{РТ} = V \cdot \rho_l = 0,0155 / 0,07927 = 0,1955 \text{ кг/с} \quad (3.21)$$

Теплове навантаження випарника І:

$$Q_u = G_{РТ} \cdot q_u = 0,1955 \cdot 185,97 = 36,36 \text{ кВт} \quad (3.22)$$

Теплопродуктивність конденсатора К:

$$Q_K = G_{РТ} \cdot q_K = 0,1955 \cdot 164,33 = 32,13 \text{ кВт} \quad (3.23)$$

Теплове навантаження охолоджувача конденсату ОК:

$$Q_{OK} = G_{РТ} \cdot q_{OK} = 0,1955 \cdot 76,35 = 14,93 \text{ кВт} \quad (3.24)$$

Теплове навантаження регенеративного теплообмінника РТ:

$$Q_{TR} = G_{РТ} \cdot q_{TR} = 0,1955 \cdot 12,70 = 2,48 \text{ кВт} \quad (3.25)$$

Електрична потужність електроприводу ПР:

$$N_{пр} = l_d \cdot G_{РТ} / \eta_{эл.м} = 54,68 \cdot 0,1955 / 0,95 = 11,25 \text{ кВт} \quad (3.26)$$

						Арх.
						47
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення витрат теплоносіїв теплоприймачів і тепловіддавачів.

Масова витрата нагрівається в конденсаторі води:

$$G_w^k = Q_K / [c_{pw} \cdot (T_{w2} - T_{w1})] = 32,13 / [4,177 (62-52)] = 0,769 \text{ кг/с (2,8 т}^3\text{/ч)}, \quad (3.27)$$

де $c_{pw} = 4,177$ кДж/кг \cdot °К – середня ізобарна теплоємність при $T_w = 330$ °К.

Масова витрата нагрівається в охолоджувачі конденсату води:

$$G_f^{ok} = Q_{OK} / [c_{pf} \cdot (T_{f2} - T_{f1})] = 14,93 / [4,183 \cdot (55 - 5)] = 0,0714 \text{ кг/с (0,25 т/ч)}, \quad (3.28)$$

де $c_{pf} = 4,183$ кДж/кг \cdot °К - середня ізобарна теплоємність при $T_f = 294$ °К.

Масова витрата теплоносія низько потенційного джерела тепла,

що проходить через випарник теплового насоса:

$$G_s^{ll} = Q_u / [c_{ps} \cdot (T_{s1} - T_{s2})] = 36,36 / [4,208 (3 - 1)] = 4,320 \text{ кг/с (15,6 т/ч)}, \quad (3.29)$$

де $c_{ps} = 4,208$ кДж/кг \cdot °К — середня ізобарна теплоємність при $T_s = 275$ °К

Коефіцієнт перетворення теплового насоса

$$\varphi = (q_k + q_{ok}) \cdot \eta_{эл.м} / l_d = (164,33 + 76,35) \cdot 0,95 / 54,66 = 4,18$$

$$\varphi = (Q_K + Q_{OK}) / N_{np} = (32,13 + 14,93) / 11,25 = 4,18 \quad (3.30)$$

Якщо прийняти відому формулу для розрахунку $\varphi = l_d \cdot Q_u / N_{np}$, то отримаємо значення $\varphi = 4,23$, що незначно розходиться с (3.30).

3.3 Оцінка зовнішніх і внутрішніх втрат ексергії

Аналіз будемо проводити на рівні визначення зовнішніх і внутрішніх втрат ексергії, що дозволяє визначити величину цих втрат в кожному із складових елементів ПКТН, їх питома вага в загальній сумі втрат і на підставі цього визначити послідовність і доцільність можливих поліпшень в конструкції для різних режимів роботи ПКТН. Втрати ексергії по окремих елементах проводимо послідовно у напрямку руху потоку ексергії на вході в приводний агрегат компресора.

Вибір параметрів навколишнього середовища. Відносно вибору температури навколишнього середовища T_{oc} для оцінки ексергетичної ефективності термотрансформаторов (холодильних машин, теплових насосів і пристроїв для одночасного вироблення тепла і холоду) в літературі існують різні підходи. Передбачається, то конкретне значення T_{oc} не впливає на кінцеві результати порівняльних розрахунків. Бродянский В.М. пропонує наступні

						Арк.
						48
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

визначення: «Довкілля - (англ. environment) – рівноважна частина оточення термодинамічної системи, інтенсивні параметри якої не змінюються при взаємодії з системою; характеризується нульовою ексергією», «Оточення системи (англ. surrounding) – сукупність рівноважної навколишнього середовища і всіх, хто знаходиться в ній зовнішніх об'єктів, взаємодіючих з даною системою».

При аналізі енергетичних процесів приймають такі параметри навколишнього середовища: $T_{oc} = 293\text{°K}$ ($+20\text{°C}$) і тиск $P_{oc} = 0,1$ МПа.

При аналізі термодинамічних циклів в якості температури навколишнього середовища в роботі була використана температура кипіння РТ в випарнику, як зручний рівень для розрахунку ексергетичної ефективності низькотемпературних технічних систем. Чи не пов'язаний з температурою підхід до вибору параметрів навколишнього середовища запропонований Мартиновський В.С. запропоновано зручний в інженерній практиці визначення: «Джерело тепла, якому приписується роль навколишнього середовища, повинен бути обраний на основі двох найбільш істотних ознак, а саме: він повинен володіти практично необмеженою теплоємністю і тепловою контакт з ним робочого тіла повинен відбуватися з найменшими економічними витратами». У нашому випадку в якості параметрів навколишнього середовища прийняті параметри теплоносія теплоотдачика S, наприклад озера або водойми, в зимовий період часу:

$$T_{oc} = 274,82\text{°C} (+1,82\text{°C}), P_{oc} = 0,1 \text{ МПа},$$

$$h_{oc} = 404,49 \text{ кДж/кг}, S_{oc} = 1,8313 \text{ кДж/кг}.$$

Визначення ексергетичної функції теплоносіїв. Вираз для температурної ексергетичної функції для потоків тепла в апаратах ПКТН:

$$\tau_i^q = 1 - T_{oc} / T_i \quad (3.31)$$

де: T_{oc} - температура навколишнього середовища; T_i - среднелогаріфміческая температура теплоносія i -ого зовнішнього теплоприемника або теплоотдачика в процесі теплопередачі.

$$T_i = (t_{2i} - t_{1i}) \ln(t_{2i} / t_{1i}) + 273, \quad (3.32)$$

						Арк.
						49
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

тут: t_{1i} та t_{2i} - відповідно температури теплоносія в °С зовнішнього і - ого теплоприемника або теплоотдатчика на вході і виході з теплообмінного апарату. На додаток до вихідних даних для нашого розрахунку приймемо для теплоносія системи опалення значення

$$t_{2i} = t_{w2} = +52 \text{ }^\circ\text{C}, t_{1i} = t_{w1} = -62 \text{ }^\circ\text{C}.$$

В результаті отримаємо:

$$T_w = (t_{w2} - t_{w1}) / \ln(t_{w2} / t_{w1}) + 273 = (62 - 52) / \ln(62/52) + 273 = 329,85 \text{ }^\circ\text{K} \quad (3.33)$$

$$\tau_w^q = 1 - T_{oc} / T_w = 1 - (274,82/330) = 0,1668 \quad (3.34)$$

Визначення температурної ексергетичної функції стосовно потоку тепла, надавали зовнішнім теплоприймачу в охолоджувачі конденсату, вимагає додаткової конкретизації значень T_{11} і T_{12} , а також характеристик теплоносія. Приймемо, що відведення тепла від охолоджувача конденсату РТ проводиться на потреби ГВП шляхом нагрівання вихідної води господарсько-питного призначення відповідно до СНіП в зимовий період часу з температури $T_{11} = 278 \text{ }^\circ\text{K}$ (+5 °С) до $T_{12} = 328 \text{ }^\circ\text{K}$ (+55 °С).

В цьому випадку:

$$T_f = (t_{f2} - t_{f1}) / \ln(t_{f2} / t_{f1}) + 273 = (55 - 5) / \ln(55/5) + 273 = 293,85 \text{ }^\circ\text{K} \quad (3.35)$$

$$\tau_f^q = 1 - T_{oc} / T_f = 1 - (274,82/293,85) = 0,06476 \quad (3.35a)$$

$$T_s = (t_{s1} - t_{s2}) / \ln(t_{s1} / t_{s2}) + 273 = (3 - 1) / \ln(3/1) + 273 = 274,82 \text{ }^\circ\text{K} \quad (3.36)$$

$$\tau_s^q = 1 - T_{oc} / T_s = 1 - (274,82/274,82) = 0,0 \quad (3.37)$$

Великі зміни значень ексергетичної функції у відносно малому діапазоні температур відрізняють процеси в ТН від процесів у високотемпературних енергетичних установках, де $\tau_e \rightarrow 1,0$. Тобто в разі теплонасосних систем акцент повинен бути зроблений на отримання великих потоків тепла середнього температурного потенціалу для потреб опалення та гарячого водопостачання на базі низько потенційного тепла поновлюваних і вторинних джерел, що мають температуру, близьку до температури навколишнього середовища, тобто непрацездатних потоків теплової енергії.

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

3.4 Визначення ексергетичних втрат в елементах ПКТН.

Значення питомих ексергії РТ в характерних точках термодинамічної циклу ПКТН можуть бути визначені за відомою формулою Гюї-Стодоли:

$$e_i = h_i - h_{oc} - T_{oc} (S_i - S_{oc}), \quad (3.38)$$

де: T_{oc} , h_{oc} і S_{oc} – відповідно температура, ентальпія і ентропія робочого тіла в умовах навколишнього середовища; h_i , S_i – відповідно ентальпія і ексергія РТ в характерних точках термодинамічної циклу. Значення термодинамічних властивостей і ексергії РТ для цих точок, розрахованих згідно (3.38) дані для умов нашої задачі в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Параметри РТ в характерних точках циклу для R-134a

Точка	Давление, МПа	Температура, °К (°С)	Энтальпия, кДж/кг	Энтропия, кДж/кг	Эксергия, кДж/кг
1	0,2722	271 (-2)	396,04	1,7231	21,23
2	0,2722	285 (+12)	408,77	1,7689	21,43
3*	1,9777	358 (+85)	453,00	1,7689	65,66
3	1,9777	367(+94)	463,45	1,7978	68,16
4*	1,9777	340(+67)	427,81	1,6967	60,31
4	1,9777	340(+67)	299,12	1,3183	35,61
5	1,9777	289,8 (+16,8)	222,77	1,0803	24,67
6	1,9777	280,5(+7,5)	210,07	1,0361	24,11
7	0,2722	271 (-2)	210,07	1,0372	23,81
8	0,2722	271(-2)	197,37	0,9904	23,97

Питомі електромеханічні втрати ексергії в системі електроприводу ПР (зовнішні втрати в навколишнє середовище) визначимо як:

$$d_{ПР} = e_{вх} * (1 - \eta_{эм}) = 57,54 * (1 - 0,95) = 2,88 \text{ кДж/кг} = 0,05 e_{вх}, \quad (3.40)$$

а його ексергетичний ККД:

$$\eta^e_{ПР} = (e_{вх} - d_{ПР}) / e_{вх} = (57,54 - 2,88) / 57,54 = 0,95 \quad (3.40)$$

Подальший розрахунок внутрішніх втрат ексергії виробляємо з урахуванням значень вхідних ексергії в кожному елементі ПКТН і втрат ексергії в попередніх елементах.

Компресор. В даному термодинамічному циклі на вході до КМ підводяться два потоки ексергії: зовнішній у вигляді механічної енергії $N_{\text{Мех}}$ від електроприводу ПР і ексергія потоку всмоктуваного пара РТ e_2 , а на виході - відводиться ексергія компримованого пара e_3 . Значення ексергії у вигляді механічної роботи на вході в компресор, яка передається від приводу на вал К, можна визначити як:

$$e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} = e_{\text{вх}} - d_{\text{ПР}} = 57,54 - 2,88 = 54,66 \text{ кДж/кг} = 0,95e_{\text{вх}} \quad (3.42)$$

Втрати ексергії в компресорі (внутрішні втрати):

$$d_{\text{КМ}} = e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} - (e_3 - e_2) = 54,66 - (68,16 - 21,43) = 7,93 \text{ кДж/кг} = 0,138e_{\text{ВХ}} \quad (3.43)$$

Значення ексергетичного ККД компресора:

$$\eta_{\text{КМ}}^{\text{е}} = (e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} - d_{\text{КМ}}) / e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} = (54,66 - 7,93) / 54,66 = 0,855 \quad (3.44)$$

Конденсатор. Ексергію, віддану РТ в конденсаторі До теплоносія зовнішнього теплоприемника W, обчислимо поетапно. Спочатку визначимо загальні втрати ексергії стосовно до всього конденсатору, а потім питомий внесок в загальні втрати тих його частин, які відповідають за охолодження перегрітої пари до стану насичення і за його конденсацію. Ексергію, віддану РТ теплоносія теплоприемника W можна визначити як різницю ексергії РТ на вході і виході:

$$e_{\text{К1}} = e_3 - e_4 = 68,16 - 35,61 = 32,55 \text{ кДж/кг} = 0,566 e_{\text{ВХ}} \quad (3.45)$$

З іншого боку, ексергію, отриману теплоносієм джерела тепла W в конденсаторі, можна визначити як:

$$e_{\text{К2}} = q_{\text{к}} \cdot \tau_{\text{в}}^{\text{е}} = 164,33 - 0,1668 = 27,41 \text{ кДж/кг} = 0,476 e_{\text{ВХ}} \quad (3.46)$$

Ексергія компримованого пара на вході в конденсатор:

$$e_{\text{К}}^{\text{ВХ}} = e_{\text{КМ}}^{\text{ВХ}} = e_{\text{К}}^{\text{ВХ}} - d_{\text{КМ}} = 54,66 - 7,93 = 46,73 \text{ кДж/кг} = 0,812 e_{\text{ВХ}} \quad (3.47)$$

Загальні втрати ексергії в конденсаторі:

						Арк.
						52
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_K \quad e_m - e_{K2} = 32,55 - 27,41 = 5,14 \text{ кДж/кг} = 0,089 \text{ е}_{\text{ВХ}} \quad (3.48)$$

Значення ексергетичного ККД конденсатора:

$$\eta_{\text{К}}^{\text{с}} = (e_{\text{ВХ}}^{\text{К}} - d_K) = (46,73 - 5,14) / 46,73 = 0,89 \quad (3.49)$$

Відносний внесок зони конвективного охолодження перегрітої пари до стану насичення визначимо як:

$$\psi_{\text{К}}^{3-4*} = (e_3 - e_{4*}) / (e_3 - e_4) = (65,66 - 60,31) / (68,16 - 35,61) = 0,16 \quad (3.50)$$

Охолоджувач конденсату. Ексергія на вході в охолоджувач конденсату:

$$e_{\text{ок}}^{\text{ВХ}} = e_{\text{К}}^{\text{ВХ}} - d_K - e_{K2} = 46,73 - 5,14 - 27,41 = 14,18 \text{ кДж/кг} = 0,246 \text{ е}_{\text{ВХ}} \quad (3.51)$$

Зміна ексергії в охолоджувачі конденсату при передачі тепла від РТ теплоносія зовнішнього приймача тепла:

$$e_{\text{ок1}} = e_4 - e_5 = 35,61 - 24,67 = 10,94 \text{ кДж/кг} = 0,190 \text{ е}_{\text{ВХ}} \quad (3.52)$$

Ексергію, отриману теплоносієм зовнішнього теплоприемника, Р, визначимо через відповідну температурну ексергетичної функцію:

$$e_{\text{ок2}} = q_{\text{ок}} * \tau_{\text{Р}}^{\theta} = 76,35 - 0,06476 = 4,94 \text{ кДж/кг} = 0,086 \text{ е}_{\text{ВХ}} \quad (3.53)$$

Втрати ексергії в теплообміннику при передачі тепла від РТ до теплоносія теплоприемника:

$$d_{\text{ок}} = e_{\text{ок1}} - e_{\text{ок2}} = 10,94 - 4,94 = 6,00 \text{ кДж/кг} = 0,104 \text{ е}_{\text{ВХ}} \quad (3.54)$$

Значення ексергетичного ККД охолоджувача конденсату:

$$\eta_{\text{ок}}^{\text{с}} = (e_{\text{ок}}^{\text{с}} - d_{\text{ок}}) / e_{\text{ок}}^{\text{ВХ}} = (14,18 - 6,00) / 14,18 = 0,577 \quad (3.55)$$

Регенеративний теплообмінник. Значення ексергії на вході в регенеративний теплообмінник:

$$e_{\text{РТ}}^{\text{ВХ}} = e_{\text{ок}}^{\text{ВХ}} - d_{\text{ок}} - e_{\text{ок2}} = 14,18 - 6,00 - 4,94 = 3,24 \text{ кДж/кг} = 0,056 \text{ е}_{\text{ВХ}} \quad (3.56)$$

Ексергія, віддана рідким РТ в теплообміннику при передачі тепла газоподібному РТ:

$$e_{\text{ТР1}} = e_5 - e_6 = 24,67 - 24,11 = 0,56 \text{ кДж/кг} = 0,0097 \text{ е}_{\text{ВХ}} \quad (3.57)$$

Ексергія, отримана паром від рідини в процесі регенеративного теплообміну:

$$e_{\text{ТР2}} = e_2 - e_1 = 21,43 - 21,23 = 0,2 \text{ кДж/кг} = 0,003 \text{ е}_{\text{ВХ}} \quad (3.58)$$

						Арк.
						53
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрату ексергією в процесі регенеративного теплообміну:

$$d_{mp} = e_{TP1} - e_{TP2} = 0,56 - 0,2 = 0,36 \text{ кДж/кг} = 0,006 e_{BX} \quad (3.59)$$

Значення ексергетичного ККД охолоджувача конденсату:

$$\eta_{pi}^e = (e_{pm}^{ex} - d_{pi}) / e_{pi}^{ex} = (3,24 - 0,36) / 3,24 = 0,890 \quad (3.60)$$

Дросельний пристрій. Процес дроселювання РТ без здійснення зовнішньої роботи відбувається при $h = idem$. Так як корисна робота відсутня, то втрата ексергією дорівнює різниці між ексергією початку і кінця процесу дроселювання (процес 6-7). Втрати можуть бути визначені як:

$$d_{dp} = T_{oc} * (S_7 - S_6) = 274,82 (1,0372 - 1,0361) = 0,30 \text{ кДж/кг} = 0,005 e_{BX}$$

або безпосередньо по різниці ексергією потоку РТ до і після дроселювання:

$$d_{dp} = e_6 - e_7 = 24,11 - 23,81 = 0,30 \text{ кДж/кг} = 0,005 e_{BX} \quad (3.61)$$

Значення ексергією на вході в дросельне пристрій:

$$e_{dp}^{ex} = e_{pm}^{ex} - d_{pi} = 3,24 - 0,36 = 2,88 \text{ кДж/кг} = 0,05 e_{BX} \quad (3.62)$$

Значення ексергетичного ККД дросельного пристрою:

$$\eta_{dp}^e = (e_{dp}^{ex} - d_{dp}) / e_{dp}^{ex} = (2,88 - 0,30) / 2,88 = 0,896 \quad (3.62)$$

Утилізація низькопотенційного тепла теплодатчика S в випарнику:

Значення ексергією на вході у випарник:

$$e_{ui}^{ex} = e_{dp}^{ex} - d_{dp} = 2,88 - 0,30 = 2,58 \text{ кДж/кг} = 0,045 e_{BX} \quad (3.64)$$

Зміна ексергії теплоносія зовнішнього теплодатчика S (низько потенційного джерела) при передачі в випарнику тепла до РТ:

$$e_{u1} = q_u * \tau_s^q = 185,97 * 0,0 = 0,0 \text{ кДж/кг} = 0,00 e_{BX} \quad (3.65)$$

Зміна ексергії РТ в процесі підведення тепла від теплоносія зовнішнього теплодатчика (низько потенційного джерела тепла):

$$e_{u1} = e_1 - e_7 = 23,81 - 21,23 = 2,58 \text{ кДж/кг} = 0,045 e_{BX} \quad (3.66)$$

Втрата ексергії у випарнику:

$$d_{ui} = e_{u2} - e_{u1} = 28,58 - 0 = 2,58 \text{ кДж/кг} = 0,045 e_{BX} \quad (3.67)$$

Значення ексергетичного ККД випарника:

$$\eta_{ui}^e = (e_{ui}^{ex} - d_{ui}) / e_{ui}^{ex} = (2,58 - 2,58) / 2,58 = 0,00 \quad (3.68)$$

						Арк.
						54
Зм.	Арж.	№ док.ул.	Підпис	Дата		

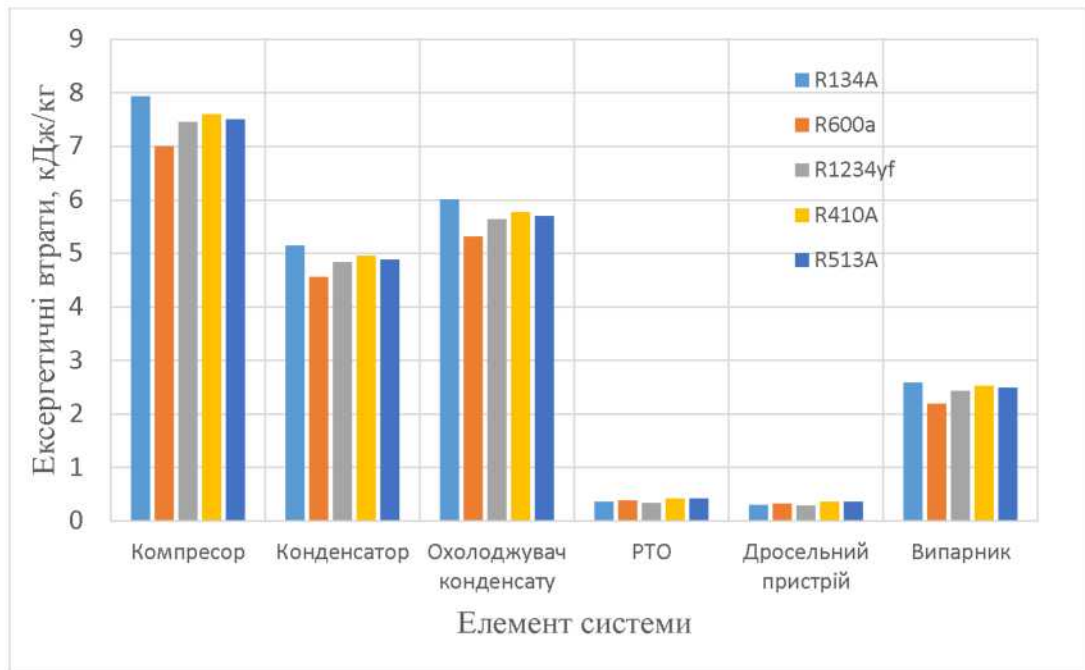


Рис. 3.4 Значення ексергетичних втрат в елементах системи

Таблиця 3.2

Абсолютні і відносні втрати ексергії в ПКТН.

Елемент системи	Втрати ексергії				η_i^e
	Зовнішні		Внутрішні		
	$d_i, \text{кДж/кг}$	$d_i / e_{вх}$	$d_i, \text{кДж/кг}$	$d_i / e_{вх}$	
1. Привід (ПР)	2,88	0,05	-	-	0,950
2. Компресор (КМ)	-	-	7,93	0,138	0,855
3. Конденсатор (К)	-	-	5,14	0,089	0,577
4. Охолоджувач Конденсату (ОК)	-	-	6	0,104	0,856
5. Регенеративний теплообмінник (РТ)	-	-	0,36	0,006	0,890
6. Дросель(ДР)	-	-	0,3	0,005	0,896
7. Випарник (И)	-	-	2,58	0,045	0,00
Сумарні втрати ексергії в ПКТН $\sum_1^n d_i$ кДж/кг, $(\sum_1^n d_i / e_{вх})$	25,19 (0,438)				

тут $e_{ввх}$ - питоме значення ексергії на виході після завершення циклу.

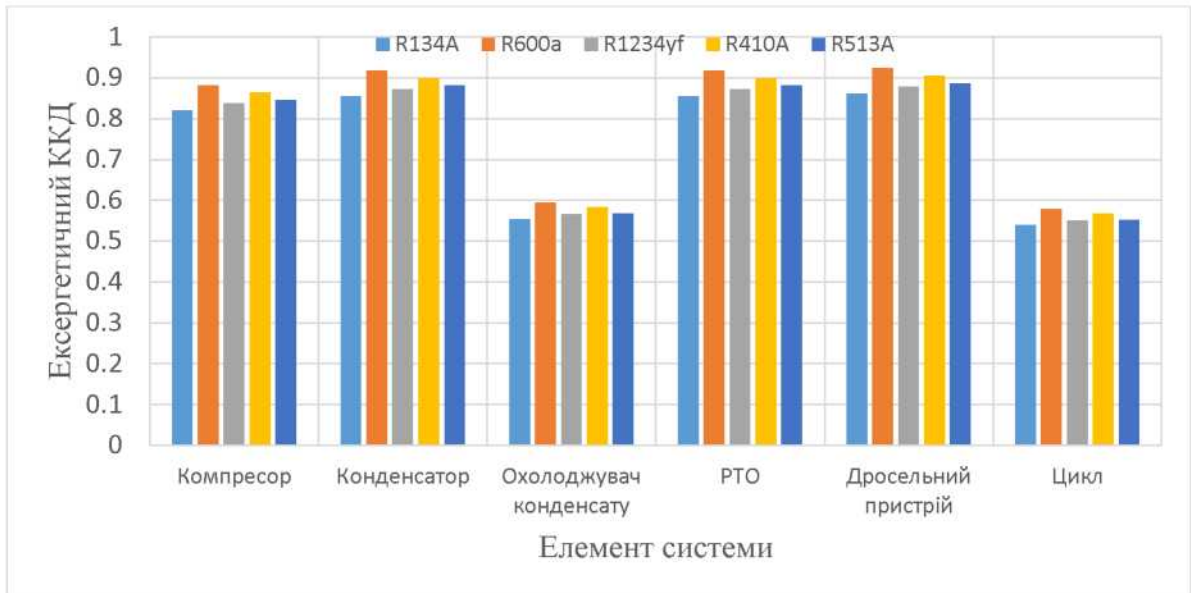


Рис. 3.5 Значення ексергетичного ККД в елементах системи

Нульове значення ексергетичного ККД для випарника означає, що весь підведений до нього потік ексергії після завершення термодинамічної циклу повністю витрачається на підведення тепла від низькопотенційного джерела при $T_s = T_{oc}$. Це відображає закон зміни ексергії в замкнутому циклі. Ексергія при фіксованому значенні параметрів навколишнього середовища являє собою повний диференціал, оскільки при інтегруванні по будь-якому замкнутому контуру $\oint de = \oint h - T_{oc} \oint dS = 0$

Отримані вище розрахункові значення зовнішніх і внутрішніх втрат ексергії для кожного елемента ПКТН наведені в таблиці 3.2.

Сумарні втрати ексергії в тепловому насосі:

$$\sum_{i=1}^7 d_i = d_{np} + d_{км} + d_k + d_{ок} + d_{mp} + d_{op} + d_u = 2,88 + 7,93 + 5,14 + 6,00 + 0,36 + 0,30 + 2,58 = 25,19 \text{ кДж/кг} = 0,438 e_{вх} \quad (3.69)$$

Ексергетичний ККД циклу теплового насоса:

$$\eta_e^{th} = e_{ввх} / e_{вх} (e_{вх} - \sum_1^n d_i) / e_{вх} = (57,54 - 25,19) / 57,54 = 0,562 \quad (3.70)$$

$$\eta_e^{th} = (q_k * \tau_w^q + q_{ок} * \tau_f^q) / (l_d / \eta_{эл/м} + q_u \tau_s) = (164,33 * 0,1668 + 76,35 * 0,06476) / (54,68 / 0,95 + 0,0) = 0,562 \quad (3.71)$$

Сумарні внутрішні втрати ексергії в циклі становлять:

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

$$\sum_1^n d_{\text{внут.}} = \sum_1^n d_i - d_{\text{внеш}} = 25,19 - 2,88 = 22,31 \text{ кДж/кг} = 0,388 e_{ax} \quad (3.72)$$

3.5 Оцінка власних і технічних втрат ексергії

Виконаний вище аналіз ексергетичної втрат дає тільки загальне уявлення про термодинамічної ефективності циклу ПКТН, на підставі якого можна зробити висновок про внесок того чи іншого елемента ПКТН в ефективність перетворення потоків енергії. Для прийняття практичних рішень щодо зменшення ексергетичної втрат в елементах і в машині в цілому необхідно мати інформацію про власні і технічних втрати ексергії в кожному з елементів, а також можливих межах їх зменшення. Як власних втрат ексергії традиційно розглядають втрати, нерозривно пов'язані з фізичною природою конкретного термодинамічної процесу.

Наприклад, власними є дросельні втрати, а також втрати, зумовлені нагріванням робочого тіла від гарячих поверхонь клапанів і стінок циліндра поршневого компресора. До технічних втрат в ПКТН можна, наприклад, віднести втрати ексергії, пов'язані з теплообміном при кінцевих різницях температур, гідравлічні, через теплоізоляцію, пов'язані з наявністю мертвого простору і нещільності в циліндрах компресора. Поелементний аналіз власних і технічних втрат дозволяє в кінцевому підсумку позначити шляхи і межі зниження ексергетичної втрат в цілому по всій теплової машині. Продовжимо дослідження в цьому напрямку, прийнявши за основу розглянутий вище приклад для R-134a.

Умови проведення поелементного аналізу втрат

Для поділу внутрішніх втрат на власні і технічні введемо наступні елементи ідеалізації в термодинамічний цикл ПКТН:

1. Припускаємо відсутність кінцевих різниць температур в зоні конденсації в конденсаторі (процес 4 -4) і випаровування РТ в випарнику (процес 1-7), т.е. $\Delta T_K = T_K - T_{H2} = 0,0 \text{ }^\circ\text{К}$ и $\Delta T_H = T_{S2} - T_o = 0,0 \text{ }^\circ\text{К}$.

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

2. Кінцеві різниці температур в зоні нагріву парів робочого тіла конденсатом в регенеративній теплообміннику (процеси 1-2 і 5-6) відсутні, т. е. $\Delta T_{pt} = 0,0 \text{ } ^\circ\text{K}$.

3. Кінцеві різниці температур в зоні нагріву теплоносія теплоприемника в охолоджувачі конденсату (процес 4-5) відсутні ($\Delta T_{ок} = 0,0^\circ\text{K}$)

4. Теплові еквіваленти теплообмінюючихся середовищ в випарнику, конденсаторі, охолоджувачі конденсату та регенеративній теплообміннику зберігаються такими ж, як у попередньому аналізі термодинамічної ефективності (див. Розділ 3.1 цієї глави).

5. У всіх елементах ПКТН відсутні гідравлічні втрати і втрати в навколишнє середовище через теплоізоляцію.

6. В циліндрах компресора відсутні мертве простір, тертя і втрати тиску, т. Е. Дотримуються умови: $\lambda_{ml} = 1,0$; $\lambda_c = 1,0$; $\Omega = 1,0$; $c = 0,0$. Але при цьому $\lambda_w = T_2 / T_K = 1,0$, що обумовлено неізотермічних процесу стиснення.

Така ідеалізація дозволяє визначити власні втрати ексергії в кожному з елементів, на підставі яких можуть бути визначені технічні втрати за формулою:

$$d^l_i = d_i - d^*_{i} \quad (3.73)$$

де d_i , d^*_{i} і d^l_i - відповідно загальні, власні та технічні втрати ексергії в і-тому елементі.

На підставі отриманих значень d^*_{i} і d^l_i , можна визначити для кожного з елементів граничне значення ексергетичного ККД:

$$\eta^{пред}_{ei} = (e^{RX}_i - d^*_{i}) / e^{RX}_i \quad (3.73)$$

3.5.1 Розрахунок втрат в основних елементах ПКТН

Компресор. З урахуванням вище прийнятих припущень і раніше певних значень параметрів циклу в характерних точках (див. Табл. 3.1) отримаємо:

$$\eta_i, \lambda_{ml} * \lambda_w = \lambda_{ml} (T_2 / T_K) = 1,0 * 285 / 340 = 0,838$$

$$h_3 = h_2 + (h_3^* - h_2) / \eta_i \quad h_i = 408,74 + (453,00 - 408,74) / 0,838 = 461,56 \text{ кДж/кг}$$

за відомим P_3 і h_3 знаходимо значення $T_3 = 364,5^\circ\text{K}$ і $S_3 = 1,7926 \text{ кДж/кг}$.

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

Ексергію в т. 3 визначаємо як:

$$e_3 = h_3 - h_{oc} - T_{oc} (S_3 - S_{oc}) = (461,56 - 404,49) - 274,82(1,7926 - 1,8313) = 67,71 \text{ кДж/кг.}$$

Питому внутрішню роботу компресора визначимо як:

$$l_{\partial} = h_3 - h_2 = 461,56 - 408,74 = 52,82 \text{ кДж/кг}$$

Питома робота компресора з урахуванням втрат в приводному пристрої буде дорівнює підведеної в цикл ексергії:

$$l_{км} = e_{вх} = l_{\partial} / \eta_{ел/м} = 52,82 / 0,95 = 55,60 \text{ кДж/кг}$$

При цьому питомі електромеханічні втрати ексергії в компресорі, які ми умовно віднесли до зовнішніх втрат, складуть:

$$d_{ел/м} = e_{вх} \cdot (1 - \eta_{ел/м}) = 55,60 - (1 - 0,95) \cdot 55,60 = 2,78 \text{ кДж/кг}$$

Питомі власні втрати ексергії в компресорі:

$$d_{км} = \eta_{ел/м} \cdot e_{вх} - (e_3 - e_2) = 0,95 \cdot 55,60 - (67,71 - 21,40) = 6,51 \text{ кДж/кг}$$

З урахуванням раніше певного значення внутрішніх втрат ексергії в компресорі можна визначити технічні втрати ексергії:

$$d_{км}^f = d_{км} - d_{км}^e = 7,93 - 6,51 = 1,42 \text{ кДж/кг}$$

Технічні втрати є на відміну від власних принципово усунути, що дозволяє встановити граничне значення ексергетичного ККД компресора для прийнятих умов його експлуатації:

$$\eta_{кмпрод}^e = (e_{км}^{вх} - d_{км}^e) / e_{км}^{вх} = (54,66 - 6,51) / 54,66 = 0,881$$

яке всього на 3% менше, ніж раніше отримане значення $\eta_{км}^e = 0,855$.

Таким чином, у нас є обмежені технічні можливості для вдосконалення компресора з метою підвищення ексергетичного ККД.

Конденсатор. Відповідно до прийнятих вище припущеннями при визначенні власних і технічних втрат ексергії ми залишаємо незмінними теплові еквіваленти РТ (R-134a) і теплоносія W. Процес теплообміну в конденсаторі в загальному випадку протікає в дві стадії. Спочатку відбувається неефективне конвективне охолодження перегрітих парів компримованого РТ до стану насичення (процес 3-4 на рис. 3.2 і 3.3), а потім

						Арк.
						59
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

власне сам процес конденсації (процес 4* -4). З огляду на цю обставину зробимо роздільне визначення втрат в кожній з цих зон. Характер зміни температур, що беруть участь в теплообміні тел, представлений на рис. 3.4. Параметрами в зоні охолодження перегрітих парів (зона I на рис. 3.4) призначимо індекс 1, а в зоні конденсації (зона II на рис 3.4) відповідно індекс 2.

Зона охолодження компримованого парів (зона I).

Тепловий еквівалент потоку РТ визначимо як:

$$W_{рт}^* = G_{РТ} * c_{pl} = 0,1955 * 1,320 = 3,212 \text{ кВт} / ^\circ\text{К},$$

де: $G_{РТ}$ - масова витрата РТ, загальний для зони охолодження компримованого пара і його конденсації, c_{pl} - середня ізобарна теплоємність на ділянці конвективного теплообміну:

$c_{pl} = (h_3 - h_{4*}) / (T_3 - T_{4*}) = (463,45 - 427,81) / (367 - 340) = 1,320 \text{ кДж} / \text{кг} \cdot ^\circ\text{К};$
 ΔT_k - кінцева різниця температур в конденсаторі; точки 4, 4* і 3 відповідають рис. 3.1, 3.2 і 3.3

Питома тепла потужність зони конвективного теплообміну:

$$q_{kl} = (h_3 - h_{4*}) = 463,45 - 427,81 = 35,64 \text{ кДж/кг}$$

Теплопродуктивність конденсатора в цій зоні:

$$Q_{kl} = G_{РТ} * q_{kl} = 0,1955 * 35,64 = 6,97 \text{ кВт}.$$

З іншого боку, на підставі рівняння теплового балансу:

$$Q_{kl} = G_{wl} * c_{pwl} * (T_{w2} - T_{w2*})$$

з якого визначаємо температуру на виході із зони II в зону I:

$$T_{w2*} = T_{w2} - Q_{kl} / G_{wl} * c_{pwl} = 335 - 6,97 / 0,769 = 332,83 \text{ } ^\circ\text{К} (59,8^\circ\text{C}).$$

Зона конденсації (зона II)

Відповідно до прийнятого вище допущенням $\Delta T_k = T_k - T_{w2} = 0,0$

$$T_k = T_{w2} = \Delta T_k = 332,83 + 0,0 = 332,83 \text{ } ^\circ\text{К}.$$

Визначимо нові параметри робочого тіла в точках 4*¹ і 4² (см. рис.3.4):

Точка 4*¹: при $x = 1,00$ маємо $T_{4*}^1 = T_k^1 = 332,83 \text{ } ^\circ\text{К}; P_{4*}^1 = P_k^1 = 1,6746 \text{ МПа};$
 $S_{4*}^1 = 1,7003 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{К}; h_{4*}^1 = 425,89 \text{ кДж/кг}; e_{4*}^1 = 57,40 \text{ кДж/кг}.$

						Арк.
						60
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Точка 4: при $x = 0,00$ маємо $T_4^2 = T_K^1 = 332,83 \text{ }^\circ\text{K}$; $P_4^1 = P_K^1 = 1,6746 \text{ бар}$;
 $h_4^1 = 287,15 \text{ кДж/кг}$; $S_4^1 = 1,2837 \text{ кДж/кг-}^\circ\text{K}$; $e_4^1 = 33,16 \text{ кДж/кг}$.

$$Q_{к1} = W_{кpm1} \cdot (T_{3^{*1}} - T_{4^{*1}}) = W_w \cdot (T_{w2} - T_{K^{*1}})$$

$$T_{3^{*1}} = T_{K^{*1}} + W_w (T_{w2} - T_{K^{*1}}) / W_{кpm1} = 332,83 + 3,212 (335 - 332,83) / 0,2581 = 359,84 \text{ }^\circ\text{K}$$

Температуру робочого тіла в т. 3¹ визначимо з балансового рівняння:

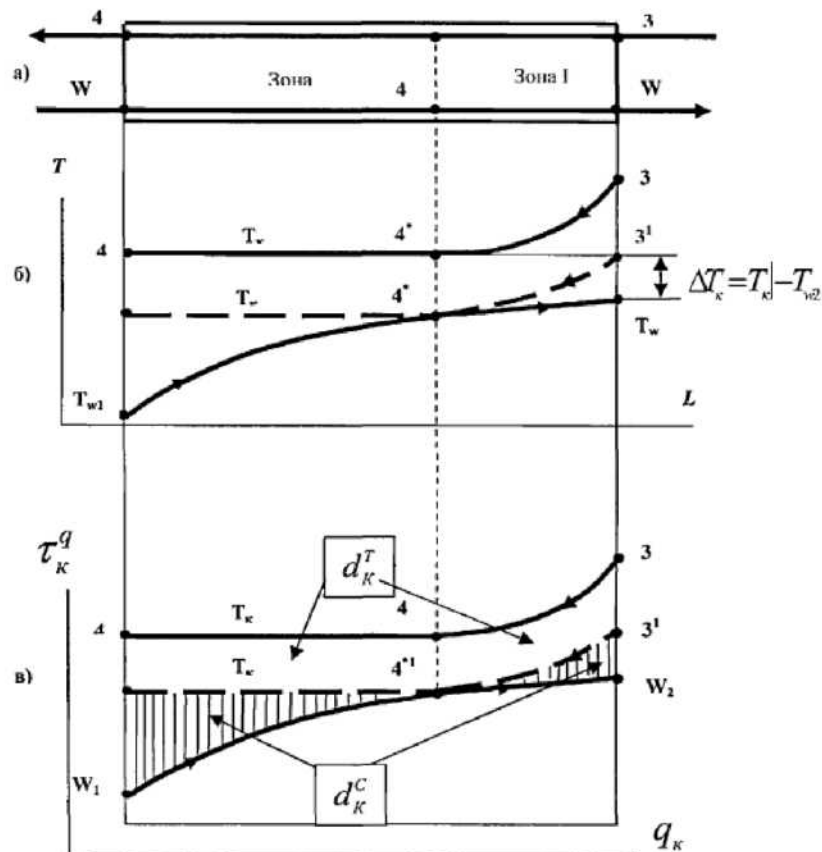


Рис. 3.4. Схеми изменения параметров потоков рабочего тела и теплоносителя теплоприемника W в конденсаторе теплового насоса: а) схема движения потоков; б) график изменения температур по длине теплообменника; в) диаграмма потерь эксергии;

Ентальпію, ентропію і ексергію перегрітої пари РТ в т. 3¹ визначимо за відомими значеннями тиску P і температури T :

Точка 3¹: $T_{3^1} = 359,84 \text{ }^\circ\text{K}$; $P_{3^1} = 1,6746 \text{ бар}$; $h_{3^1} = 460,75 \text{ кДж/кг}$; $S_{3^1} = 1,8011 \text{ кДж/кг-}^\circ\text{K}$; $e_{3^1} = 64,56 \text{ кДж/кг}$.

$d_{к}^e$, $d_{к}^T$ - відповідно власні та технічні втрати ексергії; Питома теплова потужність зони I:

$$q_{к1} (h_3^I - h_4^{I*}) = 460,75 - 425,89 = 34,86 \text{ кДж/кг}$$

Питома теплова потужність зони II:

$$q_{к2} (h_4^{I*} - h_4^I) = 425,89 - 287,15 = 138,74 \text{ кДж/кг.}$$

Температурні ексергетичної функції $\tau_{kj}^g = 1 - T_{0c} \cdot \bar{T}_{wj}$ для кожної із зон:

$$\tau_{к1}^g = 1 - T_{0c} \cdot \bar{T}_{w1} = 1 - 274,82/333,91 = 0,1770$$

$$\bar{T}_{w1} = (t_{w2} - t_{w4}^*) / \ln(t_{w2} / t_{w4}^*) + 273 = (62 - 59,83) / \ln(62/59,83) + 273 = 333,91 \text{ }^\circ\text{K.}$$

$$\tau_{к2}^g = 1 - T_{0c} \cdot \bar{T}_{w2} = 1 - 274,82/328,82 = 0,1642$$

$$\bar{T}_{w2} = (t_{w4}^* - t_{w1}) / \ln(t_{w4}^* / t_{w1}) + 273 = (59,83 - 52) / \ln(59,83/52) + 273 = 328,82 \text{ }^\circ\text{K}$$

Ексергія, передана РТ теплоносія теплоприемника W в зоні I:

$$e_{PT1}^c = e_3^I - e_4^{I*} = 64,56 - 57,40 = 7,16 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, отримана теплоносієм теплоприемника W за рахунок конвективного охолодження перегрітих парів РТ:

$$e_{w1}^c = q_{к1} \cdot \tau_{к1}^g = 34,86 \cdot 0,177 = 6,17 \text{ кДж/кг}$$

Власні втрати ексергії в зоні I:

$$d_{к1}^c = e_{PT1}^c - e_{w1}^c = 7,16 - 6,17 = 0,99 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, передана РТ теплоносія теплоприемника в зоні II:

$$e_{PT2}^c = e_4^{I*} - e_4^I = 57,40 - 33,16 = 24,24 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, отримана теплоносієм теплоприемника в зоні II:

$$e_{w2}^c = q_{к2} \cdot \tau_{к2}^g = 138,74 \cdot 0,1642 = 22,78 \text{ кДж/кг}$$

Власні втрати ексергії в зоні II:

$$d_{к2}^c = e_{PT2}^c - e_{w2}^c = 24,24 - 22,78 = 1,46 \text{ кДж/кг}$$

Сумарні власні втрати ексергії в конденсаторі:

$$\Sigma d_k^c = d_{к1}^c + d_{к2}^c = 0,99 + 1,46 = 2,45 \text{ кДж/кг}$$

Сумарні технічні втрати ексергії в конденсаторі:

$$\Sigma d_k^f = d_k - \Sigma d_k^c = 5,14 - 2,45 = 2,69 \text{ кДж/кг}$$

Граничний ексергетичний ККД конденсатора можна визначити як:

$$\eta_{\text{Кпрсд}}^c = (e_{\text{ex}}^c - \Sigma d_k^c) / e_{\text{ex}}^c = (46,73 - 2,45) / 46,73 = 0,947. \text{ Раніше отримано } \eta_{\text{К}}^c = 0,890.$$

В конденсаторі є можливості для технічного вдосконалення.

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

Регенеративний теплообмінник. Номери точок 1,2,5 і 6 відповідають рис. 3.1, 3.2 і 3.3. Власні втрати ексергії в регенеративній теплообміннику ТР (див. Рис.3.5) обумовлені відмінностями в величинах теплових еквівалентів потоків РТ в рідкому і пароподібному стані. Це неминує призводить до анулювання втрат ексергії при регенеративній теплообміні.

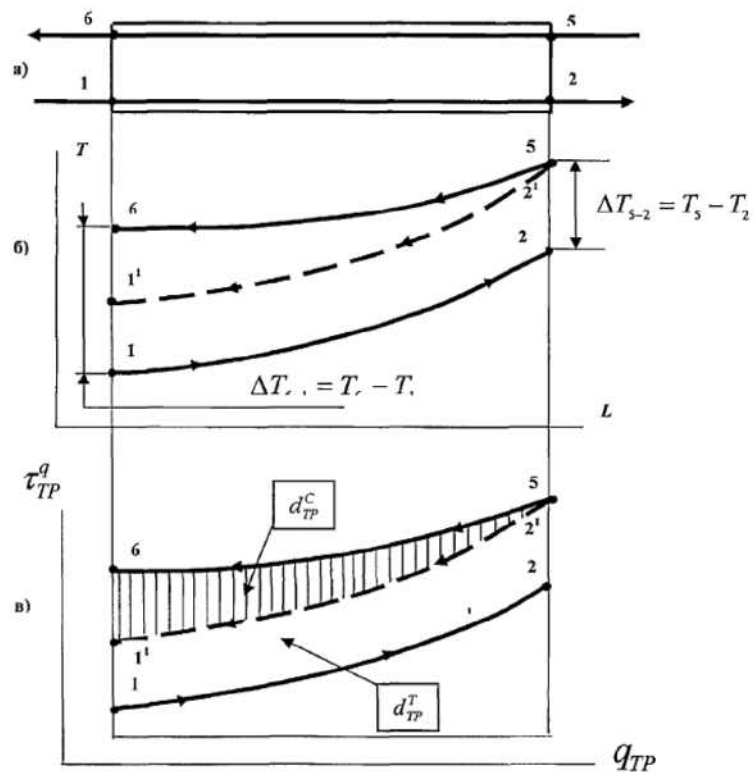


Рис. 3.5. Схеми зміни параметрів потоків робочого тіла в регенеративній теплообміннику: а) схема руху потоків; б) графік зміни температур по довжині теплообмінника; в) діаграма втрат ексергії d_{TR}^C , та d_{TR}^T , - відповідно власні та технічні втрати ексергії; ΔT_{5-2} і ΔT_{6-1} , - кінцеві різниці температур в регенеративній теплообміннику.

Дана обставина має принципове значення не тільки для традиційних ГЖТН, де процеси кипіння і конденсації протікають в двофазній області, а й для перспективних ТН, що використовують в якості РТ двоокис вуглецю (CO_2), як однофазний холодоагент в процесі передачі тепла від компримованого газу до зовнішнього теплоносія .

Визначаємо теплові еквіваленти відповідно для потоків рідини і пара:

$$W_{ж} = G_{РТ} \cdot \bar{c}_{рж} = 0,1955 \cdot 1,366 = 0,2671 \text{ кВт/}^\circ\text{К}; W_n = G_{РТ} \cdot \bar{c}_{рп} = 0,1955 \cdot 0,9093 = 0,1778 \text{ кВт/}^\circ\text{К}.$$

Середні значення ізобарних теплоемкостей для рідкого $\bar{c}_{рж}$ і пароподібного $\bar{c}_{рп}$ стану були визначені як:

$$\bar{c}_{рп} = (h_2 - h_1) / (T_2 - T_1) = (408,77 - 396,04) / (285 - 271) = 0,9093 \text{ кДж/кг}^\circ\text{С}.$$

$$\bar{c}_{рж} = (h_5 - h_6) / (T_5 - T_6) = (222,77 - 210,07) / (16,8 - 7,5) = 1,366 \text{ кДж/кг}^\circ\text{С},$$

при середнелогаріфмічних температурах рідкого і пароподібного РТ:

$$\bar{T}_{РТ}^K = (t_5 - t_6) / \ln(t_5 / t_6) + 273 = (16,8 - 7,5) / \ln(16,8 / 7,5) = 284,53^\circ\text{К}$$

$$\bar{T}_{РТ}^H = (t_2 - t_1) / \ln(t_2 / t_1) + 273 = (12 + 2) / \ln(12 / 2) = 278^\circ\text{К}$$

Ентальпія в т. 1¹ визначимо з рівняння теплового балансу:

$$h_{21} - h_{11} = h_5 - h_6$$

$$h_{11} = h_{21} - h_5 + h_6 = 413,15 - 222,77 + 210,07 = 400,45 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, віддана рідким РТ в регенеративної теплообміннику:

$$e_{ТР1}^c = e_5 - e_6 = 24,67 - 24,11 = 0,56 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, отримана пароподібним РТ в регенеративної теплообміннику:

$$e_{ТР2}^c = e_2 - e_1 = 21,63 - 21,24 = 0,39 \text{ кДж/кг}$$

Параметри РТ представлені в таблиці 3.3.

Власні втрати ексергії в регенеративної теплообміннику:

$$d_{ТР}^c = d_{ТР1}^c - d_{ТР2}^c = 0,56 - 0,39 = 0,17 \text{ кДж/кг}$$

Технічні втрати ексергії в регенеративної теплообміннику

$$d_{ТР}^f = d_{ТР}^c - d_{ТР}^c = 0,36 - 0,17 = 0,19 \text{ кДж/кг}$$

Граничний ексергетичний ККД регенеративного теплообмінника

$$\eta_{ТР\text{пред}}^e = (e_{ТР}^{ex} - d_{ТР}^c) / e_{ТР}^{ex} = (3,24 - 0,17) / 3,24 = 0,948. \text{ раніше отримано } \eta_{ТР}^e = 0,890.$$

Таблиця 3.3.

Параметри в узлових точках

						Арх.
						64
Зм.	Арх.	№ док.ум.	Підпис	Дата		

Точка	Давление, МПа	Температура, °К (°С)	Энтальпия, кДж/кг	Энтропия, кДж/кг	Эксергия, кДж/кг
2"	0,2722	289,8 (+16,8)	413,15	1,7841	21,63
5	1,9777	289,8 (+16,8)	222,77	1,0803	24,67
6	1,9777	280,5 (+7,5)	210,07	1,0361	24,11
1"	0,2777	275,8(+ 2,8)	400,45	1,7393	21,24

Охолоджувач конденсату. Власні втрати обумовлені такими ж причинами, що і в регенеративної теплообміннику. У загальному випадку вони також представляють заштриховану область, аналогічну зазначеній на рис. 3.5. Принципова відмінність полягає в тому, що в охолоджувачі конденсату можна змінювати за рахунок варіацій витрати теплової еквівалент W_f , що дозволяє зробити його практично рівним в процесі теплообміну тепловому еквіваленту потоку робочого тіла W_{PT} . Тобто є принципова можливість зведення власних втрат ексергії в охолоджувачі конденсату практично до нуля. Для умов нашого прикладу вони практично рівні:

$$W_f = \bar{c}_{pf} \cdot G_f^{OK} = 0,0714 \cdot 4,182 = 0,2986 \text{ кВт/}^\circ\text{С}$$

$$W_{PT} = \bar{c}_{pw} \cdot G_{PT} = 0,1955 \cdot 1,521 = 0,2974 \text{ кВт/}^\circ\text{С}$$

Тут середня ізобарна теплоємність \bar{c}_{pf} теплоносія теплоприемника визначена за довідковими даними при середній по довжині апарату температурі потоку

$$\bar{T}_f = (t_{f2} - t_{f1}) / \ln(t_{f2}/t_{f1}) + 273 = (55 - 5) / \ln(55/5) = 293,85^\circ\text{К},$$

а для конденсату робочого тіла за рівнянням

$$\bar{c}_{pw} = (h_4 - h_5) / (T_4 - T_5) = (299,12 - 222,77) / (340 - 289,8) = 1,521 \text{ кДж/кг-}^\circ\text{К}$$

Граничний ексергетичний ККД ОК можна визначити як:

$$\eta_{\text{ОКпред}}^e = (e_{\text{ОК}}^{\text{ex}} - \Sigma d_{\text{ОК}}^c) / e_{\text{ОК}}^{\text{ex}} = (14,18 - 0) / 14,18 = 1,0. \text{ раніше отримано } \eta_{\text{ОК}}^e = 0,577.$$

Є можливості для подальшого технічного вдосконалення.

Дросельний пристрій. Процес дроселювання є незворотнім процесом. Тому втрати ексергії, пов'язані з дроселюванням можна цілком віднести до

						Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

власних втрат. Таким чином, зниження цього виду втрат ексергії технічними методами в принципі неможливо. Таким чином, проблема «гарячого дроселювання» може бути вирішена тільки за рахунок правильної організації схеми теплового насоса, коли дроселювання проводиться в нижній частині циклу при мінімумі значення ексергетичного потоку.

Випарник. Картина зміни температури потоків РТ і теплоносія S теплоотдатчика (низько потенційного джерела тепла) представлені схематично на рис. 3.6.

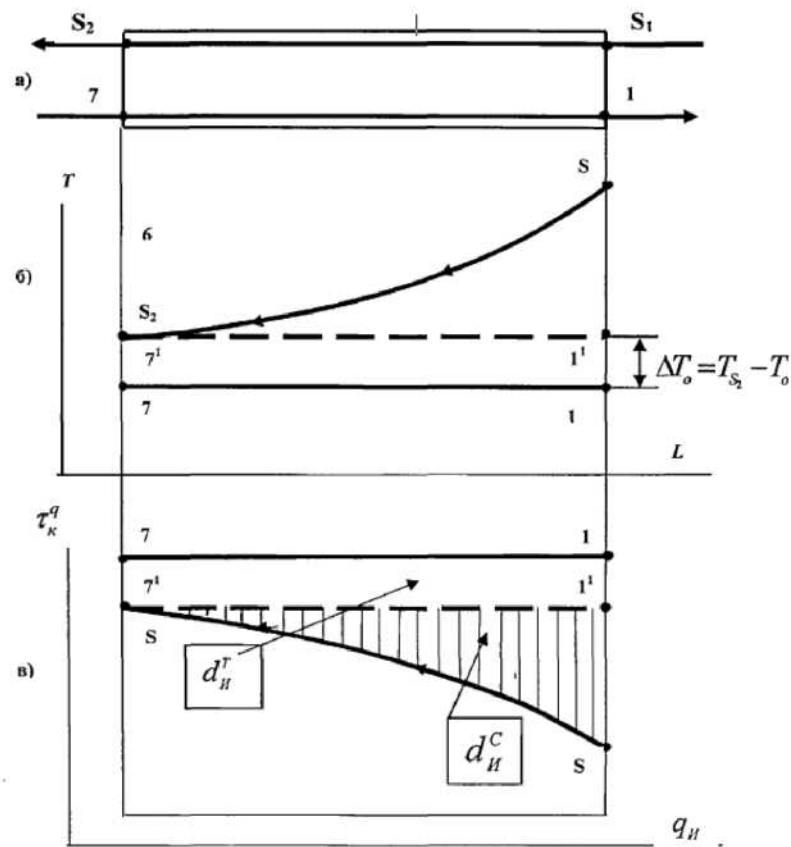


Рис. 3.6. Схеми зміни параметрів потоків робочого тіла і теплоносія теплоотдатчика S (низько потенційного джерела тепла) в випарнику: а) схема руху потоків; б) графік зміни температур по довжині теплообмінника ^) діаграма втрат ексергії; d_u^c и d_u^r - відповідно власні та технічні втрати ексергії; ΔT_0 - кінцева різниця температур на виході з випарника. Номери точок 1 і 7 відповідають рис. 3.1, 3.2 і 3.3.

Визначимо нові значення параметрів РТ в т. 7' і 7 з урахуванням того, що $\Delta T_{и} = T_{S2} - T_0 = 0,0 \text{ }^\circ\text{K}$.

Точка 1': $T_{1'} = 274 \text{ }^\circ\text{K}$; $P_{1'} = 0,3036 \text{ МПа}$; $h_{1'} = 397,78 \text{ кДж/кг}$; $S_{1'} = 1,7214 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$, $x=1,000$; $e_{1'} = 23,49 \text{ кДж/кг}$

$$e_{1'} - h_{1'} - h_{oc} - T_{oc} (S_{1'} - S_{oc}) = (397,78 - 404,49) - 274,82(1,7214 - 1,8313) = 23,49 \text{ кДж/кг}$$

Точка 7': $T_{7'} = 2741 \text{ }^\circ\text{K}$; $P_{7'} = 0,3036 \text{ МПа}$; $h_{7'} = h_6 = 210,07 \text{ кДж/кг}$; $S_{7'} = 1,0367 \text{ кДж/кг} \cdot \text{ }^\circ\text{K}$, $x=0,045$; $e_{7'} = 23,95 \text{ кДж/кг}$

$$e_{7'} = (h_{7'} - h_{oc}) - T_{oc}(S_{7'} - S_{oc}) = (210,07 - 404,49) - 274,82 \cdot (1,0367 - 1,8313) = 23,95 \text{ кДж/кг}$$

Питома теплове навантаження випарника

$$q_u = h_{1'} - h_{7'} = 397,78 - 210,07 = 187,71 \text{ кДж/кг}$$

Ексергія, отримана від теплоносія РТ

$$e_{u}^c = e_{7'} - e_{1'} = 23,95 - 23,49 = 0,46 \text{ кДж/кг}$$

У вигляді ексергетическої хододопроизводительності використовується

$$e_{u2} = q_u \cdot \tau_s^q = 0,0$$

Власні втрати ексергії у випарнику

$$d_{u}^c = e_{u1}^c - e_{u2}^c = 0,46 \text{ кДж/кг}$$

Технічні втрати ексергії у випарнику

$$d_{u}^f = d_u - d_{u}^c = 2,58 - 0,46 = 2,12 \text{ кДж/кг}$$

Граничне значення ексергетического ККД в випарнику ПКТН,

$$\eta_{\text{гипред}}^e = (e_{u2}^c - d_{u}^f) / e_{u1}^c = (0 - 2,12) / 2,58 = 0,821.$$

Результати розрахунків власних і технічних втрат ексергії зведені в таблиці 3.4. У порядку зменшення величини технічних втрат ексергії в елементах ПКТН вони розташовуються (див. Табл. 3.4) в наступній послідовності: 1 - охолоджувач конденсату ($0,104 e^{ex}$); 2 – конденсатор ($0,0466 e^{ex}$); 3 – испаритель ($0,037 e^{ex}$); 4 – компрессор ($0,025 e^{ex}$); 5 – регенеративний теплообмінник ($0,003 e^{ex}$, 6 – дроссель ($0,0 e^{ex}$).

Таблиця 3.4

Внутрішні втрати ексергії в елементах ПКТН *

Елемент системи	Загальні внутрішні		Власні		Технічні	
	$d_i, \text{кДж кг}$	d_i / e_{ex}	$d_i, \text{кДж кг}$	d_i / e_{ex}	$d_i, \text{кДж кг}$	d_i / e_{ex}

1. Компресор (КМ)	7,93	0,138	6,51	0,113	1,42	0,025
2. Конденсатор (К)	5,14	0,089	2,45	0,043	2,69	0,046
3. Охолоджувач Конденсату (ОК)	6,00	0,104	0	0	6,00	0,104
4. Регенеративний теплообмінник	0,36	0,006	0,17	0,003	0,19	0,003
5. Дроссель	0,3	0,005	0,30	0,005	0	0
6. Випарник	2,58	0,045	0,46	0,008	2,12	0,037
Всього	22,31	0,388	9,89	0,172	12,42	0,216

* - Значення ексергії на вході в тепловий насос $e_{ex} = 57,54$ кДж/кг.

Таблиця 3.5

Питома вага власних і технічних втрат в елементах ПКТН.

Елемент системи	Власні			Технічні		
	$d_i, \Sigma d_i$	$d_i, \Sigma d_i^B$	d_i / d_i^B	$d_i^T, \Sigma d_i^T$	$d_i^T, \Sigma d_i^T$	d_i^T / d_i^B
1. Компресор (КМ)	0,254	0,292	0,82	0,055	0,063	0,180
2. Конденсатор (К)	0,096	0,110	0,477	0,105	0,118	0,523
3. Охолоджувач Конденсату (ОК)	0	0	0	0,234	0,264	1,0
4. Регенеративний теплообмінник	0,007	0,008	0,472	0,008	0,009	0,527
5. Дроссель	0,012	0,013	1,00	0	0	0
6. Випарник	0,017	0,020	0,178	0,083	0,093	0,822
ВСЬОГО	0,393	0,443		0,493	0,556	

тут $e_{ex} = 57,54$ кДж/кг - ексергія на вході в компресор.



Рис. 3.7 Внутрішні втрати ексергії в елементах ПКТН

Це означає, що для прийнятої архітектури побудови ПКТН слід звернути першочергову увагу в плані підвищення загальної термодинамічної ефективності, перш за все, на вдосконалення теплообмінного обладнання.

Аналогічно технічним власні втрати ексергії в елементах теплового насоса можна уявити в порядку їх зменшення: 1 - дросельне пристрій ($1,0 e^{ex}$); 2 – компресор ($0,113 e^{ex}$); 2 – конденсатор ($0,043 e^{ex}$); 3 – випарник ($0,020 e^{ex}$); 5 - регенеративний теплообмінник ($0,003 e^{ex}$); 6 – охолоджувач конденсату ($0,0 e^{ex}$). З урахуванням того, що власні втрати ексергії не можуть бути усунені технічними методами, основним способом їх зниження є правильний вибір архітектури ПКТН, що дозволяє звести відносний рівень їх втрат в загальному ексергетичній балансі до мінімуму. Проаналізуємо наявні можливості підвищення термодинамічної ефективності стосовно кожного з апаратів ПКТН.

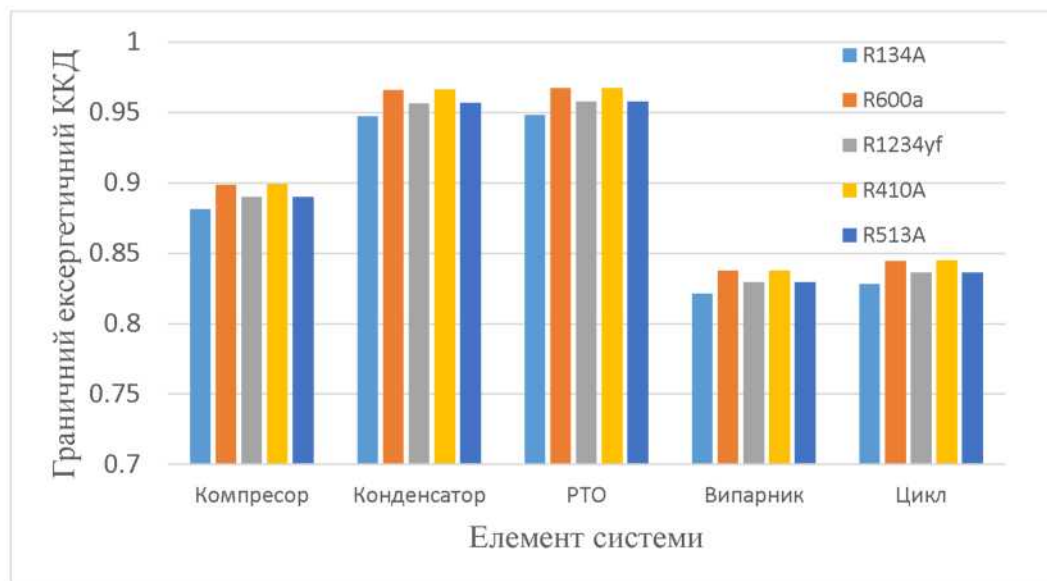


Рис. 3.8 Граничний ексергетичний ККД в елементах ПКТН

Визначення меж вдосконалення робочого циклу

Граничний ексергетичний ККД визначає ту межу, якого можна досягти при даній структурі і існуючих внутрішніх зв'язках між елементами ПКТН при усуненні всіх технічних втрат в елементах. В якості технічних втрат можна розглядати: гідравлічні втрати, втрати при теплообміні з кінцевої різницею температур між тепло обмінюються середовищами та інші. Аналіз

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

представлених в таблиці 3.4 даних дозволяє визначити граничний ексергетичний ККД як

$$\eta_{\text{III}}^{\text{пред}} = (e^{ax} - \sum d^x_i) / e^{ax} \quad (57,54 - 9,89) / 57,54 = 0,828.$$

Ранее нами було отримано з урахуванням всіх втрат ексергії значення $\eta_{\text{III}}^{\text{III}} = 0,562$. Таким чином, є значний резерв для вдосконалення як окремих елементів, так і всієї машини в цілому за рахунок зведення до мінімуму технічних втрат ексергії. На рис. 3.7 представлена потокова діаграма ексергії з урахуванням поділу втрат ексергії на зовнішні і внутрішні, а внутрішніх на власні і технічні втрати в кожному їх елементів ПКТН стосовно до наших розрахунковим умовам. З урахуванням того, що теплові насоси є останньою ланкою в процесах перетворення хімічної енергії палива, мінімізація непродуктивних втрат ексергії і збільшення ексергетичної ККД окремих апаратів і всієї машини в цілому є актуальною науковою і практичною задачею. Результати справжніх розрахунків були представлені рис. 3.10 з метою порівняння теплонасосних установок з іншими теплоджерелами.

						Арк.
						70
Зм.	Арж.	№ док.ум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. Заходи з підвищення термодинамічної ефективності циклу одноступінчастого парокомпресійного теплового насосу

Компресор. Недоліком одноступінчастого стиснення в компресорі є зниження його реальної об'ємної продуктивності в X раз з ростом π_k . На підставі отриманих вище даних про власні і технічних втрати ексергії, можна припустити, що технічні можливості для загального зменшення втрат ексергії в компресорах поршневого типу обмежені. Зниження ж власних втрат визначається фізичними процесами компримування парів холодоагенту. Як варіанти наближення реального процесу політропної стиснення до ізотермічного може розглядатися варіант багатоступінчастого стиснення при малих ступенях стиснення в кожному ступені. Однак, практична реалізація цієї пропозиції вимагає створення яких спеціальних компресорів, або застосування великої кількості одноступінчатих компресорів для послідовного стиснення холодоагенту. Можна також зробити дозований уприскування рідкого хладагента в порожнину стиснення. Це сприяє зниженню перегріву компримованого парів. Такий варіант прийнятний тільки для маслозаповнених гвинтових компресорів і компресорів спірального типу, конструкція яких допускає роботу в режимі вологого ходу. В якості одного з перспективних варіантів вирішення цього завдання може бути запропонований цикл з проміжним дроселюванням, який в даний час починає застосовуватися в зарубіжних компресорах спірального.

Дросельний пристрій. Процес дроселювання є повністю необоротним процесом для реальних РТ теплових насосів. Зміна ексергії при дроселюванні визначається різницею її значень в початковій і кінцевих точках процесу. У нашому випадку це точки 6 і 7 на рис. 3.2 і 3.3. Усунути повністю втрати від дроселювання в реальному ПКТН неможливо, тому що по своїй фізичній суті перетворення ексергії пов'язано з перепадом тисків $\Delta P = P_6 - P_7 \approx P_k - P_0$, в результаті якого в загальному випадку при адіабатні дроселюванні

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

відбувається зниження температури $\Delta T = T_6 - T_7 - T_6 - T_0$. Стосовно до традиційного ПКТН, де процес дроселювання здійснюється в двофазній області (процес 6-7) принципове значення матиме кількість ексергії, яким буде розташовувати рідке робоче тіло в т. 6 перед початком дроселювання.

Діапазон зміни ексергії рідкого РТ (R-134a) для ПКТН в залежності від його архітектури може скласти діапазон значень від $e_4 = 35,61$ кДж/кг до $e_6 = 24,11$ кДж/кг, а в межі до $e_8 = 23,97$ кДж/кг. При цьому максимальні технічно непереборні власні втрати можна визначити як:

$$d_{op}^{max} = e_4 - e_7 = e_4 - [h_4 - h_{oc}] - T_{oc} (S_7 - S_{oc}) =$$

$$= 35,6 - [(299,12 - 404,49) - 274,82 - (1,3657 - 1,8313)] = 13,02 \text{ кДж/кг} = 0,226 e^{ex}.$$

де: e_4 - ексергія робочого тіла в т. 4, відповідної завершення процесу конденсації пари РТ в конденсаторі, e_7 - ексергія в точці циклу, відповідна стану РТ в випарнику теплового насоса при завершенні процесу ізоентальпійного дроселювання, коли в складі ПКТН відсутні охолоджувач конденсату ОК і регенеративний теплообмінник РТ. На жаль, багато вчених обмежуються в своїх дослідженнях саме такою спрощеною схемою ПКТН, яка властива холодильних машин. Показник дросельних втрат для вищеприятих нами умов і прийнятої нами раціональної схеми ПКТН становить досить невелику величину $d_{op} = 0,30$ кДж/кг = $0,005 e^{ex}$.

Таким чином, мінімізація дросельних втрат з метою підвищення термодинамічної ефективності ПКТН можлива за умови глибокого охолодження конденсату робочого тіла перед початком процесу його дроселювання. Це можливо за рахунок регенеративного теплообміну в РТ і відведення тепла в ОК теплоносія зовнішнього теплоприемника F з початково низькою температурою.

Регенеративний теплообмінник. Принципове значення для зниження ексергетичної втрат в регенеративній теплообміннику мають наступні обставини:

						Арк.
						72
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата		

1. Потоки пара і рідини РТ, які беруть участь у внутрішній регенерації тепла термодинамічної циклу, мають кількісно різні теплові еквіваленти, що призводить до виникнення незворотних власних втрат ексергії.

2. Регенеративний теплообмін поряд з позитивними моментами (збільшення коефіцієнта подачі λ в компресорі, усунення «гідродару» в поршневих компресорах, зниження дросельних втрат за рахунок охолодження потоку конденсату) негативним чином позначається на ефективності роботи конденсатора і сприяє термохімічної розкладання робочих тіл при збільшенні температури стиснення в компресорі. Зі збільшенням температурного коефіцієнта регенерації тепла Θ збільшується температура компримованого пара на виході з компресора, що призводить до додаткового збільшення теплообмінної поверхні конденсатора, в якій буде проводитися конвективне охолодження перегрітих компримованого парів РТ до стану насичення (див. зону I на рис. 3.4).

3. Місцезнаходження регенеративного теплообмінника в схемі ПКТН (до ОК або після нього) визначає кількісний рівень технічних втрат ексергії і коефіцієнт перетворення теплового насоса. У холодильній машині при відсутності ОК його вплив завжди позитивно, але за наявності ОК найменші втрати ексергії будуть в разі його розташування після ОК.

4. Для цілого ряду сучасних компресорів (гвинтових, спіральних) закид не випарувався в випарнику РТ в порожнину стиснення компресора не тільки не є критичним, а й сприяє за рахунок зниження температури пара в кінці стиснення зменшення зони конвективного охолодження перегрітих парів до стану насичення (зона I). Можлива організація двох і більше поточних схем руху пара і рідини, коли створюються умови для вирівнювання теплових потенціалів їх потоків, що сприяє зниженню власних втрат ексергії. Процесам у верхній частині термодинамічної циклу відповідають значно більші зміни ексергії, ніж в його нижній частині. З цієї причини рівним за величиною потокам тепла від конденсату до холодного пару будуть відповідати різні ексергетичної втрати.

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

При відборі тепла в верхній частині циклу за умови $h_2 - h_1 = h_4 - h_5^l$ маємо для $h_5^l = 286,39$ кДж/кг:

$$d_{TP} = (e_4 - e_5^l) - (e_1 - e_2) = (35,61 - 33,03) - (21,28 - 21,43) = 2,73 \text{ кДж/кг} = 0,047 e_{ex},$$

а в нижній частині циклу:

$$d_{TP} = (e_5 - e_6) - (e_1 - e_2) = (24,67 - 24,11) - (21,28 - 21,43) = 0,76 \text{ кДж/кг} = 0,0132 e_{ex}.$$

Зі збільшенням параметра втрати ексергії в регенеративній теплообміннику різко зростають. Для $\Theta = 0,4$ вони вже складуть величину

$$d_{PT} = (e_4 - e_5) - (e_1 - e_2) = (35,61 - 30,44) - (21,28 - 22,32) = 6,21 \text{ кДж/кг} = 0,116 e_{ex}$$

Однак, в якості позитивного моменту необхідно відзначити підвищення питомої холодопродуктивності циклу при введенні регенеративного теплообміну. Це момент широко використовується в холодильній техніці, але для теплових насосів він може мати обмежене застосування.

Таким чином, у схемі ПКТН доцільним видається обмежити регенеративний теплообмін величинами, достатніми для усунення «гідроудару» в поршневих компресорах і проводити відбір тепла для регенерації в нижній частині термодинамічної циклу.

Конденсатор. В роботі особливу увагу приділено можливості зменшення втрат ексергії в конденсаторі за рахунок створення двухпоточної схеми руху теплоносія теплоприемника в конденсаторі. Спочатку рух всього потоку передбачається через зону конденсації (зона II на рис. 3.4), а потім частина потоку направити на догрів в зону I для зняття перегріву компримованого пара за умови рівності теплових еквівалентів потоку пара РТ і частини потоку теплоносія зовнішнього теплоприемника. Таку пропозицію з урахуванням вищенаведеного позонного розрахунку втрат ексергії в конденсаторі доцільно. Однак, на практиці воно не принесе істотної вигоди, так як призведе до ускладнення конструкції конденсатора. Крім того, на перехідних режимах експлуатації, що виникають в режимі роботи «пуск» -

						Арк.
						74
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата		

зупинення », розміри зон« чистої »конденсації (зона II) і конвективного охолодження перегрітої пари (зона I) взаємно перекриваються і відстежити ці процеси за допомогою автоматики досить важко.

З практичної точки зору представляється раціональним з метою зниження ексергетичної втрат реалізувати наступне:

1. Зменшити до мінімуму перегрів пари РТ на вході у випарник, звівши його в ідеалі до нуля. Такий варіант можливий у разі використання в якості робочих тіл хладагентів, для яких верхня частина кривої термодинамічної рівноваги «двофазне стан - пар» відхиляється у верхній частині T-S діаграми вправо. До них відносяться, наприклад R-142b, а також екологічно чистий природний холодоагент R-600a, який використовується в даний час в низькотемпературних енергоустановках. Для таких тіл на відміну від R-134a зниження перегріву пара можливо в широкому діапазоні зміни $\Delta T = T_k - T_o$.

2. Забезпечити режим нагріву теплоносія теплоприемника W з мінімальною різницею його температур на вході і виході з апарату. Стандартний якісний режим регулювання навантаження систем комунального опалення 95/70 ° C бажано замінити на якісно-кількісний, щоб зменшити величину ексергетичної втрат, зумовлених значною різницею температур між РТ в конденсаторі і теплоносієм системи опалення.

3. Обмежити по санітарно-технічним вимогам температуру на подачі споживачам до 70 ° C, що дозволить знизити перегрів пари РТ.

Охолоджувач конденсату. З урахуванням проведеного вище аналізу роботи елементів ПКТН, визначається роль охолоджувача конденсату, як одного з ключових конструктивних елементів ПКТН. По ряду причин, до теперішнього часу його роль зводилася практично тільки до епізодичного отримання незначних кількостей теплої води, призначеної для гарячого водопостачання при роботі ПКТН на закриту систему опалення і постійного нагрівання холодної води паралельно з конденсатором при роботі на потужну систему ГВП. У відкритих системах опалення він використовується для

						Арк.
						75
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

підігріву підживлювальної води. Розмір теплообмінної поверхні ОК вибирався з розрахунку реалізації не більше 10-15% від теплового навантаження конденсатора. У наших розрахунках ставлення теплового навантаження ОК до навантаження конденсатора становить 46%, що значно більше, ніж у звичайній практиці використання цього пристрою. Вище було показано, що введення до складу ПКТН охолоджувача конденсату ОК, призводить до відносного збільшення коефіцієнта перетворення і ексергетичного ККД теплового насоса. З огляду на це, вважаємо за доцільне визначити шляхи його оптимального використання на постійній основі. Оскільки гаряче водопостачання за умовами експлуатації ПКТН потрібно не завжди, то пропонується підвищити ефективність за рахунок використання наступної постійної схеми роботи охолоджувача конденсату (див. Рис. 3.8). частина витрат W_{S1} потоку теплоносія W_{S2} низько потенційного джерела тепла (див. рис. 3.8, а) можна направити в охолоджувач конденсату ОК, при виконанні умов збігу теплових еквівалентів цієї частини потоку і робочого тіла в охолоджувачі конденсату, а також $W_{S1} \cdot W_{S2}$. На відміну від цієї схеми послідовне проходження всього потоку W_s через теплообмінники (див. Рис. 3.8,б) буде пов'язане з більш високими ексергетичної втратами і вимагатиме збільшення розмірів ОК.

Випарник. Роль випарника в ПКТН і ПКХМ дуже велика. Енергетична ефективність цих машин визначається питомими витратами механічної роботи (ексергії) на відведення тепла від теплоносія теплоотдаччика S низької температури (низько потенційного джерела тепла) до теплоносія теплоприемника W більш високої температури. З ростом питомої холодопродуктивності q_u при незмінних витратах ексергії на вході підвищуються основні показники ефективності циклу:

$$\varphi = (q_k - q_{ок}) \quad l_o = (l_o - q_u) \quad l_o = (1 - q_u \cdot l_o) = 1 - \varepsilon$$

де φ та ε відповідно коефіцієнт перетворення і холодильний коефіцієнт, розраховані без урахування зовнішніх втрат в приводі теплового насоса.

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

Відносне підвищення температури T_0 більшою мірою позначається на підвищенні коефіцієнта перетворення ПКТН, ніж еквівалентна зменшення температури конденсації T_k . Підвищення температури кипіння T_0 в випарнику збільшує також витрата робочого тіла G_{PT} за рахунок збільшення щільності парів. Для умов розглянутої вище задачі при $T_0 = idem$ збільшення питомої холодопродуктивності q_{II} визначається параметрами РТ після дроселювання. У свою чергу значення q_{II} визначаються глибиною охолодження конденсату РТ в охолоджувачі і регенеративної теплообміннику. Чим нижче значення сухості пара x при $T_0 = idem$, тим ефективнішою буде робота випарника і всієї машини. При $x \rightarrow 0$ питома холодопродуктивність наближається до свого максимального значення $q_u \rightarrow (h_8 - h_1)$, що дорівнює питомій теплоті випаровування РТ при P_0 и T_0 .

Випарник є замикаючим елементом в ланцюгу перетворення вихідного потоку ексергії, підведеної до приводу ПКТН. За абсолютною величиною вхідний значення ексергії у випарнику в розглянутої нами вище схемою ПКТН (див. Рис. 3.1) є мінімальним щодо інших елементів. Однак, втрати ексергії в цьому апараті здатні суттєво вплинути на загальний ексергетичний ККД теплового насоса. Вище було показано, що власні втрати ексергії в випарнику істотно менше, ніж в конденсаторі, що пов'язано з відносно невеликим перепадом температур теплоносія низькотемпературного теплоотдатчика S на вході і виході з випарника. Це передбачає збільшену витрату теплоносія низько потенційного джерела тепла. Технічні втрати ексергії, обумовлені в нашому випадку кінцевої різницею температур між теплообмінюючих середовищами, гідравлічним опором в кілька разів більше власних втрат. Основне підвищення термодинамічної ефективності випарника можливо за рахунок зменшення технічних втрат, пов'язаних зі зменшенням гідравлічного опору і підвищення інтенсивності кипіння, що сприяє зниженню среднелогарифміческой різниці температур між теплообмінюючих середовищами.

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

4.1. Оцінка ефективності циклів ПКТН для різних робочих тіл.

З урахуванням екологічних проблем, зумовлених впливом робочих тел холодильних машин і теплових насосів на озоновий шар і глобальне потепління на Землі, розглянемо ефективність роботи на природному робочому хладагенті - ізобутані R-600a і зеатропной суміші холодоагентів R-407C, що забезпечує змінні по довжині випарників і конденсаторов температури кипіння і конденсації холодоагентів. На відміну від R-134a ізобутан є природним холодоагентом і не впливає на озоновий шар Землі, не сприяє розвитку глобального парникового ефекту. Він дешевий, доступний, але є таким же пожежонебезпечним, як раніше застосовувався в ПКТН холодоагент R-142b. Відносно сумішевих холодоагентів, переваги використання яких відзначені в роботах цілого ряду дослідників в якості зручного для практичного є незеатропная суміш R-407C (23% R32 + 25% R125 + 52% 134a). Можна виділити як позитивні, так і негативні моменти.

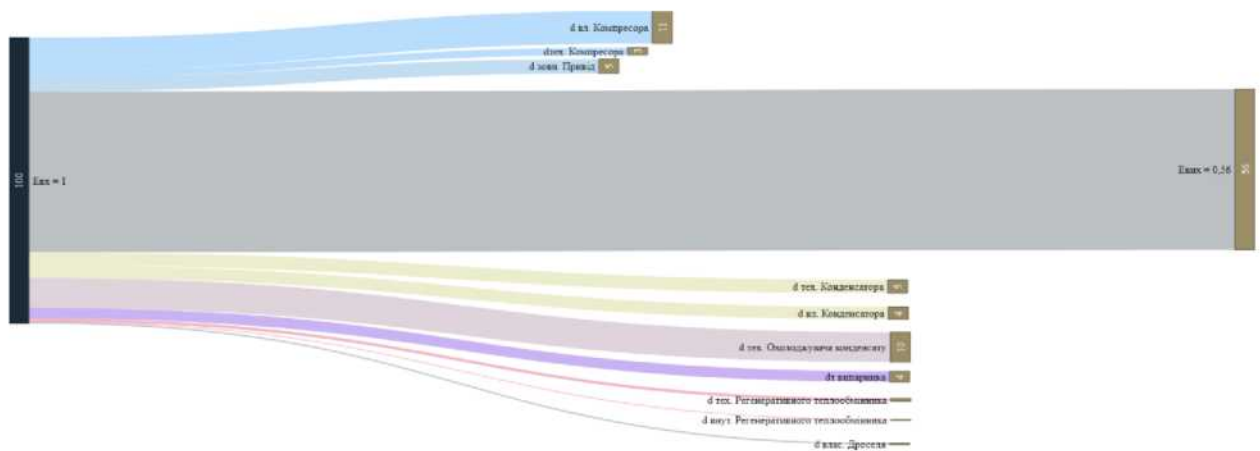


Рис. 4.1. Діаграма потоків ексергії в парокompрессионной тепловому насосі: $E_{вх}$ та $E_{вых}$ - відповідно потоки ексергії на вході на виході з теплового насоса; $d_e^{внеш}$, $d_e^{внутр}$, d_e^C и d_e^T - відповідно зовнішні, внутрішні, власні та технічні втрати ексергії в елементах теплового насоса; ПР- привід, КМ - компресор, К - конденсатор, ОК - охолоджувач конденсату, РТ- регенеративний теплообмінник, ДР-дроссель, И – випарник

Змінність температур фазових переходів (випаровування і конденсації) дозволяє знизити ексергетичної втрати в процесі теплообміну, однак при цьому знижується ефективність процесу конденсації за рахунок взаємного впливу складових хладагентів. Відхилення від ізотермичності фазового переходу («глайд») не перевищує 8 ... 10 ° С для всіх типів промислово випускаються зеатропних сумішей. У разі використання тепла водних джерел з температурами менше 5 ° С сумішеві холодоагенти не дадуть відчутного позитивного результату через малий перепаду температур між вхідної та вихідної з випарника води, що становить 2 ... 3 ° С.

Таблиця 4.1

Порівняльна ефективність одноступінчатих термодинамічних циклів ПКТН (робоче тіло R-134a)

№	x	θ	Относительные потери эксергии в элементах							e_{ex} кДж/кг	q_k кДж/кг	q_{OK} кДж/кг	q_{TP} кДж/кг	q_{II} кДж/кг	η_c	φ
			ПР	КМ	К	ОК	ТР	ДР	И							
1	0,512	-	0,05	0,176	0,088	-	-	0,232	0,024	55,94	150,07	-	-	96,92	0,43	2,68
2	0,448	0,2	0,05	0,138	0,089	-	0,047	0,178	0,026	57,54	164,33	-	12,75	109,65	0,47	2,86
3	0,376	0,4	0,05	0,019	0,199	-	0,105	0,126	0,029	59,21	180,27	-	27,00	123,91	0,48	3,04
4	0,128	-	0,05	0,102	0,172	0,107	-	0,019	0,042	55,94	150,04	76,35	-	173,27	0,51	4,05
5	0,064	-	0,05	0,172	0,075	0,102	-	0,005	0,045	55,94	150,04	89,05	-	185,97	0,55	4,28
6	0,064	0,2	0,05	0,138	0,089	0,104	0,013	0,005	0,045	57,54	164,33	76,35	12,70	185,97	0,56	4,18
7	0,062	0,2	0,05	0,136	0,090	0,106	0,013	0,006	0,023	56,35	163,40	75,76	12,46	185,62	0,57	4,24

Система теплоснабження

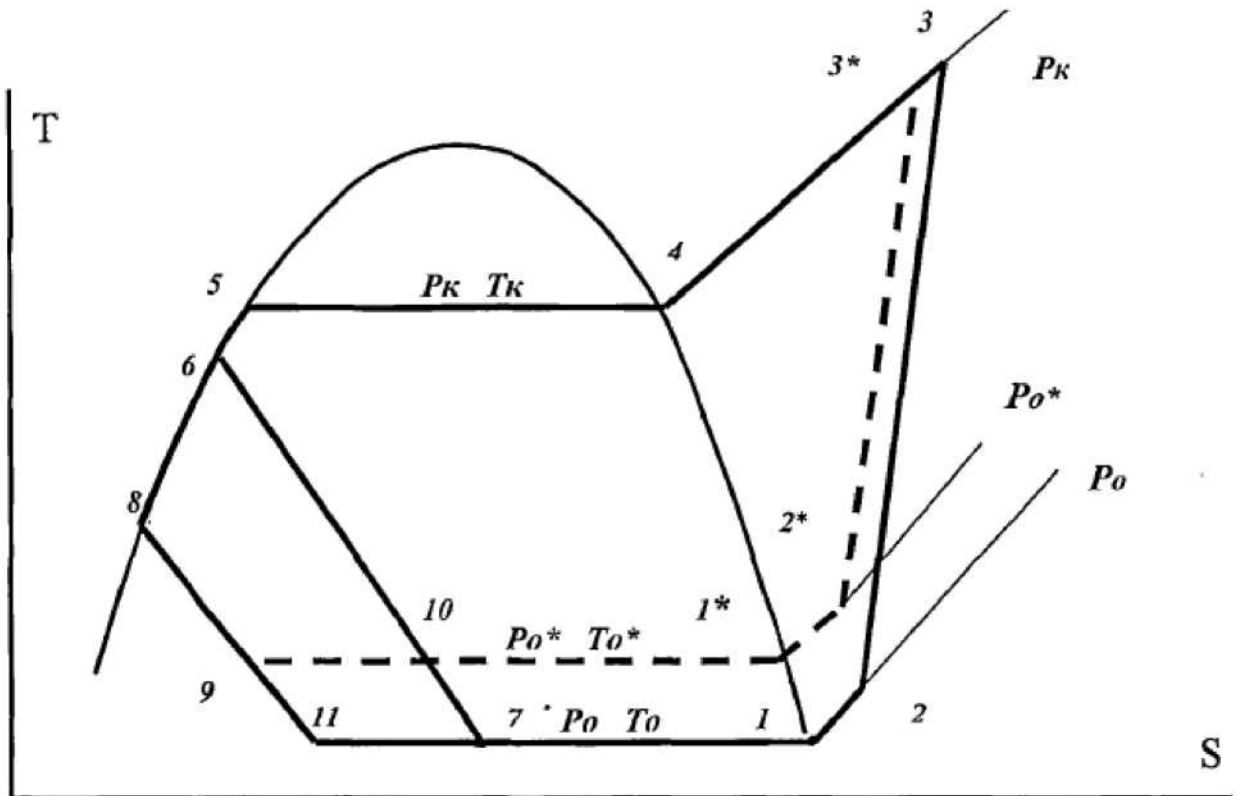
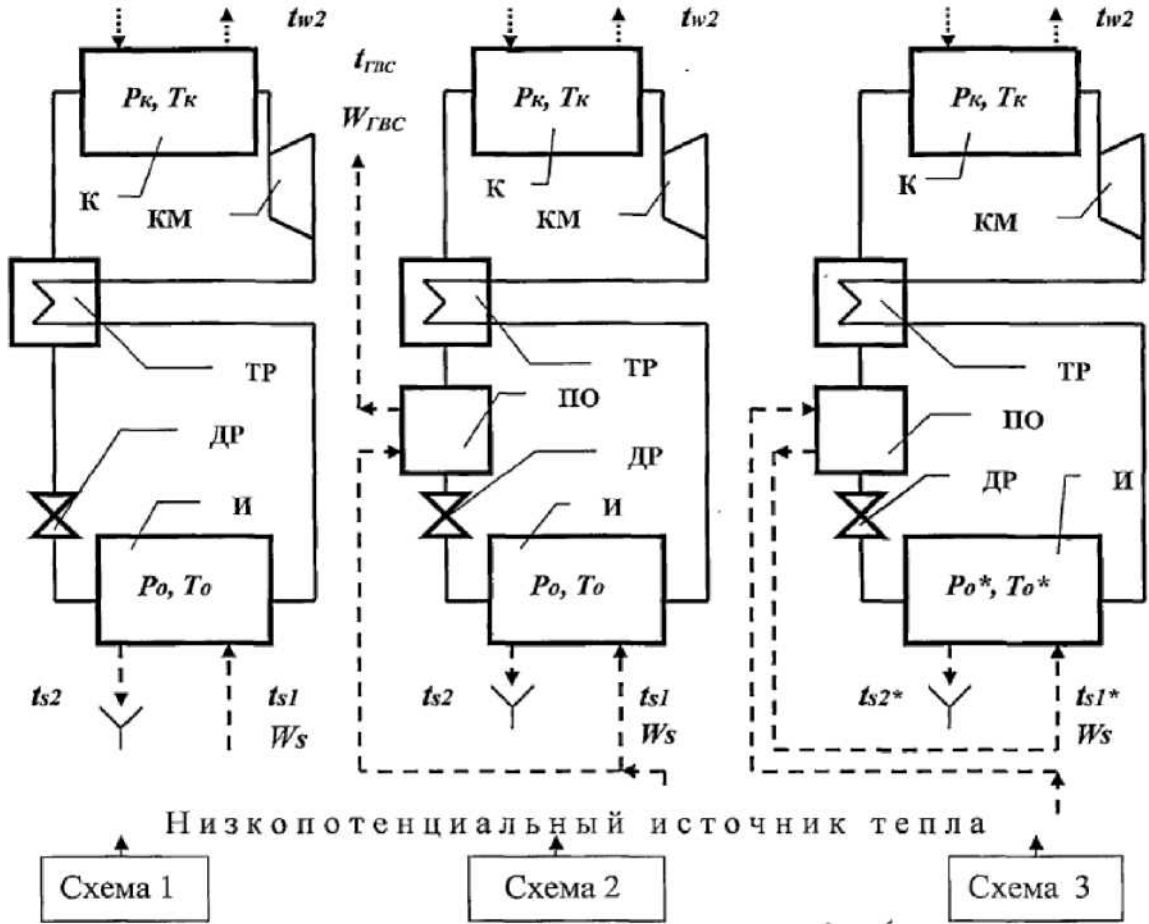


Рис. 4.2. Основні схеми утилізації теплоти конденсату РТ в ПКТН

Таблиця 4.2

Порівняльні показники ефективності схемних рішень ТНУ при однаковій загальній холодопроизводительности Q_u

Наименование	R-134a			R-600a		
	Схема 1	Схема 2	Схема 3	Схема 1	Схема 2	Схема 3
Q_u , кВт	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
t_{s1} , °C	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
t_{s2} , °C	0,50	0,50	1,72	0,50	0,50	1,56
W_s , м ³ /ч	57,4	57,4	57,4	57,4	57,4	57,4
T_o , °C	-2,50	-2,50	-1,28	-2,50	-2,50	-1,44
P_o , 10 ⁵ Па	2,67	2,67	2,80	1,44	1,44	1,50
t_k , °C	70	70	70	70	70	70
P_k , 10 ⁵ Па	21,16	21,16	21,16	11,01	11,01	11,01
t_{w2} , °C	65,0	65,0	65,0	65,0	65,0	65,0
t_s , °C	64,8	7,0	7,0	64,2	7,0	7,0
G_{PT} , кг/с	0,996	0,536	0,988	0,518	0,297	0,514
V , м ³ /ч	284	153	270	495	284	475
x	0,496	0,062	0,054	0,464	0,061	0,055
Q_{PT}	9,0	5,1	9,0	8,4	4,8	8,4
Q_k , кВт	157,0	84,6	155,0	152,7	87,7	151,3
Q_{OK} , кВт	-	46,1	84,7	-	42,5	70,0
$Q = Q_k + Q_{OK}$	157,0	130,7	155,0*	152,7	130,2	151,3*
Ne , кВт	63,3	34,1	61,1	58,6	33,7	57,3
$\varphi = Q/Ne$	2,48	3,83	2,54	2,61	3,87	2,64
$\varphi = 1 + Q_u/Ne$	2,48	3,83	3,92	2,61	3,87	3,64

Але це буде тільки за умови додаткового збільшення теплообмінної поверхні конденсатора. Витоку такого сумішевого холодоагенту в процесі експлуатації представляють проблему, так як важко точно визначити процентний склад залишилася в контурі суміші і з цієї причини важко точно відновлення її первісного складу. Природний холодоагент R-600a за екологічними показниками, дешевизні і доступності перевершує своїх прямих опонентів R-134a, R-407C і R-142b. З огляду на низький тиск насичених парів цієї холодоагенту можливий нагрів теплоносія системи опалення до 90 ... 95 ° С при використанні серійних холодильних компресорів. Однак, пожароопасность цього холодоагенту значно звужує область його практичного застосування. Також необхідно відзначити, що за питомою теплової він поступається холодоагентів штучного походження. У таблицях 3.8, 3.9 і 3.10 представлені

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

розрахункові дані по термодинамічній ефективності фреону R-134a і природного робочого холодоагенту R-600a для розрахункового режиму теплопостачання з зовнішньої регенерацією (див. Схему 7 табл. 4.1).

Розрахунковий ексергетичний ККД теплового насоса:

$$\eta_e^{\text{ТН}} = (e_{\text{вых}} / e_{\text{ax}}) = (e_{\text{ax}} - \sum d_i) / e_{\text{ax}} = (56,35 - 23,89) / 56,35 = 0,576$$

$$\eta_e^{\text{ПКТН}} = e_{\text{отв}} / e_{\text{подв}} = [(e_{\text{к}}^q + e_{\text{ок}}^q) \cdot \tau_{\text{W+F}}] / (l + q \cdot \tau_{\text{W+F}}) = [(163,41 + 75,76) \cdot 0,1371] / (56,38 + 185,61 \cdot 0,0028) = 0,576$$

Таблиця 4,3

Абсолютні і відносні втрати ексергії при роботі на R-134a.

Наименование элемента (согласно рис. 3.1)	Внешние		Внутренние	
	$d_i, \text{кДж/кг}$	d_i / e_{ax}	$d_i, \text{кДж/кг}$	d_i / e_{ax}
1. Электропривод (ПР)	2,82	0,05	-	-
2. Компрессор (КМ)	-	-	7,66	0,136
3. Конденсатор (К)	-	-	5,08	0,090
4. Охладитель конденсата (ОК)	-	-	5,97	0,106
5.Регенеративный теплообменник (ТР)	-	-	0,75	0,013
6. Дроссельное устройство (ДР)	-	-	0,31	0,006
7. Испаритель (И)	-	-	1,30	0,023
$\sum_1^n d_i, \text{кДж/кг}$ ($\sum_1^n d_i / e_{\text{ax}}$)	23,89 (0,424)			

Можна бачити (див. Табл.4.4, 4.5, 4,6), що застосування R-600a замість R-134a дасть в розглянутому робочому діапазоні температур зниження загальної теплопродуктивності. Однак, при цьому необхідно врахувати високу різницю в ціні цих робочих тіл.

Таблица 4.5

Абсолютні і відносні втрати ексергії при роботі на R-600a

Наименование элемента (согласно. рис. 3.1)	Внешние		Внутренние	
	d_i , кДж/кг	d_i / e_{ex}	d_i , кДж/кг	d_i / e_{ex}
1. Электропривод (ПР)	5,02	0,05	-	-
2. Компрессор (КМ)	-	-	14,31	0,142
3. Конденсатор (К)	-	-	8,08	0,0804
4. Охладитель конденсата (ОК)	-	-	9,33	0,093
5. Регенеративный теплообменник (РТ)	-	-	1,37	0,014
6. Дроссельное устройство (ДР)	-	-	0,51	0,005
7. Испаритель (И)	-	-	2,52	0,025
$\sum_1^n d_i$, кДж/кг ($\sum_1^n d_i / e_{ex}$)	41,13 (0,409)			

Таблица 4.6

Порівняльні показники теплопродуктивності при роботі на R-134a і R-600a

Параметр	R-134a			R-600a		
	Схема без ОК	Схема с ОК	Внешняя регенер.	Схема без ОК	Схема с ОК	Внешняя я. регенер.
V , м ³ /с	0,0278	0,02785	0,0280	0,0278	0,0278	0,0281
$G_{РТ}$, кг/с	0,3436	0,3436	0,3642	0,1048	0,1048	0,1089
Q_K , кВт	57,64	57,64	59,51	32,02	32,02	33,21
Q_{OK} , кВт	-	26,78	27,59	-	13,24	13,62
$Q_{РТ}$, кВт	4,45	4,45	4,54	2,35	2,35	2,42
Q_H , кВт	38,46	65,23	67,60	21,85	35,09	36,44
$N_{ПР}$, кВт	20,18	20,18	20,52	10,69	10,69	10,94

G_W^K , кг/с (м ³ /ч)	1,38 (4,97)	1,38 (4,97)	1,424 (5,13)	0,77 (2,77)	0,77 (2,77)	0,79 (2,86)
G_F^{OK} , кг/с (м ³ /ч)	-	0,128 (0,46)	0,132 (0,48)	-	0,062(0,23)	0,064 (0,23)
G_S^H , кг/с (м ³ /ч)	4,57 (16,5)	7,75 (27,9)	8,04 (28,9)	2,60 (9,35)	4,17 (15,0)	4,33 (15,6)
η_e^{TH}	0,471	0,562	0,576	0,473	0,573	0,582
$\varphi_1 = \frac{(Q_K + Q_{OK})}{N_{пр}}$	2,86	4,18	4,24 (2,90)	2,99	4,23	4,28 (3,03)
$\varphi_2 = \frac{(N_{пр} + Q_U)}{N_{пр}}$	2,90	4,23	4,29	3,04	4,25	4,32

$$\eta_e^{ПКТН} = e_{отв} / e_{подв} = (e^q_k + e^q_{ок}) / (l + e^q_u) = [(q_k + q_{ок}) \cdot \tau_{W+F}] / (l + q_u \cdot \tau_s) =$$

$$= (304,86 + 125,02)0,1371 / (100,44 + 334,45 \cdot 0,0028) = 0,582$$

Висновки

1. Підвищення термодинамічної ефективності ПКТН пов'язане з максимальним використанням принципу регенерації для зниження ексергетичної втрат від «гарячого» дроселювання, а також із здійсненням багатоступінчастого стиснення для зниження питомих витрат підведеної в цикл роботи (ексергії).

2. Зовнішня регенерація за рахунок підігріву потоку теплоносія низько потенційного джерела тепла перед входом у випарник за рахунок глибокої утилізації тепла конденсату може проводитися незалежно від виду робочого тіла, режиму експлуатації і дозволяє звести до мінімуму непереборні втрати від дроселювання робочого тіла. Цей вид регенерації є універсальним і може бути використаний в переважній більшості випадків застосування теплових насосів.

						Арк.
						84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5 Економічна частина

5.1 Організаційно-економічне обґрунтування проекту.

Технічний стан джерел тепlopостачання, теплових мереж та ін. Об'єктів комунальної теплоенергетики на сьогоднішній день не відповідає сучасним вимогам. Необхідна технічна реконструкція та модернізація всієї системи тепlopостачання та впровадження нового енергоефективного та екологічно чистого теплоенергетичного обладнання

Теплові енергоцентралі

Перебувають на балансі підприємств комунальної теплоенергетики ТЕЦ були прийняті від підприємств Мінпаливенерго України та підприємств інших галузей. Вони побудовані в 50-70 роках минулого століття, в основному фізично і морально застаріли, потребують реконструкції та технічному переоснащенні.

Торік комунальні теплоелектроцентралі справили 1,2 млрд. кВтг електроенергії, а реалізували 1,06 млрд. кВтг, власні потреби склали 189 500 000 кВтг (15,2%). Із загального виробництва електроенергії 82,1% припало на комунальне енергогенеруюче підрозділ «Чернігівська теплоелектроцентраль».

У 2004р. середньозважений питома витрата палива комунальних ТЕЦ на виробництво електроенергії склав 389,1 кг/кВтг (по ТЕЦ України - 258 кг /кВтг), а на виробництво теплоенергії - 174,3 кг/Гкал (по ТЕЦ України - 165,7 кг /Гкал).

По окремих ТЕЦ ці показники змінюються в значних межах:

- на електроенергію: від 305,5 кг /кВтг по Кіровоградській ТЕЦ і 339,3 кг/кВтг по ТЕЦ-1 КП «Львівтеплоенерго» до 425,4 кг /кВтг по ТЕЦ КП «Роздолтеплокоммуненерго» і 450,4 кг /кВтг по ТЕЦ ВАТ «Тепловоденергія» (м Кам'янець-Подільський Хмельницької області);
- на теплоенергію: від 159,6 кг /Гкал по ВАТ «Тепловоденергія» і 163,2 кг /Гкал по ТЕЦ-1 КП «Львівтеплоенерго» до 183,3 кг /Гкал по ТЕЦ КП

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

«Жовтоводськтепломережа» Дніпропетровської області та 219,7 кг / Гкал по ТЕЦ КП «Роздолтеплокоммуненерго».

Незважаючи на те, що основним видом палива для комунальних ТЕЦ (крім Чернігівської) є природний газ, обладнання на більшості станцій не відповідає екологічним вимогам і нормативам.

Котельні установки

В даний час на підприємствах комунальної теплоенергетики знаходиться в експлуатації 14039 одиниць котелень, де встановлено 35,3 тис. Водогрійних і парових котлів. Середня продуктивність котельні - 5 Гкал / год, котла - 2 Гкал / год.

Із загальної кількості котелень тільки 564 одиниці (4%) можна віднести до централізованих джерел, потужність кожної з них становить понад 20 Гкал / год. Решту можна віднести до децентралізованих джерел. Зокрема, продуктивність 10918 одиниць - менше 3 Гкал / год, на них встановлені в основному дрібні неефективні котли, як правило, фізично зношені, ККД яких при роботі на газі не перевищує 75-80%, а на вугіллі - 70%.

Майже 64% комунальних котелень використовують як паливо природний газ, 34% котелень - вугілля і більше 2% - рідке паливо.

Термін експлуатації майже 60% котелень перевищує 20 років, в 38% котелень експлуатуються малоефективні застарілі котли з низьким ККД, застарілої автоматикою і пальниковими пристроями, що обумовлює значні витрати палива. Третя частина всієї кількості парку котлів припадає на неефективні, зняті з виробництва, котли типу НІСТУ-5 продуктивністю 0,45-0,7 Гкал/ год з ККД 75-78% при роботі на газі і з середньозваженими питомою витратою палива на відпуск теплоенергії 188 кг / Гкал при 168 кг / Гкал по всіх комунальних котелень (ККД - 85,1%).

Разом з тим, навіть склався середньозважений показник питомої витрати умовного палива на відпуск теплоенергії (168 кг / Гкал) вже вважається завищеним, на сьогодні він не повинен перевищувати 155 кг / Гкал (ККД -

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

92%). Такий показник забезпечив би економію палива в кількості 600-650 тис. Т у.п., що, відповідно, скоротило б шкідливі викиди в атмосферу.

Слід зазначити, що економія палива підприємствами комунальної теплоенергетики протягом 2010-2014 рр. становила щорічно 35-55 тис. т у.п. або 0,5-0,7%. Економія незначна, але реальна.

Підприємствами комунальної теплоенергетики дуже повільно впроваджуються існуючі енергозберігаючі технології, обладнання старіє і фізично зношується, а питома витрата палива на відпуск електроенергії і теплоенергії по ТЕЦ зростає, хоча по котельних досягнуто незначне зниження.

Повільно впроваджується екологічно чиста енергозберігаюча струменево-нишевая технологія спалювання газу в топках котлів ТЕЦ і котелень з використанням струменево-нішевих пальників типу СНД, а адже їх застосування дозволяє економити від 5% до 20% (і більше) енергоресурсів і знизити собівартість виробництва теплоенергії. Струменево-нишевая технологія ще не досягла масштабного впровадження в комунальній теплоенергетиці через відсутність коштів, а також діючих стимулів до поліпшення роботи устаткування.

Необхідно продовжити роботи по виведенню з експлуатації дрібних нерентабельних котелень з переключенням їх теплових навантажень на теплові мережі квартальних і районних котелень, ТЕЦ.

Перспективним напрямом у технічному переоснащенні теплогерел є переведення діючих великих котелень у режим комбінованого виробництва теплової та електричної енергії за рахунок їх надбудови газотурбінними двигунами, паротурбінними і газотурбінними установками (когенерація) з метою зростання ефективності використання палива та підвищення екологічної безпеки.

У 2014р. міське підприємство «Хмельницьктеплокомуненерго» ввело в експлуатацію когенераційну установку з газовими двигунами-генераторами вартістю 2,1 млн. грн., які надав ВАТ «Первомайськдизельмаш» як товарний кредит. Підприємство забезпечує 30% потреби в електроенергії за рахунок

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

власного виробництва. Вартість 1 кВтг електроенергії становить 9,3 коп. Одна з котелень підприємства «Комуненергія» (м Рівне) була також реконструйована під ТЕЦ за рахунок оснащення двома когенераційними установками. Проведено реконструкцію двох парових котлів і збільшена потужність з 23,0 до 60,0 Гкал / год, встановлено дві турбіни по 2,5 МВт. Вартість 1 кВт електричної потужності склала \$ 568,4 (~ 3 тис. Грн.), Собівартість 1 кВтг - 14,3 коп. ТЕЦ в 2014р. виробила 13,8 млн. кВтг і більше 110 тис. Гкал теплоенергії, при цьому зекономлено 4,6 тис. т у.п. Рівень викидів знизився на 685,2 т вуглецевого еквівалента.

Передбачається впровадити когенераційні установки у Вінниці, Черкасах, Житомирі та ін. Містах.

У квітні 2005р. в Україні прийнято Закон «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу», метою якого є створення правових засад для підвищення ефективності використання палива в процесах виробництва енергії або інших технологічних процесах, розвитку та застосування технологій комбінованого виробництва електричної та теплової енергії.

Переобладнання котелень у міні-ТЕЦ забезпечить, як показує аналіз їх роботи, скорочення сумарних витрат палива на виробництво теплової та електричної енергії не менш ніж на 20%, зменшення в 2-3 рази витрати коштів у порівнянні з будівництвом нових конденсаційних електростанцій, скорочення в 2 -3 і більше разів термінів окупності в порівнянні з ТЕЦ, скорочення втрат електроенергії, а також зменшення викидів токсичних речовин в атмосферу.

Теплові мережі

На балансі підприємств комунальної теплоенергетики є 21,7 тис. км теплових мереж у двотрубному обчисленні. Вони прокладені переважно в непрохідних залізобетонних каналах з ізоляцією з мінеральної вати, не захищені від проникнення ґрунтових та інших вод з супутніх комунікацій. Внаслідок цього відбувається намокання теплоізоляції, зовнішня корозія

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

металу труб, що призводить до численних пошкоджень з появою свищів і розривів трубопроводів. Загальний знос теплових мереж становить близько 70%. Великий знос мають розподільні мережі житлових будинків та об'єктів соціальної інфраструктури (школи, дитячі садки, лікарні тощо).

Втрати в трубопроводах магістральних мереж досягли 14%, а сумарні втрати з урахуванням розподільних мереж - до 30% і більше, що еквівалентно втратам більше 1 млн. т палива в умовному обчисленні. Для усунення втрат необхідна заміна фізично зношених трубопроводів теплових мереж на труби з пінополіуретановою ізоляцією, що дозволить знизити втрати на 2-3%. Труби з такою ізоляцією є гарантією надійності теплопостачання. За даними Московської Асоціації виробників і споживачів трубопроводів, за 1999-2003 рр. питома пошкоджуваність трубопроводів на рік, віднесених до 1 км, склала 0,0107, а для інших типів - 1,244. В Україні в цілому питома пошкоджуваність збільшилася за останні роки з 0,9 до 1,25.

Через обмеженість коштів обсяги перекладки і заміни теплових мереж не виконуються в необхідних кількостях. Кількість тепломереж, які перебувають у ветхому та аварійному стані, з року в рік зростає і в 2014р. досягло 2434,3 км або 11,2% загальної кількості проти 1949,4 км або 9,3% - в 2010р. Близько 35% теплових мереж виробили свій ресурс.

Щоб призупинити процес старіння мереж і зберегти середній термін їх служби на сьогоднішньому рівні, необхідно змінювати 1000-1100 км (4,6-5,1%) труб на рік. Це дозволило б скоротити втрати у кількості понад 3 млн. Гкал тепла, що еквівалентно 0,5 млн. Т у.п.

Центральні теплові пункти (ЦТП) і бойлерні

В Україні, за даними територіальних житлово-комунальних органів, функціонує приблизно 6100 ЦТП і бойлерних. Більше 40% теплових пунктів перебуває у аварійному стані, що призводить до систематичних перебоїв у гарячому водопостачанні та перевитрат паливно-енергетичних ресурсів.

Досвід роботи ряду теплопостачальних підприємств свідчить про доцільність поступової ліквідації ЦТП чотирьохтрубної системи

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

теплопостачання, переведення споживачів на двотрубну з реконструкцією теплових мереж та монтажем індивідуальних теплових пунктів (ІТП). Звільнені приміщення ЦТП можна використовувати для переоснащення під котельні. Заслуговує на увагу досвід комунального підприємства «Луганськтеплокомуненерго», а також підприємств Житомира, Вінниці, Черкас, Чернігова та інших міст України.

Перспективним напрямом розвитку розподільних мереж централізованого теплопостачання є впровадження індивідуальних теплових пунктів у кожному будинку (замість модернізації та дооснащення ЦТП) з установкою сучасних компактних пластинчастих теплообмінників, малошумних насосів, приладів обліку та регулювання тепла. Установка ІТП дозволяє отримати економію теплоенергії за рахунок регулювання температури води в системі опалення будівлі, отримати більш достовірний облік і знизити втрати тепла, з'являється можливість відключити ІТП від мережі в разі неоплати тепла споживачем.

Залишаються в експлуатації ЦТП вимагають оснащення сучасними приладами обліку гарячої води з інтелектуальними датчиками по тиску і температурі, проведення заміни існуючої запірної арматури на вузлах обліку гарячої води та ін.

Нетрадиційні джерела енергії

В Україні протягом майже 40 років розглядається можливість використання відновлюваних джерел енергії, але реальних зрушень практично немає. Намічається використання геотермальних водних родовищ Криму і Карпат, глибинного тепла Землі в Херсоні в теплонасосних установках. У Херсоні, Одесі та інших містах намічається впровадження установок з використанням біогазу. Передбачалося використання ресурсів геотермального тепла не тільки в системах теплопостачання, але і для виробництва електроенергії на ГеоТЕС. Передбачається спорудження ТЕЦ з використанням біомаси з прогнозованою собівартістю виробництва електроенергії на рівні 25-35 коп / кВтг до 2030р. На сьогоднішній день в Україні використовуються

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

деякі геотермальні джерела, є кілька установок сонячного теплопостачання (в основному для забезпечення гарячого водопостачання), працюють також у невеликій кількості теплонасосні установки, які використовують низькопотенційне тепло ґрунту, стоки підприємств і комунально-побутові, вентиляційні викиди та ін. Але в державному статистичному спостереженні їх поки немає. За експертними оцінками, частка відновлюваних джерел електроенергії (ВДЕ) в балансі тепла складає всього 0,02%, тобто їх використання в комунальній теплоенергетиці практично відсутня. Вторинні паливні ресурси в основному використовуються в промислових підприємствах.

Нормативні основи розвитку нетрадиційних та ВДЕ України визначені в Національній енергетичній програмі, Комплексної державної програми енергозбереження України, Програмі державної підтримки розвитку нетрадиційних джерел, Програмі «Екологічно чиста енергетика України» та ін. Однак матеріали розроблені і затверджені, а впровадження та використання ВДЕ немає.

Фінансово-економічний стан

Більшість підприємств комунальної теплоенергетики збиткові, що перешкоджає їх ефективному розвитку. Сьогодні наявності невідповідність тарифів витратам на надання послуг з теплопостачання. Відповідно до Закону України «Про теплопостачання», у разі, якщо тимчасово тариф на теплову енергію встановлено нижче її собівартості з урахуванням граничного рівня рентабельності, то орган, який встановив цей тариф, повинен передбачити механізм компенсації цієї різниці в порядку, встановленому законодавством. Але вимагати через суд у виконавчої місцевої влади відшкодування витрат можуть не всі теплопостачальні підприємства. Однією з ключових умов економічного зростання комунальної теплоенергетики є ефективна тарифна політика. Вона повинна розроблятися з урахуванням інтересів як виробників, так і споживачів. Тарифи повинні забезпечувати надійність теплопостачання та підтримання резерву теплових потужностей, стимулювати інвесторів

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

вкладати кошти в розвиток комунальної теплоенергетики, стимулювати впровадження енергозберігаючих технологій, нетрадиційних джерел енергії і в першу чергу - ВДЕ.

Давно настав час здійснити перехід на диференційовану оплату теплоенергії в залежності від пори року без збільшення її середньорічної величини з можливим використанням двоставкового тарифу. Це дозволить підприємствам працювати ритмічно. Сьогодні вже в половині областей тариф на теплоенергію встановлюється на опалювальний сезон. Двоставкові тарифи діють у ряді регіонів.

Перегляд та затвердження тарифів займає тривалий час. Місцеві органи влади з різних обставин стримують своєчасний їх перегляд. У багатьох державах регуляторні функції зосереджені в єдиному органі, проте в Україні вони роздроблені. Мабуть, доцільно створити єдиний орган тарифного регулювання. Цілком обгрунтовано було б зосередити тарифну політику по теплоенергії в Національній комісії регулювання електроенергетики України (НКРЕ). Зараз це питання за дорученням Кабінету Міністрів розглядається в Держжитлокомунгоспу України.

Рада по вивченню продуктивних сил України НАН України виконав аналіз основних техніко-економічних показників (ТЕП) по теплопостачальним підприємствам та іншим підприємствам і організаціям, відпускає теплоенергію сфері житлово-комунального господарства України.

За експертними оцінками сьогодні для забезпечення житлового (приблизно 1090 млн. м² - село і місто) та громадського фондів України (1290 млн. м³) і 47,2 млн. Чоловік опаленням і гарячим водопостачанням необхідно приблизно 320 млн. Гкал тепла, з нього частка централізованого теплопостачання - 88100000. Гкал, або близько 28%. За часів СРСР ця величина наближалася до 40%. У РФ, наприклад, близько 72% всієї теплоенергії проводиться централізованими джерелами. Якщо виходити з класифікації Закону України «Про теплопостачання», то децентралізоване теплопостачання - це джерела продуктивністю від 1 до 3 Гкал / год, і при

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

такому підрахунку питома вага централізованого теплопостачання різко зростає, перевищивши 50%. Але ж теплоенергетикам відомо, що являє собою централізоване теплопостачання - це єдина Теплорозподільна мережа, що має загальну магістральну систему передачі теплової енергії від великих генеруючих установок, що забезпечують централізоване управління і резервування передачі тепла. До централізованих джерел теплопостачання відносяться ТЕЦ, промислові та районні котельні, опалювальні котельні міст і населених пунктів продуктивністю більше 20 Гкал / год, а також теплоутилізаційних установок. Це визначення було прийнято колишнім Держпланом СРСР і, на наш погляд, є обґрунтованим, їм варто було б керуватися в нинішніх умовах. Хоча за часів СРСР існувала думка (Л.А. Мелентьева, А.А. Макарова, Міненерго СРСР і ін.), Що до централізованих джерел слід відносити котельні потужністю 50 Гкал / год і вище. Є експерти, які підтримують цю думку, і в Україні. Наприклад, Інститут загальної енергетики НАНУ до централізованих джерел відносить котельні потужністю більше 50 Гкал / год, а до децентралізованих - менше 50 Гкал / год, а також теплоутилізаційних установок, що важко визнати обґрунтованим.

Одним з основних ТЕП, що характеризують використання і економічну ефективність роботи теплопостачальних підприємств і енергооб'єктів, є коефіцієнт ефективності використання встановленої теплової та електричної потужності. В середньому коефіцієнт ефективності в 2014р. склав 10%, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 8%, по Мінпаливенерго - більше 20%.

Питомі витрати умовного палива на відпущену електричну та теплову енергію - основні ТЕП енергооб'єктів та теплопостачальних підприємств - є головними показниками енергоефективності. Розрахунки показують, що питома витрата у.п. на відпущену теплоенергію в 2014р. склав: по підприємствам комунальної теплоенергетики - 168,1 кг / Гкал, Мінпаливенерго - 147 кг / Гкал, підприємствам промисловості та ін. галузей - 168,2 кг / Гкал і в цілому по підприємствах, відпускає теплоенергію житлово-

						Арк.
						93
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

комунальному господарству - 163 кг / Гкал. Однак слід зазначити, що величина показника по підприємствах Мінпаливенерго некоректна у зв'язку з тим, що витрата теплоенергії на власні потреби у розмірі 1,65% занижений, а по АЕК «Київенерго», яка відпускає більше 50% тепла житлово-комунальному господарству від загального відпуску на ці цілі підприємствами Мінпаливенерго, взагалі не показує витрати на власні потреби в державній статзвітності. Відповідно спотворений цей показник і в цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству.

Питома витрата теплоенергії на власні потреби в цілому по підприємствах, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 3,5%, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 2,2%, по промисловим підприємствам і підприємствам ін. Галузей - 5,9%.

Питома витрата теплової енергії на її передачу в теплових мережах. В цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 11%, в тому числі, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 14%, Мінпаливенерго - 13,8%, промисловим та ін. Підприємствам - 6,2%.

Питома чисельність промислово-виробничого персоналу (штатний коефіцієнт) - чисельність персоналу, що припадає на одиницю виробничої потужності (1 МВт, 1 Гкал / год) підприємства. В цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, питома чисельність персоналу становить 1,2 чол / Гкал / год, Мінпаливенерго - 1,0 чол / Гкал / год, по промисловим та ін. підприємствам - 0,99 чол / Гкал / год.

Питома чисельність персоналу (штатний коефіцієнт) поряд з показником використання теплової потужності визначає в теплоенергетичному виробництві рівень продуктивності праці. Виробіток продукції в натуральних одиницях в одиницю часу (за рік, квартал) на одного працівника промислово-виробничого персоналу (Гкал / чол) в цілому по

									Арк.
									94
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата					

підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 554 Гкал / чол, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 450 Гкал / чол, Мінпаливенерго - 1471 Гкал / чол, по промисловим та ін. підприємствам - 472 Гкал / чол за рік.

Собівартість виробництва, передачі і розподілу теплової та електричної енергії. В цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, собівартість теплоенергії становить 58-60 грн / Гкал, в тому числі, по підприємствах комунальної теплоенергетики - більше 70 грн / Гкал, Мінпаливенерго - менше 50 грн / Гкал, по промисловим підприємствам і підприємствам ін. галузей - в межах 50-52 грн / Гкал.

Аналіз цього показника по підгалузі комунальної теплоенергетики показує, що він на 6-10 грн. вище тарифу. Це пояснюється поєднанням органами місцевого самоврядування функцій володіння та управління теплопостачальними підприємствами з функцією встановлення тарифів на теплоенергію. Як результат, тарифна політика значною мірою стає заручником популістських рішень місцевої влади і не підкріплюється економічним обґрунтуванням через низьку професійної підготовки працівників в питаннях формування тарифів на теплову енергію.

Методичне визначення основних техніко-економічних показників роботи обладнання повинно базуватися на матеріальних та енергетичних балансах.

Відповідно до Закону України «Про теплопостачання» до повноважень Держжитлокомунгоспу і Мінпаливенерго України відноситься розробка довгострокових прогнозних балансів споживання теплової енергії, виходячи з потреб національної економіки. На сьогодні розробка балансів теплової енергії (звітних, прогнозних) центральним органом виконавчої влади у сфері теплопостачання не ведеться. Слід підкреслити, що за часів СРСР в Україні всі міністерства і відомства, підприємства союзного підпорядкування, обл (міськ) виконкоми розробляли баланси теплової енергії (річні, п'ятирічні і

						Арк.
						95
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

довгострокові) і представляли в колишній Держплан України для розробки балансу в цілому по республіці.

Виходячи з викладеного, можна зробити висновок, що технічне і фінансово-економічний стан комунальної теплоенергетики є незадовільним. Проблеми в теплопостачанні, що накопичилися за багато років, негативно позначаються на нормальному функціонуванні не тільки житлово-комунального господарства, а й економіки країни в цілому. Роль теплопостачання недооцінюється як у розвитку національної економіки, так і у зміцненні енергетичної безпеки України. Відсутня загальна концепція забезпечення тепловою енергією населення та інших споживачів України.

Для виходу з кризової ситуації потрібна розробка державної цільової програми щодо стабілізації роботи, реконструкції та розвитку комунальної теплоенергетики на 7-10 років.

Розробка державної цільової програми необхідна, тому що існує проблема, вирішити яку засобами територіального чи галузевого управління неможливо. Необхідні: державна підтримка, координація діяльності центральних і місцевих органів виконавчої влади та органів місцевого самоврядування.

5.2 Розрахунок системи теплопостачання:

5.2.1 Тепловий насос

Капітальні вкладення в систему:

$$K_{об} = K_{км} + K_{тепл} + K_{труб} + K_{квп} + K_{інші} \quad (5.1)$$

де

$K_{км}$ – капітальні вкладення в компресори, грн

$K_{тепл}$ – капітальні вкладення в теплообмінники, грн

$K_{труб}$ – капітальні вкладення в трубопроводи, грн

$K_{квп}$ – капітальні вкладення в контрольно-вимірювальні прилади, грн

$K_{інші}$ – капітальні вкладення в інше обладнання, грн

						Арк.
						96
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1 - Розрахунок капітальних вкладень по проекту.

№ п/п	Найменування обладнання	Кількість	Оптова ціна, грн.	Загальна ціна, грн.
1	Компресор Bitzer 4G-30.2 (Y)-40P	1	110000	110000
2	Конденсатор	1	55000	55000
3	Охолоджувач конденсату	1	25000	25000
4	Регенеративний теплообмінник	1	28000	28000
5	Арматура запорна	1	15000	15000
6	Масловіддільник	1	5000	5000
7	Маслозбірник	1	7000	7000
8	Трубопроводи	1	5500	5500
9	Випарник	1	45000	45000
10	Контрольно-вимірювальні прилади	1	25000	25000
11	Водяні насоси	6	5500	33000
Усього вартість придбання обладнання				353500
	Транспортні витрати, 5%			23175
	Монтаж, 10%			17675
	Вартість земельних робіт			75000
	Вартість проектних робіт, 20%			70700
Усього капітальних вкладень				540050

Витрати на експлуатацію обладнання:

$$E = \sum E_{\text{міс}} * C, \text{ грн} \quad (5.2)$$

$$E = 33834,5 * 1,68 = 56842 \text{ грн.}$$

де

$\sum E_{\text{міс}}$ – сума витрат електроенергії за рік, кВт*год

C – вартість 1 кВт*год, грн.(C = 1,4 грн)

Щомісячні витрати електроенергії:

						Арк.
						97
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_{\text{міс}} = P_{\text{ел}} * K_{\text{дн}} * K_{\text{год}}, \text{ кВт*год} \quad (5.3)$$

де

$P_{\text{ел}}$ – ефективна потужність двигунів компресорів, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 5.2 Щомісячне споживання електроенергії

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Потужність двигунів КМ	20,5	20,5	20,5	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	20,5	20,5	20,5
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Спожив ел.енергії	3788,2	3421,6	3788,2	1836	1897,2	1836	1897,2	1897,2	1897,2	3788,2	4000	3788,2
Сумарний спожив електроенергії, кВт/год											33834,5	

Таблиця 5.3 Основні економічні показники системи

Капітальні витрати, грн	540050
Експлуатаційні витрати, грн/рік	56842

Підприємство саме забезпечує себе теплом на опалення та гаряче водопостачання, тому заощаджує кошти на покупці теплоти з центральної системи опалення. Зекономлені кошти:

$$З = \sum K_{\text{тепла}} * T_{\text{ГВт}}, \text{ грн.} \quad (5.4)$$

$$З = 126571,2 * 0,0008598 * 1416,96 = 154202 \text{ грн}$$

де

$\sum K_{\text{тепла}}$ – кількість виробленого тепла за рік, ГВт

$T_{\text{ГВт}}$ – тариф на вироблений 1ГВт тепла, грн. ($T_{\text{ГВт}} = 1416,96$ грн)

Кількість виробленого тепла за рік:

						Арк.
						98
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата		

$$\sum K_{\text{тепла}} = K_1 * K_{\text{год}} * K_{\text{дн}}, \text{ ГВт} \quad (5.5)$$

де

K_1 – кількість виробленого тепла за 1 годину, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 5.4 Кількість виробленого тепла

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Кільк вироб тепла	87,6	87,6	87,6	28	28	28	28	28	28	87,6	87,6	87,6
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Кількість тепла, кВт	16293,6	14716,8	16293,6	5040	5208	5040	5208	5208	5208	16293,6	15768	16293,6
Сумарне вироблене тепло, кВт											126571,2	

Термін окупності системи теплопостачання:

$$T = \frac{K+E}{3}, \text{ років} \quad (5.7)$$

$$T = \frac{540050+56842}{154202} = 3,9 \text{ років}$$

5.2.2. Тепловий насос та сонячні колектори

Капітальні вкладення в систему:

$$K_{\text{об}} = K_{\text{км}} + K_{\text{тепл}} + K_{\text{труб}} + K_{\text{квп}} + K_{\text{інші}}, \quad (5.1)$$

де

$K_{\text{км}}$ – капітальні вкладення в компресори, грн

$K_{\text{тепл}}$ – капітальні вкладення в теплообмінники, грн

						Арк.
						99
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

$K_{\text{труб}}$ – капітальні вкладення в трубопроводи, грн

$K_{\text{квп}}$ – капітальні вкладення в контрольно-вимірювальні прилади, грн

$K_{\text{інші}}$ – капітальні вкладення в інше обладнання, грн

Таблиця 5.5 - Розрахунок капітальних вкладень по проекту.

№ п/п	Найменування обладнання	Кількість	Оптова ціна, грн.	Загальна ціна, грн.
1	Компресор Bitzer 4G-30.2 (Y)-40P	1	110000	110000
2	Конденсатор	1	55000	55000
3	Охолоджувач конденсату	1	25000	25000
4	Регенеративний теплообмінник	1	28000	28000
5	Арматура запорна	1	20000	20000
6	Масловіддільник	1	5000	5000
7	Маслозбірник	1	7000	7000
8	Трубопроводи	1	5500	5500
9	Випарник	1	45000	45000
10	Контрольно-вимірювальні прилади	1	30000	30000
11	Водяні насоси	8	5500	44000
12	Сонячні колектори	10	15000	150000
13	Бак накопичувач	1	25000	25000
	Усього вартість придбання обладнання			511000
	Транспортні витрати, 5%			25550
	Монтаж, 10%			51100
	Вартість земельних робіт			75000
	Вартість проектних робіт, 20%			102200
	Усього капітальних вкладень			764850

Витрати на експлуатацію обладнання:

$$E = \sum E_{\text{міс}} * C, \text{ грн} \quad (5.2)$$

						Арх.
						100
Зм.	Арх.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E = 19138,8 * 1,68 = 32153 \text{ грн.}$$

де

$\Sigma E_{\text{міс}}$ – сума витрат електроенергії за рік, кВт*год

C – вартість 1 кВт*год, грн. ($C = 1,4$ грн)

Щомісячні витрати електроенергії:

$$E_{\text{міс}} = P_{\text{ел}} * K_{\text{дн}} * K_{\text{год}}, \text{ кВт*ГОД} \quad (5.3)$$

де

$P_{\text{ел}}$ – ефективна потужність двигунів компресорів, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 5.6 Щомісячне споживання електроенергії

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Сонячна радіація, кВт*м ²	1,25	1,21	3,07	4,28	5,65	5,85	6,03	5,34	3,93	2,52	1,36	1,04
Кільк вироб тепла СК, кВт	8,75	8,47	21,5	30	39,6	41	42,21	37,4	27,51	17,6	9,5	7,3
Кільк вироб тепла ТН, кВт	77	77	66,4	-	-	-	-	-	-	69,3	72,2	77
Потужність двигунів ТН, кВт	17,3	17,3	12,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	15,3	16,5	17,3
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Спожив ел/енергії, кВт	3217,8	2906,4	2325	270	279	270	279	279	279	2845,8	2970	3217,8
Сумарний спожив електроенергії, кВт/год											19138,8	

						Арк.
						101
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.7 Основні економічні показники системи

Капітальні витрати, грн	764850
Експлуатаційні витрати, грн/рік	32153

Підприємство саме забезпечує себе теплом на опалення та гаряче водопостачання, тому заощаджує кошти на покупці теплоти з центральної системи опалення. Зекономлені кошти:

$$З = \sum K_{\text{тепла}} * T_{1\text{ГВт}}, \text{ грн.} \quad (5.4)$$

$$З = 126571,2 * 0,0008598 * 1416,96 = 154202 \text{ грн}$$

де

$\sum K_{\text{тепла}}$ – кількість виробленого тепла за рік, ГВт

$T_{1\text{ГВт}}$ – тариф на вироблений 1ГВт тепла, грн. ($T_{1\text{ГВт}} = 1416,96$ грн)

Кількість виробленого тепла за рік:

$$\sum K_{\text{тепла}} = K_1 * K_{\text{год}} * K_{\text{дн}}, \text{ ГВт} \quad (5.5)$$

де

K_1 – кількість виробленого тепла за 1 годину, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 5.8 Кількість виробленого тепла

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Кільк вироб тепла	87,6	87,6	87,6	28	28	28	28	28	28	87,6	87,6	87,6
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Кількість тепла, кВт	16293,6	14716,8	16293,6	5040	5208	5040	5208	5208	5208	16293,6	15768	16293,6
Сумарне вироблене тепло, кВт											126571,2	

Термін окупності системи тепlopостачання:

$$T = \frac{K+E}{3}, \text{ років} \quad (5.6)$$

$$T = \frac{764850+32153}{154202} = 5,2 \text{ років}$$

5.2. Порівняння різних систем тепlopостачання за економічними показниками.

За проведеними техніко-економічними розрахунками отримали такі економічні показники:

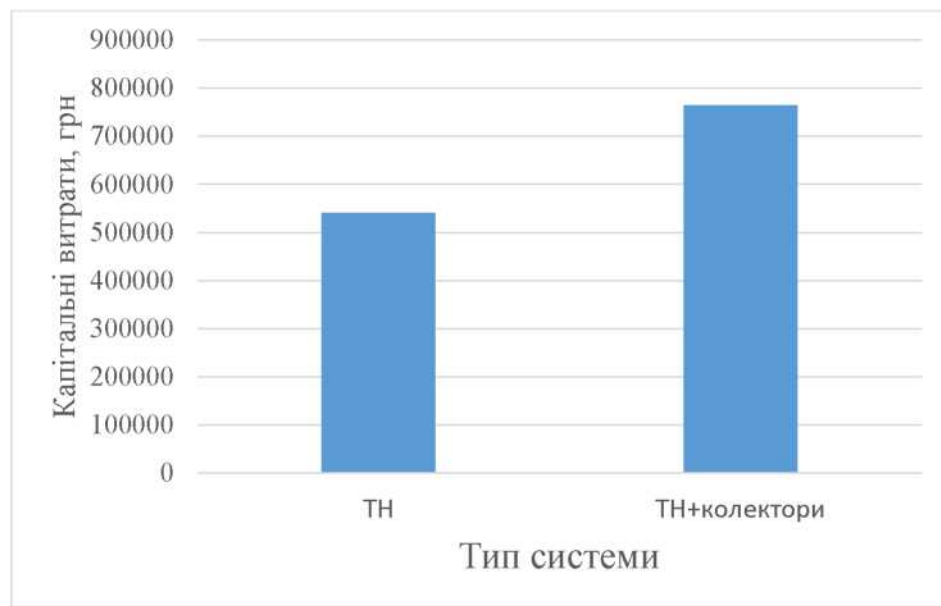


Рис. 5.5 Капітальні витрати

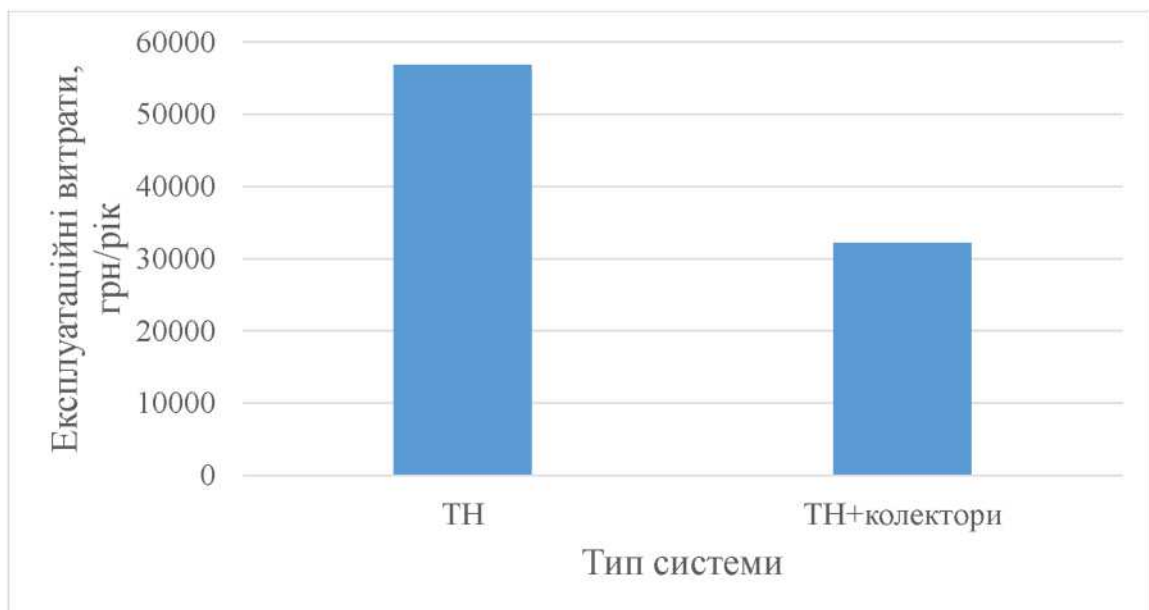


Рис. 5.6 Експлуатаційні витрати витрати

Висновок:

Тепловий насос з розрахунку обійшовся в 540050 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати 56842 грн та окупається він за 3,9 років. Використанню в якості хладагенту ізобутану (R600a), що є натуральною речовиною, не викликає руйнування озонового шару та не сприяє парниковому ефекту на відміну від широко розповсюджених фреонів, нижчою ціною електроенергії, в порівнянні з газом, та незмінній енергетичній ефективності протягом року ($COP = 4,28$) вартий до вкладення грошей.

Система тепlopостачання теплового насосу в комплексі з сонячними колекторами має більші капітальні витрати (764050 грн), а також більший термін окупності (5,2 років), але ця система має менші витрати на експлуатацію (32153 грн) та виходячи з цього, незважаючи на витрати, ця система є досить привабливою з боку екологічності, тому що зменшується робота компресорів теплового насосу, що забезпечує зменшенню викидів вуглекислого газу, окислів азоту та інших газів, що викликає парниковий ефект, а також за використання відновлювальних джерел енергії.

						Арк.
						104
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 6 Охорона праці

6.1 Токсичність застосованих речовин

Властивості R134a.

Холодоагент R134a - це гідрофторуглеродне з'єднання (НГС) з термодинамічними властивостями, порівнянними з властивостями хлорфторуглеродна. R134a має нульовий озоноруйнуючий потенціал (ODP = 0) і повсеместно вважається кращим заміном холодоагенту R12. R134a є ідеальним холодоагентом для роботи в умовах високих температур кипіння і конденсації. R134a - це безпрімесний холодоагент, який має нульове температурне «ковзання». При роботі холодоагентом R134a завжди використовуйте поліефірне масло. В компресорах фірми Манеїгор з рії MTZ використовуйте масло 160PZ, яке поставляється з компресорами для роботи спільно з холодоагентом R134a. Для правильного вибору потрібного типу компресора використовуйте область його експлуатації з холодоагентом R134a і таблиці експлуатаційних характеристик. У компресорах Манеїгор серії MT холодоагент R134a застосовувати не дозволяється, навіть якщо мінеральне масло буде замінено на поліефірне.

Холодоагент R-134a Формула CF_3CFH_2 (тетрафторетан). Молекула R134a має менші розміри, ніж молекула R12, що робить більш значною небезпека витоків. Потенціал руйнування озону ODP = 0, потенціал глобального потепління GWP = 1300.

Холодоагент R134a нетоксичний і не запалюється у всьому діапазоні температур експлуатації. Однак при попаданні повітря в систему і стисненні можуть утворюватися горючі суміші. Не слід змішувати R134a з R12, так як утворюється азеотропная суміш високого тиску з масовими частками компонентів 50 і 50%. Тиск насиченої пари цього холодоагенту трохи вище, ніж у R12 (відповідно 1,16 і 1,08 МПа при 45 оС). Пар R134a розкладається під впливом полум'я з утворенням отруйних і дратівливих сполук, таких, як фторводород.

						Арк.
						105
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата		

За класифікацією ASHRAE цей продукт відноситься до класу A1. У середнетемпературном обладнанні (температура кипіння -7 оС і вище) R134a має експлуатаційні характеристики, близькі до R12. Для R134a характерні невелика температура нагнітання (вона в середньому на $8 \dots 10$ оС нижче, ніж для R12) і невисокі значення тиску насичених парів.

Заходи безпеки при роботі з вуглекислим газом (вуглекислою):

Для роботи з холодоагентом R134a рекомендуються тільки поліефірні холодильні масла, які характеризуються підвищеною гігроскопічністю. R134a широко використовують у всьому світі в якості основної заміни R12 для холодильного обладнання, що працює в середнетемпературном діапазоні. Його застосовують в автомобільних кондиціонерах, побутових холодильниках, торговому холодильному середнетемпературном обладнанні, промислових установках, системах кондиціонування повітря в будівлях і промислових приміщеннях, а також на холодильному транспорті. Холодоагент можна використовувати і для ретрофіта обладнання, що працює при більш низьких температурах. Однак в цьому випадку, якщо не замінити компресор, то холодильна система буде мати знижену холодопродуктивність. R134a сумісний з низкою ущільнюючих матеріалів, в частості з прокладками, зробленими з таких матеріалів, як «Буна-Н», «хайпалон 48», «Неопрен», «Нордел», а також зі шлангами, футурованими нейлоном. Разом з тим в водоохолоджувальних установках з гвинтовими і відцентровими компресорами застосування R134a має певні перспективи.

У холодильних установках, що працюють при температурах кипіння нижче -15 оС, енергетичні показники R134a гірше, ніж у R12 (на 6% менше питома об'ємна холодопродуктивність при -18 оС), і холодильний коефіцієнт. У таких установках доцільно застосовувати холодоагенти з більш низькою нормальною температурою кипіння або компресор зі збільшеним годинним обсягом, описуваних поршнями.

						Арк.
						106
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

У середнетемпературних холодильних установках і системах кондиціонування повітря холодильний коефіцієнт R134a рівний коефіцієнту для R12 або вище його. У високотемпературних холодильних установках питома об'ємна холодопродуктивність при роботі на R134a також трохи вище (на 6% при $t_0 = 10$ оС), ніж у R12.

Через значного потенціалу глобального потепління GWP рекомендується застосовувати R134a в герметичних холодильних системах. Вплив R134a на парниковий ефект в 1300 разів сильніше, ніж у CO₂. Так, викид в атмосферу однієї заправки R134a з побутового холодильника (близько 140 г) відповідає викиду 170 кг CO₂. У Європі в середньому 448 г CO₂ утворюється при виробництві 1 кВт * год енергії, т. Е. Цей викид відповідає виробництву 350 кВт * год енергії.

Долікарська допомога

При отруєнні вуглекислотою, постраждалий повинен бути виведений на свіже повітря або в чисте тепле приміщення. Необхідно звільнити від одягу, що ускладнює дихання, надати постраждалому повний спокій. Рекомендується у всіх випадках отруєння вдихати кисень протягом 30-45 хвилин, зігріти хворого (обкласти грілками). У разі глибокого сну і можливого зниження больової чутливості слід дотримуватися обережності.

Рекомендується пити міцний солодкий чай або каву, вдихати з вати нашатирний спирт. Незалежно від стану, постраждалий повинен бути направлений до лікаря. У разі явищ задухи, кашлю при транспортуванні, хворий повинен лежати.

За наявності явищ роздратування слизистої оболонки, рекомендується полоскання носа і глотки 2%-вим розчином соди або водою.

При потраплянні в очі необхідно провести рясне промивання очей струменем чистої води. Потім слідувати до приходу лікаря надіти темні захисні окуляри. Не забинтовувати очі, не накладати на них пов'язок. При попаданні на шкіру можна чекати відмороження. Слід занурити уражену

					Арк.
					107
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата	

кінцівку в теплу воду (35-45°C) на 5-10 хвилин або зробити загальну ванну у разі поразки великої поверхні тіла. Осушити шкіру після ванни не розтиранням, а прикладаючи рушник, що добре вбирає воду.

Після цього слід на пошкоджену ділянку накласти мазеву пов'язку або змастити пошкоджену поверхню маззю. За відсутності мазі можна використовувати несолону вершкову або соняшникову олію. У разі появи міхурів у жодному випадку їх не розкривати, а накласти мазеву пов'язку прямо на міхури.

Засоби долікарняної допомоги

1. Нашатирний спирт (для дихання).
2. Валер'янові краплі.
3. Двовуглекислотна сода (для промивання очей та області роту).
4. Мазь Вишневського чи пеніцилінова мазь (для змащування постраждалої поверхні шкіри).
5. Темні захисні окуляри.
6. Стерильний матеріал (серветки, вата, бинти).
7. Дерев'яні лопатки (для накладення мазі).
8. У спеціально відведеному місці слід мати балон з киснем та обладнання до нього.

Висновки

Для забезпечення безпечних умов праці, передбачений ряд заходів. Перш за все, виконані основні вимоги по електробезпеці. Зроблений розрахунок заземляючих елементів, що в майбутньому робить неможливим бути ураженим електричним струмом від приладів тих, що працюють під напругою. Для нормального самопочуття працівників машинного цеху передбачена система мікроклімату, яка забезпечує притоку свіжого повітря. Нормальна освітленість з наявністю свіжого повітря в робочому приміщенні дозволяє комфортно відчувати робочому персоналу під час роботи, що плідно позначається на роботі в цілому.

									Арк.
									108
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата					

ВИСНОВКИ

1. Підвищення термодинамічної ефективності ПКТН пов'язане з максимальним використанням принципу регенерації для зниження ексергетичної втрат від «гарячого» дроселювання, а також із здійсненням багатоступінчастого стиснення для зниження питомих витрат підведеної в цикл роботи (ексергії).

2. Зовнішня регенерація за рахунок підігріву потоку теплоносія низько потенційного джерела тепла перед входом у випарник за рахунок глибокої утилізації тепла конденсату може проводитися незалежно від виду робочого тіла, режиму експлуатації і дозволяє звести до мінімуму непереборні втрати від дроселювання робочого тіла. Цей вид регенерації є універсальним і може бути використаний в переважній більшості випадків застосування теплових насосів.

3. Використання охолоджувача конденсату можливо в наступних основних режимах утилізації теплової енергії: тільки на ГВС і нагрів технологічних потоків; тільки на зовнішню регенерацію; на частковий нагрів теплоносія системи опалення і зовнішню регенерацію; частково на ГВС і зовнішню регенерацію; інші комбіновані режими. У цих випадках підведена до циклу ексергія найбільш ефективно витрачається в процесі утилізації тепла поновлюваних і вторинних джерел.

4. Використання природного робочого тіла R-600a за питомими показниками тепло-і холодопродуктивності можна порівняти із застосуванням R-134a. Однак, використання R-600a дозволяє здійснювати нагрів теплоносія до 90 ... 95 ° С. Використання в цьому випадку принципу зовнішньої регенерації істотно збільшує питому холодопродуктивність циклу, наближаючи його вид до трикутного і може розглядатися як нове рішення по підвищенню ефективності реальних термодинамічних циклів ПКТН.

5. Тепловий насос з розрахунку обійшовся в 540050 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати 56842 грн та окупається він за 3,9 років.

						Арк.
						109
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата		

Використанню в якості хладагенту ізобутану (R600a), що є натуральною речовиною, не викликає руйнування озонового шару та не сприяє парниковому ефекту на відміну від широко розповсюджених фреонів, нижчою ціною електроенергії, в порівнянні з газом, та незмінній енергетичній ефективності протягом року (COP = 4,28) вартий до вкладення грошей.

Система тепlopостачання теплового насосу в комплексі з сонячними колекторами має більші капітальні витрати (764050 грн), а також більший термін окупності (5,2 років), але ця система має менші витрати на експлуатацію (32153 грн) та виходячи з цього, незважаючи на витрати, ця система є досить привабливою з боку екологічності, тому що зменшується робота компресорів теплового насосу, що забезпечує зменшенню викидів вуглекислого газу, окислів азоту та інших газів, що викликає парниковий ефект, а також за використання відновлювальних джерел енергії.

						Арк.
						110
Зм.	Арж.	№ док.м.	Підпис	Дата		

Список використаних джерел інформації

1. Елистратов С.Л. Передовые схемные решения теплонасосных установок / С. Л. Елистратов, В. Е. Накоряков // Известия Вузов. Серия: Проблемы энергетики. - 2007. - № 11-12. - С.64-75.
2. Дубинин А.Б., Андриющенко А.И., Осипов В.Н. Эксергетический метод исследований как основа совершенствования теплоэнергетических установок // Вестн. Саратов. ГТУ. - 2004. - N 3(4). - С.31-44.
3. Дьяченко Ю.В. Исследование термодинамических циклов воздушно-холодильных машин: монография/ Ю.В. Дьяченко - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. -404с..
4. Nakoryakov V. E. Peculiarities of Bubble Spheroid Evaporation / V. E. Nakoryakov and S. L. Elistratov // Journal of Engineering Thermophysics. - 2009. Vol.18, № 2 . - P . 183-186.
5. Nakoryakov V. E. A Method of Evaluating heat Transfer during Nonisothermal Absorption /V. E. Nakoryakov and S. L. Elistratov // Thermal Engineering. - 2009. - Vol. 56, №3. - P. 210-213.
6. Karl Stephan. Heat Transfer in Condensation and Boiling, - Berlin: Springer-Verlag,1992. - p. 325
7. R. Radermacher, Y.Hwang. Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures. - New York: Taylor and Francis Group, 2005. - p. 307
8. J. Stene. Residential CO2 Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating. // International Journal of Refrigeration, 2005,Vol.28. - P. 1259-1265
9. Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения / Фролов В.П., Щербаков С.Н., Фролов М.В., Шелгинский А.Я. // Новости теплоснабжения. - 2004. - N 7(47). - С.34-39.

						Арх.
						111
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Эксергетические расчеты технических систем: Справ, пособие / Бродянский В.М., Верхивер Г.П., Карчев Я.Я. и др.; Ин-т техн. Теплофизики АН УССР. - Киев: Наук, думка, 1991. - 360 с.

11. Эксергетический анализ новых котельных технологий в составе энергоблоков ТЭС / Ноздренко Г.В., Щинников П.А., Серант Ф.А. и др. // Теплофизика и аэромеханика. - 2009. - Т. 16, N 2. - С.33 1-340.

12. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия /Пер. с польск. под. ред. В.М. Бродянского. -М.: Энергия, 1968. - 280с

13. Хейвуд Р.В. Анализ циклов в технической термодинамике / Пер. с англ. - М.: Энергия, 1979. - 280 с.

14. Теплообменные аппараты холодильных установок /Под ред. Г.Н. Даниловой — Л.: Машиностроение, 1986. — 303с.

15. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. ЧЛ. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ / Тимофеевский Л.С., Пекарев В.И., Бухарин Н.Н. и др. - СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. - 260 с.

16. Тепловые насосы и тепловые цеолитовые насосы. Теория, физические основы, применение, разновидности // С.О.К. - 2003. - N 12. - С.44-48, 50.

17. Тепловые насосы в жилых помещениях/ Briganti A. // АВОК. - 2001. - N 5. - С.24-26, 28, 31, 32; N 6. - С.32-36.

18. Теплонасосные установки и новые возможности для строительства /Reich D., Козлов С. // Строит, инженерия. - 2005. - N 9. - С.13-16.

						Арк.
						112
Зм.	Арж.	№ докум.	Підпис	Дата		