

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра технічної теплофізики

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти  
за освітньо-професійною програмою  
«Холодильні машини і установки»  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
на тему «Оцінка енергоефективності  
тепловикористального термотрансформатора з  
діоксидом вуглецю в якості робочої речовини»

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

В. М. Арсеньєв

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

О. С. Король

## Зміст

	с.
Вступ	3
1 Особливості застосування діоксиду вуглецю у холодильній техніці	5
2 Транскритичні цикли теплових насосів на діоксиді вуглецю	7
2.1 Комбінований цикл із детандерним розширенням діоксиду вуглецю в області насиченої пари	13
2.2 Комбінований цикл із регенеративним теплообмінником	15
2.3 Комбінований цикл із компресорно-детандерним агрегатом	18
3 Аналіз циклу тепловикористального термотрансформатора на діоксиді вуглецю у режимі теплового насосу	22
3.1 Опис схеми і режимні параметри	22
3.2 Розрахункова модель	26
3.3 Розрахунок параметрів теплового насоса, що працює за базовою схемою (рис. 3.1)	31
3.3.1 Початкові дані	31
3.3.2 Розрахунок параметрів у вузлових точках	32
3.3.3 Розрахунок режимних параметрів циклу	35
3.3.4 Енергетична ефективність циклу	37
3.3.5 Ексергетична ефективність циклу	38
3.4 Оптимізаційні розрахунки	
4 Альтернативні схеми тепловикористуючих термотрансформаторів на CO <sub>2</sub>	40
4.1 Загальна характеристика	40
4.2 Характеристика варіантів	44
5 Охорона праці	55
Висновки та рекомендації	61
Список використаних джерел	62

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Король</i>				<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перев.</i>	<i>Арсеньєв</i>				2	62	
<i>Реценз.</i>					<i>СумДУ гр. Х.м-91</i>		
<i>Н. контр.</i>	<i>Щарапов</i>						
<i>Затв.</i>	<i>Вансєв</i>						
					Оцінка енергоефективності тепловикористального термотрансформатора з діоксидом вуглецю		

## Вступ

### Актуальність роботи

У зв'язку з виконанням ряду міжнародних угод, що передбачають відмову від використання багатьох традиційних холодоагентів HFC - типу і обмеження емісії речовин, що посилюють парниковий ефект, в даний час потрібно більш широке застосування низькокипящих природних речовин, до яких відносяться діоксид вуглецю (R744), аміак (R717), ізобутан (R600a) і ін.

**Метою дослідження** є удосконалення енергозберігаючих тепловикористальних термотрансформаторів, у яких реалізується цикл Чистякова – Плотнікова.

### Завдання дослідження:

- розробка базової схеми альтернативних схемних рішень термотрансформатора (ТТФ);
- розробка методики розрахунку циклу ТТФ на R744 для теплонасосного режиму роботи;
- розробка методики оцінки показників енергоефективності циклу;
- аналіз і рекомендації.

**Об'єктом дослідження** є процеси трансформації скидної теплоти систем тепло-холодопостачання.

**Предмет дослідження** – процеси і параметри процесів термотрансформації в теплонасосних установках з використанням діоксиду вуглецю.

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		3

**Методи дослідження:** фізичні і математичні методи моделювання трансформації теплоти.

**Наукові результати та їхня новизна:**

1. Удосконалено фізичну та математичну моделі процесів трансформації скидної теплоти у термотрансформаторі з теплонасосним режимом роботи з урахуванням особливостей діоксиду вуглецю.

2. Вперше для подібного циклу виконана комплексна оцінка енергоефективності, яка включає показники екзегетичного аналізу.

3. Запропоновано 5 варіантів схемних рішень з використанням агрегатів «турбіна – компресор» на двох рівнях транскритичного циклу тепловикористального термотрансформатора з діоксидом вуглецю в якості робочої речовини.

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		4

# 1. Особливості застосування діоксиду вуглецю у холодильній техніці

Застосуванню діоксиду вуглецю в якості робочої речовини холодильних машин і теплових насосів останнім часом приділяється велика увага в зв'язку з тим, що він абсолютно безпечний, не горючий, не отруйний, дешевий та доступний в будь-яких кількостях.

Зміна клімату стало одним з найсерйозніших викликів, з яким стикається людство. Без всякого сумніву, питання охорони навколишнього середовища і безпеки є одними з найбільш актуальних при розробці холодильного обладнання.

В холодильній і кліматичній техніці після освоєння необхідного рівня технологій простежується глобальна тенденція підвищення енергоефективності систем завдяки поверненню до застосування природних холодоагентів, до яких відноситься і переживає своє друге відкриття CO<sub>2</sub>. Відомо, що визначальними факторами, що впливають на вибір робочої речовини для холодильних систем, є його вартість, енергоефективність, екологічність, безпеку і існуюче законодавство.

Вартість популярних на сьогоднішній день холодоагентів ДФУ в десятки разів перевищує вартість природних холодоагентів, в тому числі CO<sub>2</sub>. При цьому різниця у вартості між природними і штучними холодоагентами продовжує неухильно зростати. Використання дорогих фреонів значно підвищує витрати на первинну заправку холодильних установок і істотно збільшує витрати на їх подальше обслуговування. Крім цього, природні холодоагенти залишаються найдоступнішими в багатьох країнах світу.

Завдяки природному походженню CO<sub>2</sub> не впливає на руйнування озонового шару Землі і надає мінімальний вплив на розвиток штучного парникового ефекту. Цей холодоагент має нульову озоноруйнуючих здатність (ODP = 0) і

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

мінімальний потенціал глобального потепління ( $GWP = 1$ ), що в тисячі разів менше в порівнянні з поширеними сьогодні ДФУ холодоагентами.

За своїм термодинамічних властивостях  $CO_2$  не дуже підходить для використання в якості холодоагенту. Разом з тим,  $CO_2$  має низку унікальних теплофізичних властивостей, таких як високий коефіцієнт теплопередачі, відносно низька чутливість до втрат тиску, дуже низька в'язкість.

На практиці системи на  $CO_2$  забезпечують дуже високу продуктивність, в основному завдяки більш високим показникам теплообміну, дуже низькій витраті енергії на насосну циркуляцію при використанні  $CO_2$  в якості вторинного холодоагент і можливості використання режиму дуже низького тиску конденсації в зимовий час в холодних кліматичних умовах.

Для систем на  $CO_2$  характерна більш висока залежність їх ефективності від області застосування і кліматичних умов в порівнянні з системами на інших холодоагентах. Зниження ефективності системи зі збільшенням температури конденсації є характерною ознакою всіх холодоагентів, а  $CO_2$  належить до холодоагентів, для яких це зниження найбільш помітно. Хороші теплофізичні властивості  $CO_2$  в певній мірі компенсують цей недолік, але всьому є межа.

$CO_2$  характеризується високою енергоємністю при підвищених температурах, і при можливості утилізації тепла, що виділяється для нагріву води в системі господарсько-побутового водопостачання або інших аналогічних цілей загальна ефективність системи стає дуже високою. [7]

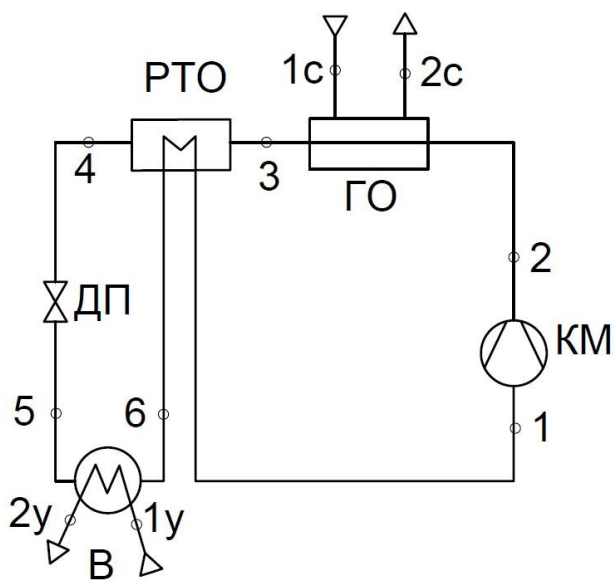
					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		6

## 2. Транскритичні цикли теплових насосів на діоксиді вуглецю

Принципово можна розглядати два види теплових насосів залежно від процесу розширення потоку стисненої робочої речовини:

- теплові насоси з дросельною схемою;
- теплові насоси з детандерною схемою.

Будь-який із цих видів може бути реалізований за одноступінчастою або за двоступінчастою схемою, в якій за перший ступінь стиснення робочої речовини використовують двофазний ежектор [6, 7]. На рисунку 2.1 подана схема теплового насоса і термодинамічний цикл із дроселюванням перед випарником і регенеративним теплообмінником.



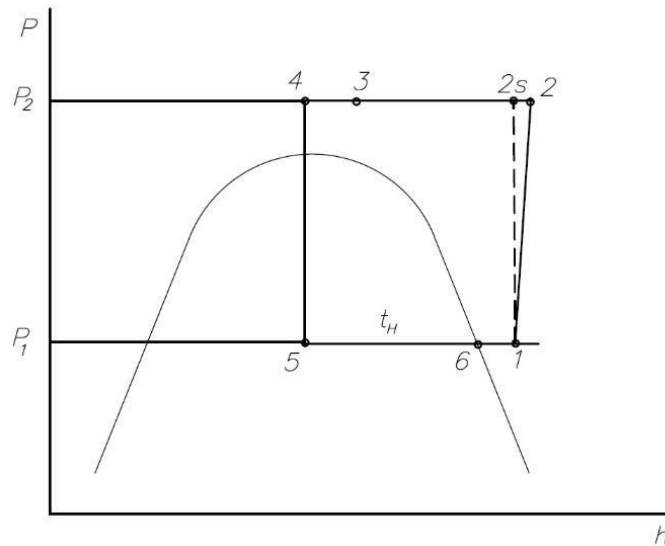
а)

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 10.00.00.00 ПЗ

Лист

7



б)

Рисунок 2.1 – Тепловий насос на R744: а) принципова схема; б) термодинамічний цикл:

КМ – компресор; ГО – газоохолоджувач; РТО – регенеративний теплообмінник; ДП – дросельний пристрій; В – випарник

У цілому структура циклу незначно відрізняється від циклу на синтезованих холодоагентах. Основна відмінність – це відсутність процесу конденсації, зважаючи на необхідність стиснення  $\text{CO}_2$  до закритичних тисків. Функції апарата передавання теплоти споживачеві виконує газоохолоджувач у процесі 2–3 для нагрівання мережевої води від стану 1 с до стану 2 с.

Установка в схемі регенеративного теплообмінника має на меті:

- необхідне для компресорів об’ємного типу перегрівання робочої речовини;
- зниження ступеня сухості насиченої пари в кінці процесу дроселювання (за відсутності відділювача рідини на вході у випарник).

Роль РТО в транскритичному циклі на R744 складніша, ніж для холодоагента НФС-типу, зважаючи на його вплив на параметри в



газоохолоджувачі та у випарнику й у цілому на показники енергоефективності.

Тиск газоподібного R744 після компресора  $P_2$  визначається в результаті оптимізаційного розрахунку за максимумом коефіцієнта перетворення.

Значення  $P_{2,опт}$  залежить від:

- температури кипіння робочої речовини у випарнику  $t_b$ ;
- температури теплоносія  $t_{2c}, t_{1c}$ ;
- ступеня регенерації в циклі;
- заданої мінімальної різниці температур  $t_2 - t_{2c}$ .

На відміну від одноступеневого парокомпресорного теплового насоса, що працює в докритичній області, енергетична характеристика COP з циклу в надкритичній області має максимум за  $P_2$ -варіє і фіксованому значенні  $P_1$ . Перетворимо величину COP до вигляду, зручного для аналізу, а саме:

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_T}{N_{i,k}}, \quad (2.1)$$

де  $\dot{Q}_T = \dot{m}_a \cdot (h_2 - h_3)$  – теплопродуктивність теплового насоса;

$N_{i,k}$  – індикаторна потужність компресора

$$N_{i,k} = \dot{m}_a (h_2 - h_1).$$

З урахуванням енергетичного балансу

$$N_{i,k} = \dot{Q}_T - \dot{Q}_B,$$

де  $\dot{Q}_B = \dot{m}_a (h_6 - h_5)$  – теплове навантаження на

										Лист
										9
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

ХМ 10.00.00.00 ПЗ

випарник.

Таким чином, одержимо

$$COP_i = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_T - \dot{Q}_B},$$

або

$$COP_i = \frac{1}{1 - \bar{q}_B}, \quad (2.2)$$

$$\text{де } \bar{q}_B = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_3}.$$

З огляду на те, що ізотерма в надкритичній області має складний характер кривизни, величина  $q_B$  змінює своє значення залежно від  $P_2$ , спочатку з позитивним градієнтом, а після проходження максимуму – з негативним градієнтом  $d\bar{q}_B/dP_2$ .

На рисунку 2.2 подані зміни питомих навантажень на випарник і газоохолоджувач залежно від  $P_2$  для циклу на R744 без регенеративного теплообмінника.

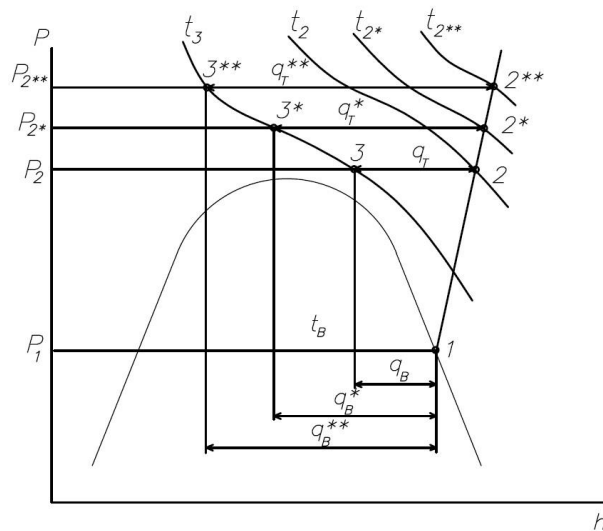


Рисунок 2.2 – Питоме навантаження на газоохолоджувач та випарник за  $P_1 = const$

та  $P_2 - varie$

На рисунку 2.3 також побудований графік функції

$\bar{q}_B$  та  $COP_i$  для теплового насоса з  $t_B = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$  ( $P_B =$

										Лист
										10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

ХМ 10.00.00.00 ПЗ

$= 3,48 \text{ МПа}$  );  $\eta_5 = 0,75$ ;  $t_3 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  в інтервалі зміни  $P_2 =$   
 $= 7-12 \text{ МПа}$

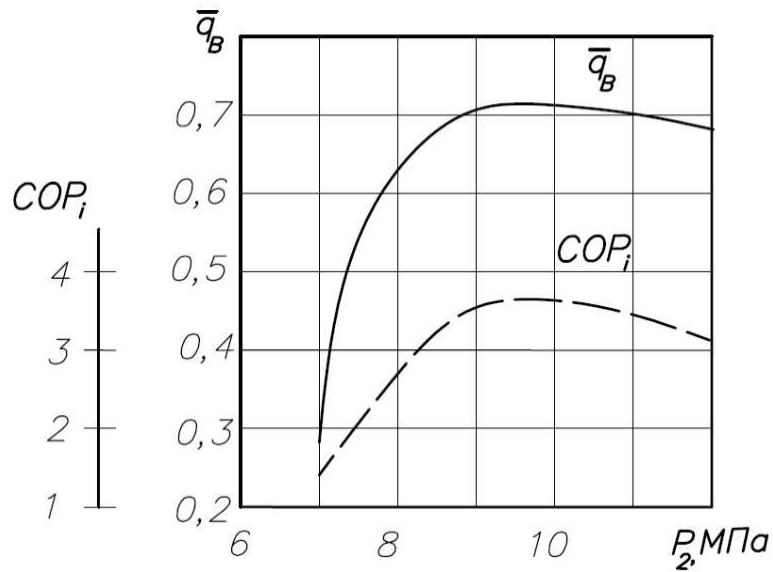


Рисунок 2.3 – Графік оптимізації  $P_2$

Цей цикл також характеризується значним впливом на коефіцієнт перетворення різниці температур теплоносія,

$\Delta t_c = t_{2c} - t_{1c}$ . У теплових насосах на синтезованих

холодоагентах цей вплив виявляється слабо, що пов'язано з ізотермічністю процесу конденсації.

На рисунку 2.4 подані зміни  $COP_e$  залежно від  $\Delta t_c$  за  $t_{2c} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  
 $t_B = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

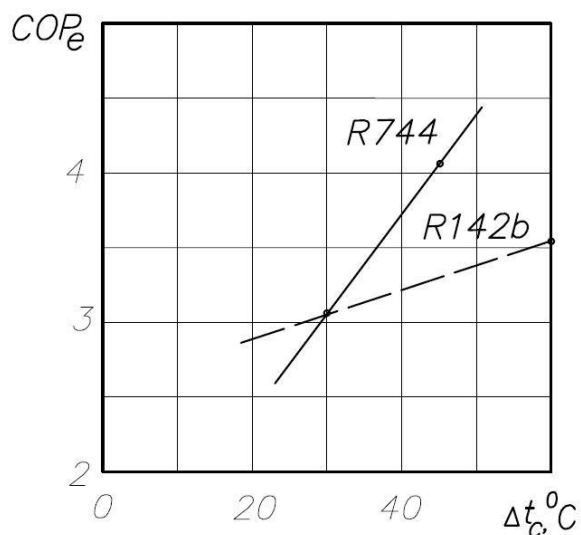


Рисунок 2.4 – Залежність  $COP_e$  від різниці температур нагрівального середовища у газоохолоджувачі (R744) і конденсаторі (R142b)

Підвищення енергоефективності теплового насоса на діоксиді вуглецю можна досягти такими змінами схемних рішень:

- застосуванням двоступінчастого стиснення з проміжним зовнішнім охолодженням;
- заміною процесу дроселювання на процес розширення в детандері;
- застосуванням двофазного ежектора для попереднього стиснення робочої речовини перед компресором.

## 2.1 Комбінований цикл із детандерним розширенням діоксиду вуглецю в області насиченої пари

Застосування для вищерозглянутого циклу турбомашин раціональне для великих значень теплопродуктивності (більше ніж 1 МВт) і температур нагрівання теплоносія  $t_{2c} = 80-90$  °С.

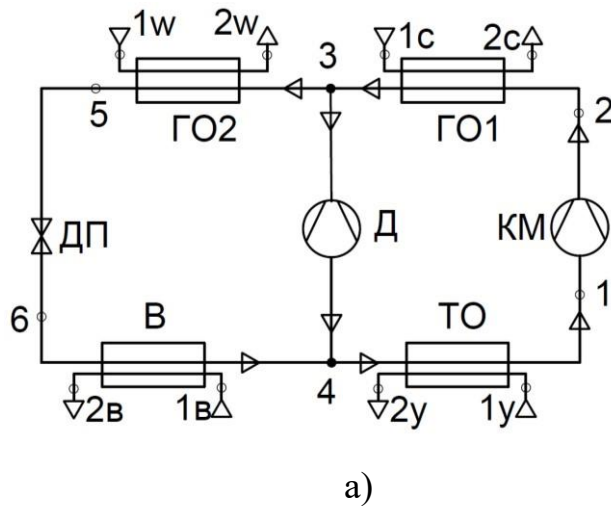
За більш низьких значень теплопродуктивності як компресора, так і детандера застосовують машини об'ємної або вихрової дії і зазвичай не пов'язані між собою загальним валом або передавальним механізмом.

У цьому випадку необхідно розширити зону детандерного розширення, що досягається шляхом установа детандера з більш низькою температурою входу потоку і його виходу в області насичення, з масовим паровмістом  $x_4 = 0,5-0,7$ .

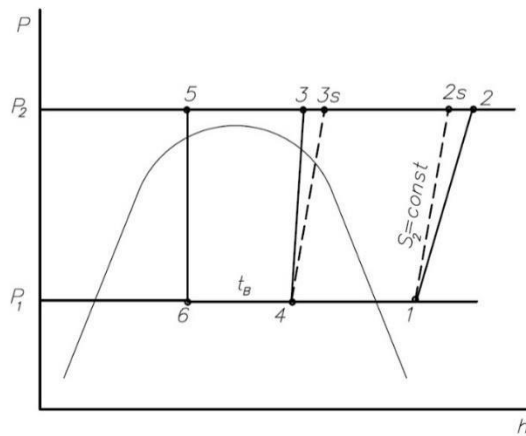
На рисунку 2.1.1 подано подібне схемне рішення. У цьому разі теплообмінний апарат перед компресором виконує функції випарника із забезпеченням перегрівання пари на 5–10 °С у частині теплообмінної поверхні. Стан у точці 3 залежить від початкової температури теплоносія (води, нагрівального середовища) на вході в газоохолоджувач ГО1. Якщо через ГО1 і ГО2 циркулює один і той самий потік середовища, що нагрівається, то й температура в стані точки 3 може братися за умови  $t_3 = t_5 + (10-15)$  °С, а температура в стані точки 5 береться з урахуванням температури входу нагрівального середовища в ГО2.

У цілому розрахунок за цією схемою аналогічний розрахунку, викладеному для схеми з турбомашинним агрегатом, але з урахуванням більш низьких значень адіабатних к. к. д. детандера.

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		13



а)



б)

Рисунок 2.1.1 – Схема (а) і комбінований цикл теплового насоса на діоксиді вуглецю з розширенням газу в детандері в область насиченої пари (б): КМ – компресор; Д – детандер; ГО1, ГО2 – газоохолоджувач;

ДП – дросельний пристрій; В – випарник; ТО – теплообмінник

Також необхідно відзначити важливу особливість, пов'язану з детандерним розширенням діоксиду вуглецю у закритичній області в стані насиченої пари, яка полягає в наближенні ізоентропного процесу до ізоентальпійного. Для циклів на будь-яких холодоагентах у докритичній області детандерного розширення було беззастережно замінено на дроселювання внаслідок зазначеного характеру проходження процесів. Для діоксиду вуглецю проходження процесу детандерного розширення істотно пов'язане з рівнем початкового тиску  $P_3$ , а також із паровмістом у кінцевому стані  $x_4$ . [7]

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 10.00.00.00 ПЗ

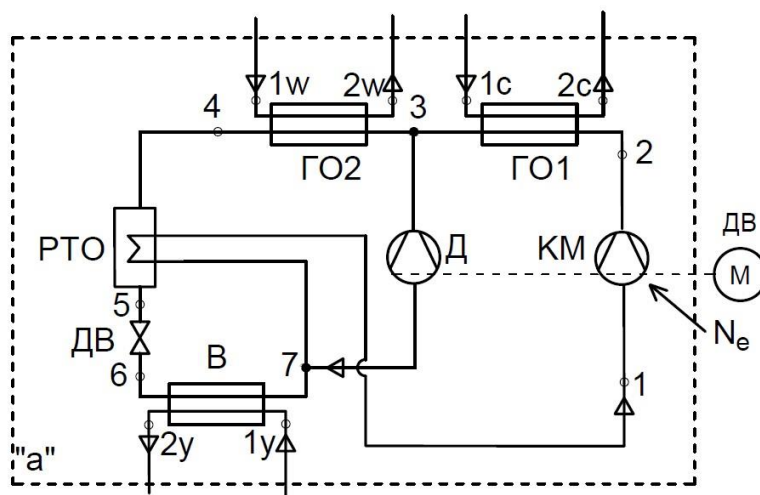
Лист

14

## 2.2 Комбінований цикл із регенеративним теплообмінником

У всіх вищенаведених комбінованих циклах перегрівання пари перед усмоктуванням у компресор забезпечується за рахунок теплоти зовнішнього низькопотенціального джерела. Для невисоких значень температур холодильного агенту у стані точки 2, на рівні 50–60 °С перегрівання пари можна реалізувати в регенеративному теплообміннику, як це прийнято в парокompресорних теплових насосах на синтезованих холодильних агентах. У цьому разі будуть мати місце зниження теплового навантаження, що відбирається від низькопотенціальних джерел, і, як наслідок, зменшення теплопродуктивності. Однак за малих значень перегрівання пари перед компресором і розширенням у детандері частини потоку до стану  $x = 1$  можна досягти малої різниці питомої адіабатної роботи  $\Delta l_s = l_s^K - l_s^D$ , що дозволяє підтримувати прийнятні значення коефіцієнта перетворення.

На рисунку 2.2.1 наведені схема та термодинамічне зображення розглянутого комбінованого циклу на діоксиді вуглецю.

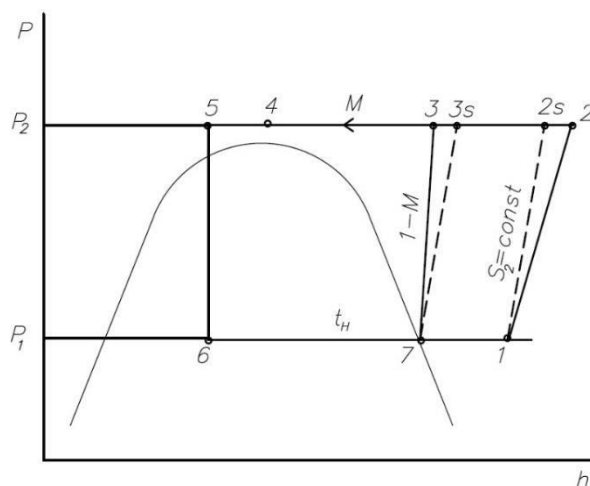


а)

Рисунок 2.2.1 – Тепловий насос на R744:

а – принципова схема; б – термодинамічний цикл: КМ – компресор; Д – детандер; ДВ – двигун;

ГО1, ГО2 – газоохолоджувач; РТО – регенеративний теплообмінник; В – випарник; ДП – дросельний пристрій



б)

Рисунок 2.2.1, аркуш 2

Відповідно до схеми робоча речовина R744 після стиснення в компресорі від тиску  $P_1$  до тиску  $P_2$  надходить у високотемпературний газоохолоджувач ГО1, де відбувається його охолодження до стану 3 за рахунок теплообміну з теплоносієм вторинного контура, наприклад з мережевою водою системи опалення.

Після газоохолодження ГО1 потік робочої речовини циклу поділяється на дві частини: дросельний  $\dot{m}_{др}$  та детандерний  $\dot{m}_д$ . Цей поділ характеризується відповідними частками  $M$  і  $1-M$ . Таким чином,

$$\dot{m}_{др} = M \cdot \dot{m}_a, \quad \dot{m}_д = (1 - M) \cdot \dot{m}_a,$$

де  $\dot{m}_a$  – масова витрата робочої речовини, що циркулює через компресор.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 10.00.00.00 ПЗ

Лист

16



Далі дросельний потік охолоджується в газоохолоджувачі ГО2 до стану 4 з передаванням теплоти іншому теплоносію, наприклад мережевій воді системи гарячого водопостачання. Після переохолодження дросельного потоку в регенеративному теплообміннику, РТО та дроселювання дросельний потік надходить у випарник, де за рахунок теплоти від утилізованого середовища відбувається кипіння рідкої фази до стану сухої насиченої пари, точка 7. Цей стан застосовують до детандерного потоку після розширення його в детандері, процес 3–7. Змішаний потік зі стану 7 перегрівається в регенеративному теплообміннику до стану 1 на вході в компресор.

Переваги цього циклу полягають у такому:

- детандер працює в області газового стану;
- за рахунок перерозподілу масової витрати і детандерних потоків можна забезпечувати досить великі значення загальної різниці температури теплоносіїв;

можливе використання двоступінчастого стиснення в турбокомпресор із проміжним охолодженням за одновальною або багатовальною схемою. [7]

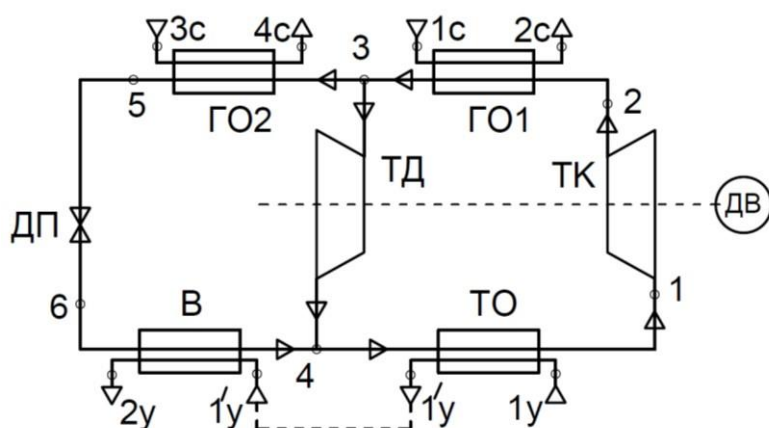
					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		17

## 2.3 Комбінований цикл із компресорно-детандерним агрегатом

Як бачимо з рисунка 4.16, підвищити  $COP_e$  циклу на діоксиді вуглецю можна за рахунок збільшення різниці температур середовища, що нагрівається на вторинному контурі. У подібному випадку рекомендується поєднання двопотокового нагрівання теплоносія (мережевої води), що можливо при використанні в одній системі двох рівнів температур: для традиційного та для підлогового опалення. Ця схемна реалізація можлива також для системи гарячого водопостачання. Ще більшу різницю температур потрібно реалізувати під час зимового режиму конвективної сушарки з нагріванням атмосферного повітря.

Автори пропонують для подібних вимог за  $\Delta t_c$  використовувати комбінований цикл теплового насоса, в якому матимуть місце детандерне розширення і дроселювання. Поєднання цих двох способів широко використовуються для термотрансформації теплоти криогенного рівня. Додаткова холодопродуктивність, що генерується детандером, може бути використана для більш глибокого охолодження потоку високого тиску.

На рисунку 2.3.1 подана схема та термодинамічне зображення розглянутого комбінованого циклу на діоксиді вуглецю з турбокомпресорним агрегатом, що працює в області газоподібного стану робочої речовини.



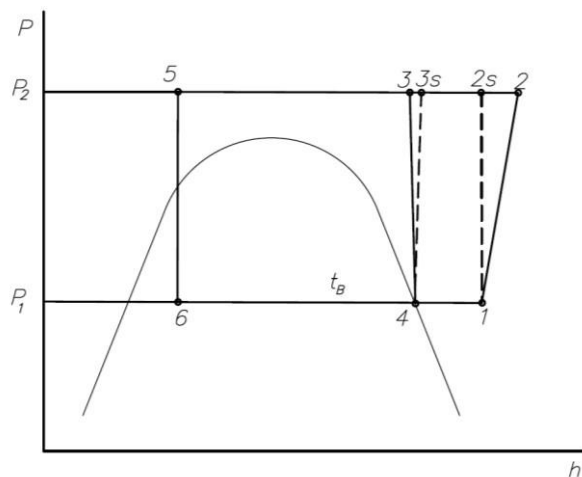
а)

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 10.00.00.00 ПЗ

Лист

18



б)

Рисунок 2.3.1 Схема (а) і комбінований цикл теплового насоса на діоксиді вуглецю з турбодетандером в області газového стану (б):

ТК – турбокомпресор; ТД – турбодетандер; ДВ – двигун; ГО1,

ГО2 – газоохолоджувач; ТО – теплообмінник; В – випарник;

ДП – дросельний пристрій

Відповідно до цієї схеми холодоагент (R744) після стиснення в турбокомпресорі надходить до високотемпературного газоохолоджувача ГО1, де в процесі 2–3 передає тепловий потік нагрівальній середовищу зі зміною його стану від 1 с до 2 с.

Після газоохолодження ГО1 потік холодоагенту поділяється на дві частини: дросельний та детандерний потоки. У свою чергу, детандерний потік розширюється в процесі 3–4 і з'єднується з дросельним потоком, що пройшов через газоохолоджувач ГО2, процес 3–5, дросельний пристрій, процес 5–6 і випарник В, процес 6–4.

У подальшому загальний потік холодоагенту перегрівається в процесі 4–1 до потрібного стану в точці 1 за рахунок підведеної в

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ХМ 10.00.00.00 ПЗ

Лист

19

теплообміннику ТО теплоти від утилізованого середовища, яка змінює свій стан у процесі

$1_y - 1'_y$ . Утилізоване середовище зі станом  $1'_y$  може бути виведене за межі даної системи або бути використаний його тепловий потенціал у випарнику В, процес  $1'_y - 2_y$ . Так само можуть бути пов'язані газоохолоджувачі з переходом нагрівального середовища від початкового стану 3 с до кінцевого 2 с.

Таким чином, це схемне рішення найдоцільніше за наявності низькопотенційних джерел теплоти двох температурних рівнів або одного джерела з великим інтервалом охолодження,  $t_{1y} - t_{2y} = 20 - 40$  °С.

Таке саме охолодження утилізованого середовища може мати місце для систем повітряного опалення або конвективних сушильних установок. На рисунку 2.3.2 подана схема подібного використання комбінованого циклу теплового насоса.

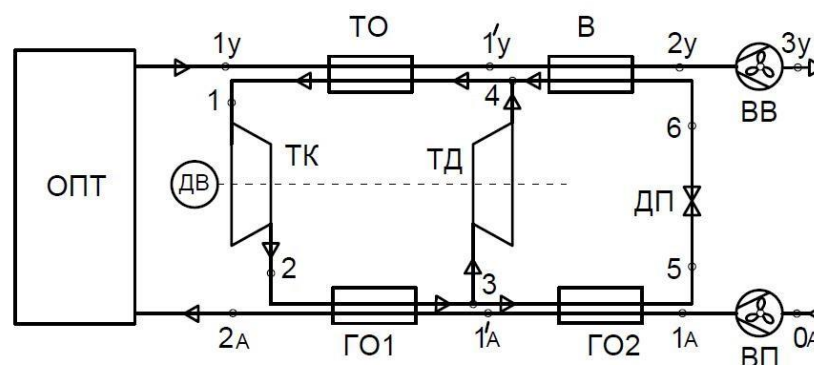


Рисунок 2.3.2 – Схема повітряного теплопостачання на базі теплового насоса, що працює за комбінованим циклом на R744:

ОПТ – об'єкт повітряного теплопостачання; ВП – вентилятор припливний;  
 ВВ – вентилятор витяжний;  $0_A, 1_A, 1'_A, 2_A$  – вузлові точки стану атмосферного повітря;  $1_y, 1'_y, 2_y, 3_y$  – вузлові точки стану витяжного повітря

Відповідно до схеми атмосферне повітря подається за допомогою припливного вентилятора. Нагрівання повітря від зовнішньої температури

до  $t_{2A}$  відбувається послідовно в газоохолоджувачі ГО1 і ГО2. У свою чергу, витяжне повітря передає своє тепло холодоагенту в теплообміннику ТО й у випарнику В. Газодинамічний опір повітря у випарнику компенсується витратою потужності у витяжному вентиляторі.

Зміна температури середовищ уздовж поверхні теплообмінних елементів подана на рисунку 2.3.3

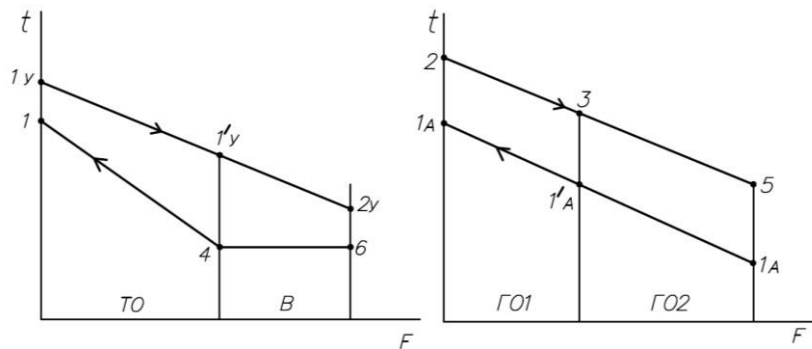


Рисунок 2.3.3 – Характер зміни температур у випарнику і газоохолоджувачі теплового насоса. [7]

### 3. Аналіз циклу тепловикористального термотрансформатора на діоксиді вуглецю у режимі теплового насосу.

#### 3.1. Опис схеми і режимні параметри.

На малюнку 3.1 представлені схема і цикл тепловикористальні. Холодоагент в стані точки 1 надходить з випарника в компресор КМ, де він стискається до стану точки 2 з параметрами  $P_2$  і  $t_2$ .

Для приводу компресора служить турбіна, де одночасно з процесом 1 – 2 в компресорі відбувається розширення холодоагенту від стану точки 5 до 6. При цьому забезпечується рівність температур і тисків для потоків після компресора і після турбіни, тобто:

$$P_6 = P_2; \quad t_6 = t_2$$

і відповідно

$$h_2 = h_6; \quad S_2 = S_6$$

Різними для турбіни і компресора будуть масові витрати холодоагенту, а саме:

$$\dot{m}_T > \dot{m}_{KM}$$

Співвідношення між цими масовими витратами базується на необхідності встановлення рівності потужності турбіни і компресора КМ<sub>1</sub>. У цьому випадку відпадає необхідність у додатковому приводі для компресора, крім пускового для розкрутки турбіни.

Змішаний потік холодоагенту після компресора і турбіни характеризується масовою витратою  $\dot{m}_{CM}$  або

$$\dot{m}_{CM} = \dot{m}_T + \dot{m}_{KM} \quad (3.1)$$

Позначаючи співвідношення масових витрат:

										Лист
										22
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

ХМ 10.00.00.00 ПЗ

$$M = \frac{\dot{m}_{KM}}{\dot{m}_T}$$

Рівняння (1) має вигляд:

$$\dot{m}_{CM} = \dot{m}_T + (1 + M) \quad (3.2)$$

У газоохолоджувачі відбувається процес охолодження змішаного потоку (процес 2 - 3) за рахунок передачі теплового навантаження  $\dot{Q}_{ГО}$  середовища споживача цієї теплоти, яка нагрівається в газоохолоджувачі від  $t_{1W}$  до  $t_{2W}$ . Це теплове навантаження і є теплопродуктивність теплонасосного режиму даного схемного рішення, тобто:

$$\dot{Q}_{ТН} = \dot{Q}_{ГО}$$

або

$$\dot{Q}_{ТН} = \dot{m}_{CM} (h_3 - h_2) \quad (3.3)$$

Зазвичай при розрахунку теплового насоса теплопродуктивність задається, що дозволяє за рівнянням (3) знайти масову витрату  $\dot{m}_{CM}$ .

Після газоохолоджувача змішаний потік розділяється на турбінний і компресорний. Турбінний потік в процесі 3 – 4 стискається в компресорі-наосі К-Н (стиснення в транс-критичному стані) до тиску  $P_4 = P_5$  і температури  $t_4$ . Далі в газонагрівачі холодоагент нагрівається в газоподібному процесі 4 – 5 за рахунок передачі теплоти від зовнішнього джерела зі зміною параметрів теплоносія від стану 1т до 2т.

Таким чином енергія холодоагенту в турбіні виходить за рахунок роботи підведеної при стисканні в процесі 3 – 4 і теплоти, що підводиться в газонагрівачі. Зважаючи на високу щільність холодоагенту в транскритичному

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						23
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

стані (процес 3 – 4) робота на стиснення значно менше, ніж тепловий потік в газонагрівачі,  $\dot{Q}_{ГН}$ .

Компресорний потік холодоагенту після газоохолоджувача дроселірується до тиску  $P_1$  (процес 3 – 7), а потім в випарнику відбувається кипіння рідкої фази холодоагенту до стану сухого насиченого пару (процес 7 – 1). Теплота, що витрачається на процес пароутворення холодоагенту передається від холодоносія (вода, розсільні рідини та ін.) зі зміною його температури від  $t_{1x}$  до  $t_{2x}$ .

Загальний енергетичний баланс для даної схеми (без урахування втрат в навколишнє середовище) має вигляд:

$$\dot{Q}_x + N_{e,к-н} + \dot{Q}_{ГН} = \dot{Q}_{ГО} \quad (3.4)$$

або

$$\dot{m}_k \cdot (h_1 - h_7) + \dot{m}_T \cdot (h_4 - h_3) + \dot{m}_T \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_{CM} (h_2 - h_3) \quad (3.5)$$

Після поділу всіх членів рівняння на  $\dot{m}_T$  отримаємо:

$$M \cdot (h_1 - h_7) + (h_5 - h_3) = (1 + M) \cdot (h_2 - h_3) \quad (3.6)$$

Рівняння (3.6) дозволяє отримати зв'язок частки компресорного потоку і параметрами циклу:

$$M = \frac{h_5 - h_3}{(h_2 - h_3) - (h_1 - h_7)} \quad (3.7)$$

З урахуванням того, що  $h_2 = h_6$

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



$$M = \frac{l_{i,T}}{q_{го} - q_B} \quad (3.8)$$

де  $l_{i,T} = (h_5 - h_6)$  – питома внутрішня робота турбіни;

$q_{го} = h_2 - h_3$  – питоме теплове навантаження на газоохолоджувач;

$q_B = h_1 - h_7$  – питоме теплове навантаження на випарник.

Коефіцієнт перетворення для теплонасосного режиму можна записати у вигляді:

$$COP_{TH} = \frac{\dot{Q}_{го}}{N_{e,к-н} + \dot{Q}_{ГН}} \quad (3.9)$$

Більш коректно в даному випадку розглядати коефіцієнт перетворення по повному ланцюгу від первинного палива,  $COP_{\Sigma}$  і для даної схеми він має вигляд:

$$COP_{\Sigma,TH} = \frac{\dot{Q}_{го}}{\frac{N_{e,к-н}}{COP_{EG}} + \frac{\dot{Q}_{ГН}}{COP_{TG}}} \quad (3.10)$$

де  $COP_{EG} = 0,28 \dots 0,32$  – коефіцієнт перетворення при електрогенерації від викопного палива;

$COP_{TG} = 0,85 \dots 0,95$  – коефіцієнт перетворення теплогенеруючих систем зі споживанням викопного палива (к.к.д. теплогенераторів, котельних установок).

Для можливості порівняння енергоефективності теплонасосного режиму для даної схеми і інших варіантів схемних рішень більш правильним є використання енергетичного методу термодинамічного аналізу.

Згідно моделі Д. Тсатсароніса [ ] можна записати:

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_{ex,TH} = \frac{E_{2W} - E_{1W}}{N_{e,k-n} + (E_{1T} - E_{2T}) + (E_{1X} - E_{2X})} \quad (3.11)$$

при  $E_{1X} - E_{2X} > 0$

Для умов  $E_{1X} < E_{2X}$

$$E_{ex,TH} = \frac{(E_{2W} - E_{1W}) + (E_{2X} - E_{1X})}{N_{e,k-n} + (E_{1T} - E_{2T})} \quad (3.12)$$

### 3.2. Розрахункова модель

Вихідними даними для розрахунку даного циклу є:

- теплопродуктивність,  $\dot{Q}_T$ ;
- параметри холодоносія первинного контуру: середа, температури  $t_{1X}$  та  $t_{2X}$ , тиск  $P_{1X}$  та  $P_{2X}$ ;
- параметри гріючого теплоносія: середа, температури  $t_{1T}$  та  $t_{2T}$ , тиску  $P_{1T}$  та  $P_{2T}$ ;
- параметри нагрівача середовища в тепловому насосі:  $t_{1W}$ ,  $P_{1W}$  та  $t_{2W}$ ,  $P_{2W}$ ;
- к.к.д. агрегату «турбіна-компресор» і його компонентів ( $\eta_{S,км}$ ;  $\eta_{S,T}$ ;  $\eta_{мех,агр}$ );
- к.к.д. компресора-насосу ( $\eta_{S,к-н}$ ;  $\eta_{мех,Т-к}$ ).

Для побудови циклу в будь-який з термодинамічних діаграм необхідно визначити рівні тисків в випарнику і газонагрівачі, тобто  $P_1$  і  $P_2$ . Що стосується третьої ізобари  $P_5$ , то цей рівень буде визначений після обчислення параметрів холодоагенту в стані точки 2.

Тиск  $P_1$  і  $P_2$  визначають залежно від заданих температур холодоносія  $t_x$  і нагрівача середовища  $t_w$ , як це прийнято для звичайних парокompресорних теплових насосів або холодильних машин.

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						26
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

- температура кипіння холодоагенту у випарнику:

$$t_B = t_{2x} - (3 \dots 5)^{\circ}\text{C} - \text{для рідких холодоносіїв};$$

$$\text{або } t_B = t_{2x} - (8 \dots 10)^{\circ}\text{C} - \text{для газового середовища.}$$

- температура в газоохолоджувачі змінна і до нагріваємого середовища «прив'язані» температури в стані точок 2 і 3, рисунок 3.2.

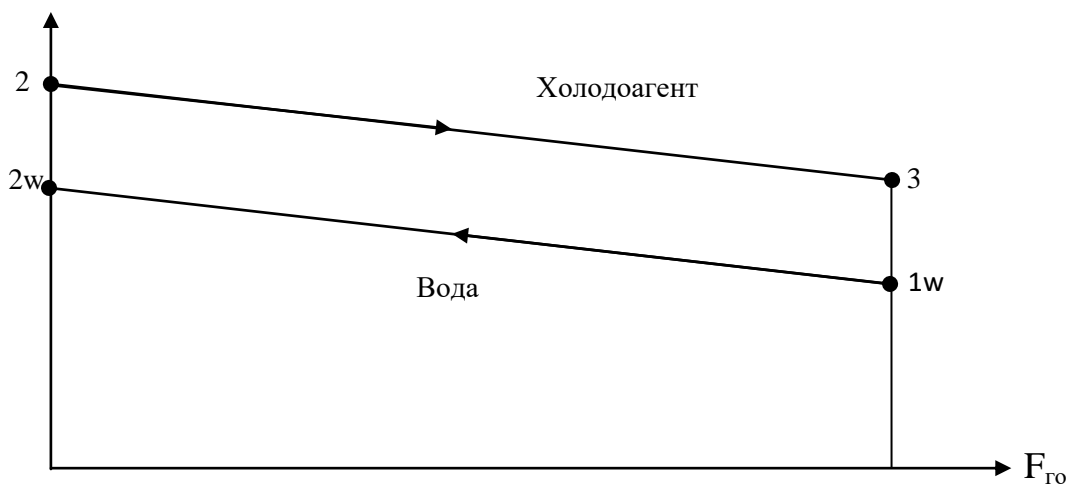


Рисунок 3.2.1 Характер зміни температури середовищ уздовж поверхні газоохолоджувача

Оптимальний тиск нагнітання  $P_2$  для підвищуючих термотрансформаторов давно сформульовано [ ] і може бути прийнято для розрахунків в інтервалі 100-120 бар.

Таким чином задаваючи величиною  $P_2$  з цього оптимуму обчислюємо ентальпію у точці 2 за рівнянням

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{s, \text{KM}}},$$

і за двома параметрами  $P_2$  м та  $h_2$  знаходимо температуру  $t_2$ . Далі слід перевірити умову, що  $t_2 > t_{2w}$  або  $t_2 \geq t_{2w} + (5 \dots 10)^{\circ}\text{C}$

Положення точки 3 буде відповідати при тиску  $P_2$  умові:

$$t_3 = t_{1x} + (5 \dots 10)^{\circ}\text{C}$$

Зважаючи на відсутність рекомендацій за величиною оптимальних значень частки компресорної витрати холодоагенту  $M$ , приймаємо для розрахунку  $M = 0,8$  з наступною варіативністю цього параметра для мінімізації енерговитрат. На підставі рівняння (... 6) запишемо:

$$h_5 = h_3 + (1 + M) \cdot (h_2 - h_3) - M \cdot (h_1 - h_7) \quad (3.13)$$

де  $h_7 = h_3$

На перетині ізоектропи  $S_{5S} = S_2$  і ізоентальпи  $h_{5S} = \text{const}$  знаходимо положення точки  $5_S$ .

У свою чергу ентальпія в точці  $5_S$  виходить з виразу для  $\eta_{S,T}$  і допущення

$$l_{S,T} = h_5 - h_{6S} = h_{5S} - h_6$$

$$h_6 = h_2$$

$$h_{5S} = h_2 + l_{S,T}$$

$$h_{5S} = h_2 + \frac{h_5 - h_2}{\eta_{S,T}} \quad (3.14)$$

Після визначення тиску в газонагрівачі,  $P_5$ , можна обчислити параметри в стані точки 4:

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4S} - h_3}{\eta_{S,K-H}} \quad (3.15)$$

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Далі йде визначення питомих навантажень за звичайними залежностями:

$$q_B = h_1 - h_3; q_{ГО} = h_2 - h_3; q_{ГН} = h_5 - h_4;$$

$$l_{i,КМ} = h_2 - h_1; l_{i,Т} = h_5 - h_2; l_{i,К-Н} = h_4 - h_3;$$

Після визначення масових витрат холодоагентів:

$$\dot{m}_{cn} = \frac{\dot{Q}_{ГО}}{q_{ГО}}; \dot{m}_T = \frac{\dot{m}_{cn}}{1 + M}; \dot{m}_k = \dot{m}_T \cdot M;$$

Визначаємо повні енергетичні навантаження:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_k \cdot q_B; \dot{Q}_{ГН} = \dot{m}_T \cdot q_{ГН};$$

$$N_{i,К} = \dot{m}_k \cdot l_{i,К}; N_{i,Т} = \dot{m}_T \cdot l_{i,Т}; N_{i,К-Н} = \dot{m}_T \cdot l_{i,К-Н};$$

За повним тепловим навантаженням визначаємо витрати холодоносія, нагріваемого середовища і теплоносія:

$$G_x = \frac{\dot{Q}_B}{\bar{C}_x \cdot (t_{1x} - t_{2x})}; G_w = \frac{\dot{Q}_{ГО}}{\bar{C}_w \cdot (t_{2w} - t_{1w})}; G_T = \frac{\dot{Q}_{ГН}}{\bar{C}_T \cdot (t_{1T} - t_{2T})};$$

Або для парових потоків теплоносія:

$$G_T = \frac{\dot{Q}_{ГН}}{h_{1T} - h_{2T}};$$

Об'ємні витрати:

$$\dot{V}_x = \frac{G_x}{\delta_x}; \dot{V}_w = \frac{G_w}{\delta_w}; \dot{V}_T = \frac{G_T}{\delta_T};$$

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		29

Коефіцієнти перетворення:

$COP_{TH}$  (рівняння .....9),  $COP_{\Sigma,TH}$  (рівняння ..... 10)

Для визначення енергетичної ефективності необхідно відповідно до рівнянь (11 і 12) визначити питомі енергії в вузлових точках середовищ, що знаходяться в процесі теплообміну з холодоагентом.

Для рідких середовищ  $j$ -ого потоку згідно [ ]

$$e_j = \bar{c}_j \cdot (T_j - T_{oc}) + \frac{P_j - P_{oc}}{\delta_j} - T_{oc} \cdot \bar{c}_j \cdot \ln \cdot \frac{T_j}{T_{oc}};$$

$$E_j = \dot{m}_j \cdot e_j;$$

Для газових потоків в ідеально-газовому стані (атмосферне повітря, продукти згорання котельних установок і ін.)

$$e_j = \bar{c}_{p,j} \cdot (T_j - T_{oc}) - T_{oc} \cdot (\bar{c}_{p,j} \cdot \ln \cdot \frac{T_j}{T_{oc}} - R_j \cdot \ln \cdot \frac{P_j}{P_{oc}});$$

Для реальних газів:

$$e_j = (h_j - h_{oc}) - T_{oc} \cdot (S_j - S_{oc})$$

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		30

### 3.3. Розрахунок параметрів теплового насосу, що працює за базовою схемою (рис. 3.)

#### 3.3.1. Початкові дані

- холодоагент: діоксид вуглецю, R 744;

- теплопродуктивність,  $Q_{ТН} = 100$  кВт;

- нагріваєме середовище - вода з параметрами по входу і виходу в тепловий насос:

$$t_{1W} = 35^{\circ}\text{C}; t_{2W} = 65^{\circ}\text{C}; P_{1W} = 1,6 \text{ бар}; P_{2W} = 1,35 \text{ бар};$$

- утилізоване середовище в первинному контурі (холодоносій) - 15%-ний водний розчин етиленгліколю з параметрами:

$$t_{1x} = 15^{\circ}\text{C}; t_{2x} = 12^{\circ}\text{C}; P_{1x} = 3,2 \text{ бар}; P_{2x} = 2,4 \text{ бар}$$

- теплоносій для газонагрівача – продукти згоряння котельної установки з параметрами:

$$t_{1T} = 150^{\circ}\text{C}; t_{2T} = 130^{\circ}\text{C}; P_{1T} = 102 \text{ кПа}; P_{2T} = 101,8 \text{ кПа}$$

- адіабатні к.к.д.:

$$\eta_{S,T} = 0,85; \eta_{S,КМ} = 0,8; \eta_{S,К-Н} = 0,8$$

- механічні к.к.д.:

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						31
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_{\text{мех,т}} = 0,95; \eta_{\text{мех,км}} = 0,95; \eta_{\text{мех,к-н}} = 0,95$$

- розрахункові параметри навколишнього середовища:

$$t_{\text{oc}} = 0^{\circ}\text{C}; P_{\text{oc}} = 100 \text{ кПа}$$

### 3.3.2 Розрахунок параметрів у вузлових точках циклу

Визначаємо параметри холодоагенту у випарнику:

- температура кипіння:  $t_{\text{в}} = t_{2\text{x}} - 5^{\circ}\text{C} = 12 - 5 = 7^{\circ}\text{C}$

- параметри в точці 1:

$$P_1 = 41,76 \text{ бар}; h_1 = 426,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; S_1 = 1,8052 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot \text{К})}; U_1 = 0,0082 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Приймаємо тиск в газоохолоджувачі:  $P_{\text{го}} = P_2 = 90 \text{ бар}$ . Всі параметри для вузлових точок (табличні і розрахункові) зводимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1. - Параметри холодоагенту в вузлових точках циклу

точки	1	2 <sub>s</sub>	2	3	4 <sub>s</sub>	4	5	5 <sub>s</sub>	6	7
параметри										
$t, ^{\circ}\text{C}$	7	66,02	69,61	40	60,54	61,23	106,82	108,6	69,61	7
$P, \text{ бар}$	41,6	90	90	90	142,9	142,9	142,9	142,9	90	41,6
$h, \text{ кДж/кг}$	426,13	454,97	462,18	343,61	636,61	356,11	480,205	483,386	462,18	343,61
$S, \text{ кДж/кг}$	1,8052	1,8052	1,82634	1,45951	1,45951	1,46698	1,81753	2,82631	1,82634	1,51
$U, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	0,0082	0,0046	0,00479	0,00207	0,00176	0,00178	0,00343	0,00348	0,00479	0,00541
$x$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,604



Параметри в точці 2S визначаємо по Refrigerant calculator (RC) для умов  $P_{2S} = 90$  бар;  $z_{2S} = S_1 = 1805,2$  Дж/кг. К і заносимо в таблицю 3.1.

Визначаємо ентально в точці 2:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2S} - h_1}{\eta_{S, KM}} = 426,13 + \frac{454,97 - 426,13}{0,8} = 462,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Для точки 2 по RC для умов  $P_2 = 90$  бар;

$$h_2 = 462,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Знаходимо  $t_2$ ,  $S_2$ ,  $U_2$  і заносимо в таблицю. Ці ж параметри характеризують точку G.

Визначаємо температуру в точці 3 за формулою:

$$t_3 = t_{1W} + (5 \dots 10)^0\text{C}; t_3 = 35 + 5 = 40^0\text{C}$$

Для умов  $P_3 = 90$  бар та  $t_3 = 40^0\text{C}$  по RC визначаємо  $t_3$ ,  $S_3$ ,  $U_3$  та заносимо значення цих величин в таблицю 3.1.

Далі переходимо на третій рівень тиску, тобто  $P_5$ , який в даній випадку не можна призначати довільно, а визначити через параметри точки  $5_S$  з урахуванням того, що один параметр для цієї точки відомий:  $S_{5S} = S_2$ , а ентальпія  $h_{5S}$  може бути визначена через  $h_5$  та  $\eta_{S, T}$ .

Для знаходження  $h_5$  задаємося значенням частки  $M$ , яку приймаємо  $M = 0,5$ .

Далі використовуючи рівняння (... 13) визначаємо  $h_5$ :

$$\begin{aligned} h_5 &= h_3 + (1 + M) \cdot (h_2 - h_3) - M \cdot (h_1 - h_3) \\ &= 343,61 + 1,5 \cdot (454,97 - 343,61) - 0,5 \cdot (426,13 - 343,61) \end{aligned}$$

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= 480,205 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаючи  $h_5$ , переходимо до  $h_{5S}$ :

$$h_{5S} = h_2 + \frac{h_5 - h_2}{\eta_{s,T}} = 462,18 + \frac{480,205 - 462,18}{0,85} = 483,386 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Для умов  $h_{5S} = 483,386$  та  $S_{5S} = S_2 = 1,82634 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

За діаграмою знаходимо  $P_{5S}$ ,  $t_{5S}$ ,  $U_{5S}$  і значення цих величин заносимо в таблицю 2.1.

Для умов точки 5 ( $P_7 = P_{5S} = 142,9$  бар та  $h_5 = 480,205 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ) по РС знаходимо  $t_5$ ,  $S_5$ ,  $U_5$  і заносимо в таблицю 2.1.

Знаючи  $P_5 = P_{4S}$  визначаємо по РС параметри в точці 4<sub>S</sub> за умовами:

$P_{4S} = 142,9$  бар,  $S_{4S} = S_3 = 1,45951 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  та заносимо у таблицю 2.1.

Визначаємо ентально в точці 4:

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4S} - h_3}{\eta_{s,K-H}} = 343,61 + \frac{353,61 - 343,61}{0,8} = 356,11 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Для умов точки 4 ( $P_4 = P_5 = 142,9$  бар та  $h_4 = 356,11 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ) по РС знаходимо  $t_4$ ,  $S_4$ ,  $U_4$  та значення цих величин заносимо в таблицю 2.1.

Для точки 7 за умовами  $P_7 = P_1 = 41,6$  бар,  $t_7 = 7^{\circ}\text{C}$ ,  $h_7 = h_3 = 343,61$  по діаграмі знаходимо  $S_7$ ,  $U_7$  і ступінь сухості насиченого пару  $X_7$ . Результати заносимо в таблицю 3.1.

### 3.3.3. Розрахунок режимних параметрів циклу.

Питомі навантаження для компонентів схеми:

$$q_B = h_1 - h_3 = 426,13 - 343,61 = 82,52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{\text{ГО}} = h_2 - h_3 = 462,18 - 343,61 = 118,57 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{\text{ГН}} = h_5 - h_4 = 480,205 - 356,11 = 124,095 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$l_{i,\text{КМ}} = h_2 - h_1 = 462,18 - 426,13 = 36,05 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$l_{i,\text{Т}} = h_5 - h_6 = 480,205 - 462,18 = 18,025 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$l_{i,\text{К-Н}} = h_4 - h_3 = 356,11 - 343,61 = 12,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Масові витрати потоків холодоагенту:

$$\dot{m}_{\text{СМ}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ГО}}}{q_{\text{ГО}}} = \frac{100}{118,57} = 0,84338 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\dot{m}_{\text{Т}} = \frac{\dot{m}_{\text{СМ}}}{1 + M} = \frac{0,84338}{1 + 0,5} = 0,56225 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$\dot{m}_{\text{КМ}} = M \cdot \dot{m}_{\text{Т}} = 0,5 \cdot 0,56225 = 0,28113 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		35

Повні енергетичні навантаження:

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot q_B = 0,28113 \cdot 82,52 = 23,199 \text{ кВт};$$

$$\dot{Q}_{\text{ГН}} = \dot{m}_T \cdot q_{\text{ГН}} = 0,56225 \cdot 124,095 = 69,772 \text{ кВт};$$

$$N_{i,\text{KM}} = \dot{m}_K \cdot l_{i,\text{KM}} = 0,28113 \cdot 36,05 = 10,135 \text{ кВт};$$

$$N_{i,T} = \dot{m}_T \cdot l_{i,T} = 0,56225 \cdot 18,025 = 10,135 \text{ кВт};$$

Умова рівності  $N_{i,\text{KM}} = N_{i,T}$  дотримується при рівності  $\eta_{\text{мех}}$ , дотримується рівність  $N_e$  турбіни і компресора.

$$N_{i,\text{K-H}} = \dot{m}_T \cdot l_{i,\text{K-H}} = 0,56225 \cdot 12,5 = 7,028 \text{ кВт};$$

$$N_{e,\text{K-H}} = \frac{N_{i,\text{K-H}}}{\eta_{\text{мех},\text{K-H}}} = \frac{7,028}{0,95} = 7,398 \text{ кВт};$$

Витрати тепло і холодоносіїв:

$$G_x = \frac{\dot{Q}_B}{\bar{c}_x \cdot (t_{1x} - t_{2x})} = \frac{23,2}{3,93 \cdot (15 - 12)} = 1,968 \text{ кгс};$$

$$\dot{V}_{1x} = \frac{G_x}{S_{1x}} = \frac{1,968}{1020} = 0,00193 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 6,945 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$G_W = \frac{\dot{Q}_{\text{го}}}{\bar{c}_W \cdot (t_{2W} - t_{1W})} = \frac{100}{4,174 \cdot (65 - 35)} = 0,7986 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		36

$$\dot{V}_W = \frac{G_W}{S_W} = \frac{0,7986}{988,1} = 0,000808 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 2,909 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

$$G_T = \frac{\dot{Q}_{\text{ГН}}}{\bar{C}_{\text{P,T}} \cdot (t_{1\text{T}} - t_{2\text{T}})} = \frac{69,772}{1,12348 \cdot 20} = 3,105 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 11178,6 \frac{\text{кг}}{\text{час}}$$

$$\dot{V}_{1\text{T}} = \frac{G_T}{S_{1\text{T}}} = \frac{3,05}{0,8315} = 3,734 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 13443 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}$$

Де  $\bar{C}_{\text{P,T}} = 1,105 + 0,000132 \cdot \bar{t}_T$ ,  $\bar{t}_T = 0,5 (t_{1\text{T}} + t_{2\text{T}})$

$$\bar{t}_T = 0,5 \cdot (150 + 130) = 140^\circ\text{C};$$

$$\bar{C}_{\text{P,T}} = 1,105 + 0,000132 \cdot 140 = 1,12348 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

$$S_{\text{AT}} = \frac{P_{1\text{T}}}{R_T \cdot T_{1\text{T}}} = \frac{102}{0,29 \cdot (150 + 273)} = 0,8315 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$R_T = 0,29 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  - газова постійна димових газів для об'ємних часток компонентів:

$$\chi_{\text{CO}_2} = 0,102; \chi_{\text{O}_2} = 0,02; \chi_{\text{H}_2\text{O}} = 0,109; r_{\text{N}_2} = 0,769;$$

### 3.3.4 Енергетична ефективність циклу:

$$\text{COP}_{\text{ТН}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ГО}}}{\dot{Q}_{\text{ГН}} + N_{\text{е,к-н}}} = \frac{100}{69,772 + 7,398} = 1,296 \cong 1,3$$

$$\text{COP}_{\Sigma, \text{ТН}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ГО}}}{\frac{\dot{Q}_{\text{ГН}}}{\text{COP}_{\text{ТГ}}} + \frac{N_{\text{е,к-н}}}{\text{COP}_{\text{ЕГ}}}} = \frac{100}{\frac{69,772}{0,9} + \frac{7,398}{0,3}} = 0,979 \cong 0,98$$

					ХМ 10.00.00.00 ПЗ	Лист
						37
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3.3.5 Ексергетична ефективність циклу.

Ексергія потоку холодоносія:

$$C_{1x} = \bar{C}_x \cdot (t_{1x} - t_{oc}) + \frac{P_{1x} - P_{oc}}{S_x} - T_{oc} \cdot \bar{C}_x \cdot \ln \cdot \frac{T_{1x}}{T_{oc}},$$

$\bar{C}_x$  – середня теплоємність холодоносія в інтервалі температур  $t_{1x}$  та  $t_{oc}$ ;

По [ ]  $\bar{C}_x = 3,92 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$$e_{1x} = 3,92 \cdot (15 - 0) + \frac{320 - 100}{1020} - 273 \cdot 3,92 \cdot \ln \cdot \frac{288}{273} = 1,774 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$E_{1x} = G_x \cdot e_{1x} = 1,968 \cdot 1,774 = 3,492 \text{ кВт};$$

$$e_{2x} = \bar{C}_x \cdot (t_{2x} - t_{oc}) + \frac{P_{2x} - P_{oc}}{S_x} - T_{oc} \cdot \bar{C}_x \cdot \ln \cdot \frac{T_{2x}}{T_{oc}},$$

$$e_{2x} = 3,915 \cdot (12 - 0) + \frac{240 - 100}{1020} - 273 \cdot 3,915 \cdot \ln \cdot \frac{285}{279} = 1,1405 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$E_{2x} = G_x \cdot e_{2x} = 1,968 \cdot 1,1405 = 2,244 \text{ кВт};$$

$$E_{1x} - E_{2x} = 3,492 - 2,244 = 1,248 \text{ кВт};$$

$E_{1x} > E_{2x}$ , тому приймаємо для розрахунку  $E_{ex}$  рівняння (...11).

Ексергія потоку води, що нагрівається.

					ХМ 10.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		38

Визначаємо відразу приріст енергії:

$$\Delta E_W = E_{2W} - E_{1W} \text{ за формулою:}$$

$$\Delta E_W = C_W \cdot [\bar{C}_W \cdot (t_{2W} - t_{1W}) + \frac{P_{2W} - P_{1W}}{S_W} - T_{oc} \cdot \bar{C}_W \cdot \ln \cdot \frac{T_{2W}}{T_{1W}}],$$

$$\Delta E_W = 0,7986 \cdot [4,174 \cdot (65 - 39) + \frac{160 - 135}{995,6} - 273 \cdot 4,174 \cdot \ln \cdot \frac{338}{308}],$$

$$= 0,7986 \cdot 19,333 = 15,439 \text{ кВт}$$

Ексергія потоку теплоносія для газонагрівача:

$$\Delta E_T = E_{1T} - E_{2T}$$

$$\Delta E_T = G_T \cdot [\bar{C}_{P,T} \cdot (t_{1T} - t_{2T}) - T_{oc} \cdot (\bar{C}_{P,T} \cdot \ln \cdot \frac{T_{1T}}{T_{2T}} - R_T \ln \frac{P_{1T}}{P_{2T}})];$$

$$\Delta E_T = 3,105 \cdot [1,1235 \cdot (150 - 130) - 273 \cdot (1,1235 \cdot \ln \cdot \frac{423}{403} - 0,29 \cdot \ln \cdot \frac{102}{101,8})] =$$

$$= 3,105 \cdot 19,0045 = 59,009 \text{ кВт}$$

$$E_{ex,TH} = \frac{\Delta E_W}{N_{e,K-H} + \Delta E_T + \Delta E_x} = \frac{15,439}{7,398 + 59,009 + 1,248} = \frac{15,439}{67,655} = 0,228$$

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		39

## 4. Альтернативні схеми

### 4.1. Загальна характеристика

Головний недолік базової схеми розглянутого термотрансформатора полягає в тому, що для його функціонування необхідно підводити крім енергії у формі теплоти (навантаження на газонагрівач) механічну роботу (або електроенергію) для приводу компресора в контурі прямого циклу.

Оцінка цієї роботи виконана в розділі 3 і характеризується наступними показниками:

- ставлення індикаторних потужностей компресорів:

$$\frac{N_{i,KM2}}{N_{i,KM1}} = \frac{7,028}{10,13} = 0,69 \quad (70\%)$$

- частка витрат на привід КМ<sub>2</sub> в загальних енерговитратах для оцінки ефективності циклу за величиною COP<sub>Σ</sub>:

$$\frac{\frac{N_{e,KM2}}{COP_{эг}}}{\frac{\dot{Q}_{ГН}}{\eta_T} + \frac{N_{e,KM2}}{COP_{эг}}} = \frac{\frac{7,4}{0,3}}{\frac{69,8}{0,9} + \frac{7,4}{0,3}} = 0,24 \quad (24\%)$$

З метою виключення споживання електроенергії для приводу компресора КМ<sub>2</sub> в базовій схемі пропонується стиснення діоксиду вуглецю в прямому і зворотному циклах термотрансформатора реалізувати в компресорах з приводом тільки від газових турбін, що працюють також на СО<sub>2</sub> (застосувати агрегати «турбіна – компресор»).

Таким чином гібридна базова схема може бути перетворена в повністю тепловикористовуючу, що дуже важливо при використанні скидних джерел

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						40
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



теплоти для отримання холоду або мультиплікації теплоти при переході до більш низьких температур для споживача в теплонасосному режимі.

Загальні положення для альтернативних схем термотрансформатора характеризуються наступним чином:

1. Енергетичний баланс для всіх альтернативних схем:

$$\dot{Q}_{ГН} + \dot{Q}_X = \dot{Q}_W \quad (4.1)$$

При розрахунку в режимі холодильної машини задається величина холодопродуктивності  $\dot{Q}_X$ ; в режимі теплового насоса - теплопродуктивність  $\dot{Q}_W$ . Головне призначення даного рівняння – висновок на масові витрати холодоагенту.

2. За рахунок підведення енергії в формі теплоти в газонагрівачі забезпечується головна вимога: надлишок роботи, одержуваний в прямому циклі витрачається на реалізацію зворотного циклу (генерацію холоду або мультиплікацію теплоти). Дану умову можна записати у вигляді:

$$(N_T - N_{KM})_{пр} = (N_{KM} - N_T)_{обр} \quad (4.2)$$

Технічна реалізація умови 4.2. може бути виконана двома способами.

Перший спосіб передбачає механічну передачу надлишкової потужності агрегату «турбіна – компресор» в контурі прямого циклу в агрегат контуру зворотного циклу. В цьому випадку потрібно одновальне з'єднання обох агрегатів.

За другим способом передається електрична енергія від генератора на валу агрегату в контурі прямого циклу до електродвигуна, встановленого на

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						41
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

валу агрегату в контурі зворотного циклу. Для цього способу компенсаційного зв'язку агрегатів необхідно при розрахунках враховувати втрати потужності в електрогенераторі і електродвигуні.

3. Сполучення прямого і зворотного циклу відбувається в процесах охолодження холодоагенту і передачі теплоти зовнішньому джерелу. Зазначені процеси характеризуються однаковими тисками і температурами (проміжного рівня).

4. Теплота, що відводиться при проміжному тиску в прямому і зворотному циклах підсумовується, що і призводить до мультиплікації теплоти, яка передається від газонагрівача до споживача в теплонасосному режимі. Таким чином теплопродуктивність записується у вигляді:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_{\text{пр}} \cdot (q_{\text{Г0}})_{\text{пр}} + \dot{m}_{\text{обр}} \cdot (q_{\text{Г0}})_{\text{обр}} \quad (4.3)$$

5. Коефіцієнти перетворення:

- для режиму холодильної машини:

$$\text{COP}_{\text{ХМ}} = (\text{COP}_{\Sigma})_{\text{ХМ}} = \frac{\dot{Q}_X}{\dot{Q}_{\text{ГН}}} \quad (4.4)$$

- для режиму теплового насоса:

$$\text{COP}_{\text{ТН}} = (\text{COP}_{\Sigma})_{\text{ТН}} = \frac{\dot{Q}_W}{\dot{Q}_{\text{ГН}}} \quad (4.5)$$

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		42

Якщо тепловий потік для газонагрівача генерується за рахунок споживання викопного палива (газ, вугілля, мазут) в теплогенераторі, то при розрахунку COP необхідно величину  $\dot{Q}_{ГН}$  розділити на к.к.д. теплогенератора.

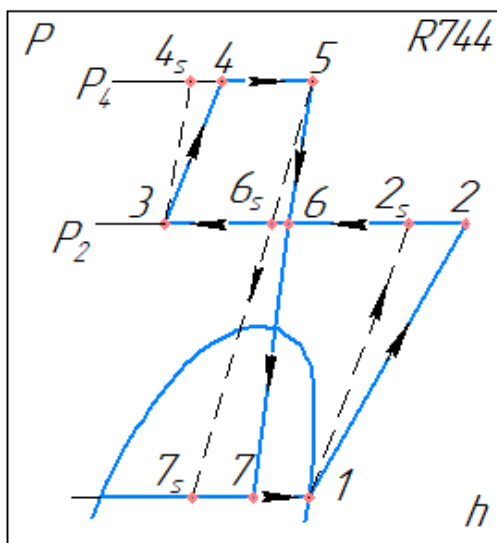
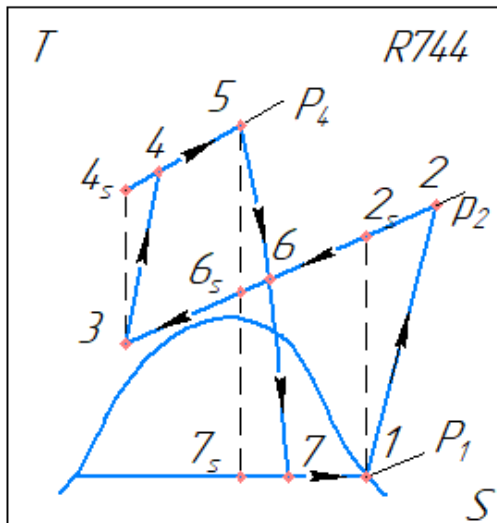
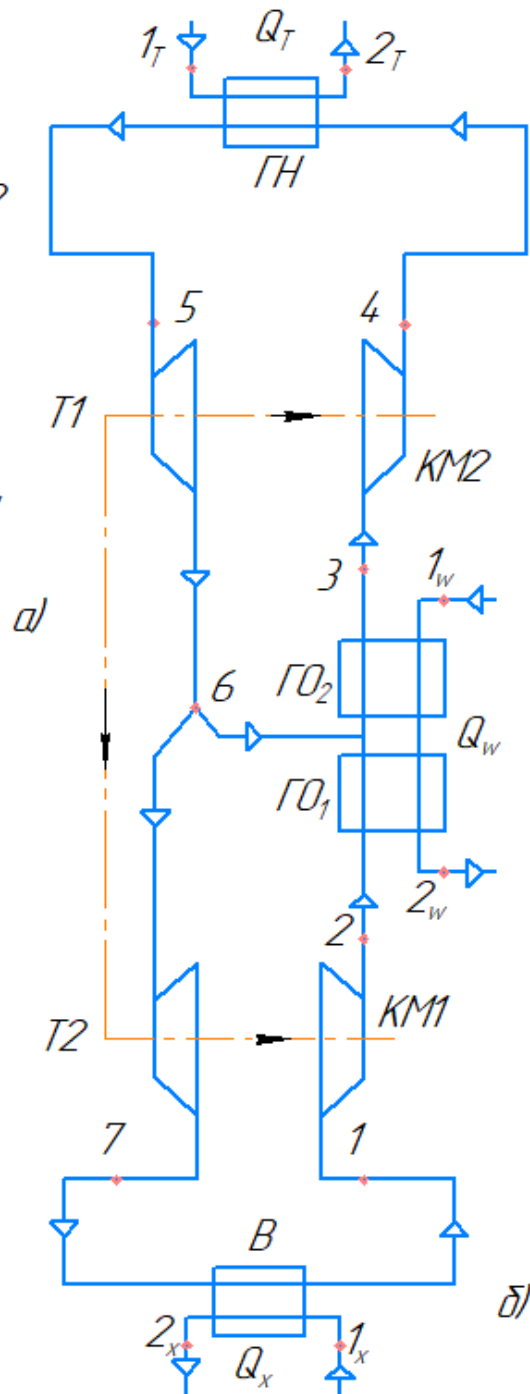
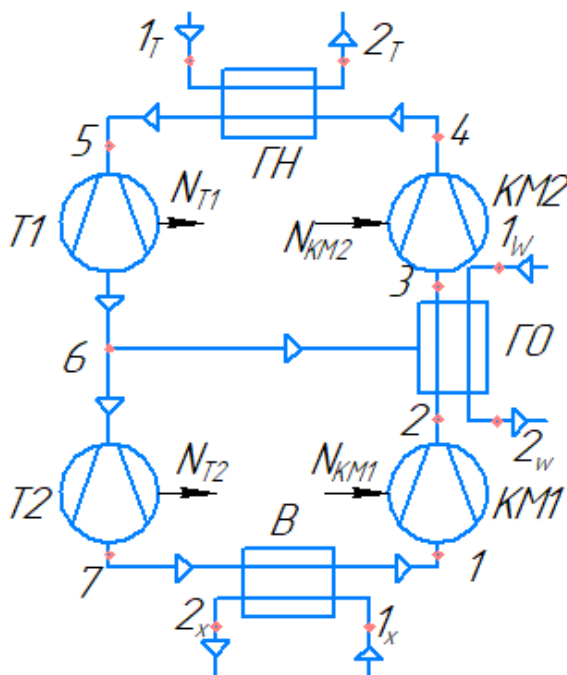
При використанні для газонагрівача скидних потоків теплоти (димові гази котельних установок) при розрахунку COP враховується 5% втрат теплоти в навколишнє середовище в газонагрівачі.

Варіанти альтернативних схемних рішень представлені на малюнках 4.1. - 4.5.

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		43

## 4.2. Характеристика варіантів

Схема А



Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Рисунок 4.1 - Цикл термотрансформатора із газотрубною термокомпресією диоксиду вуглецю (R744). Схема А;

а - принципова схема (загальна);

б - принципова схема із визначенням агрегатів "турбіна-компресор";

в, г - процеси циклу в  $T, s, i, p, h$  -діаграмах

Рисунок 4.1 Цикл термотрансформатора із газотрубною термокомпресією диоксиду вуглецю (R744). Схема А;

а - принципова схема (загальна);

б - принципова схема із визначенням агрегатів "турбіна-компресор";

в, г - процеси циклу в  $T, s, i, p, h$  -діаграмах.

Для даної схеми прямий цикл складається з процесів 6 – 3 – 4 – 5 – 6, а зворотний цикл з процесів 1 – 2 – 6 – 7 – 1.

За рахунок перепуску холодоагенту після турбіни  $T_1$  до потоку після компресора  $КМ_1$  і газоохолоджувача  $ГО_1$  масова витрата холодоагенту в прямому циклі більше, ніж в зворотному, тобто

$$\dot{m}_{пр} > \dot{m}_{обр}$$

Дана схема характеризується порівняно низькою температурою в стані точки 3, що зазвичай є неприйнятним для теплонасосного режиму роботи, коли:

$$t_3 > t_{1w}.$$

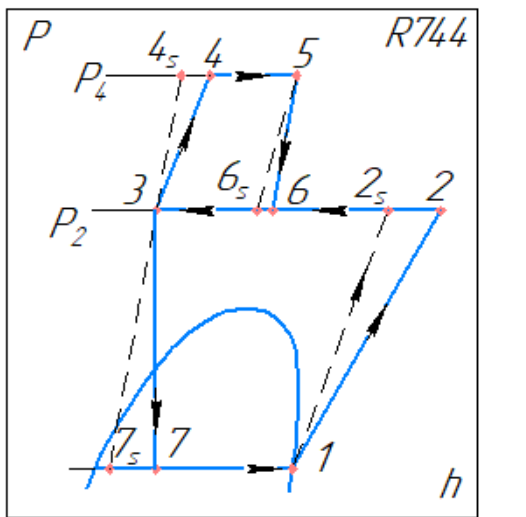
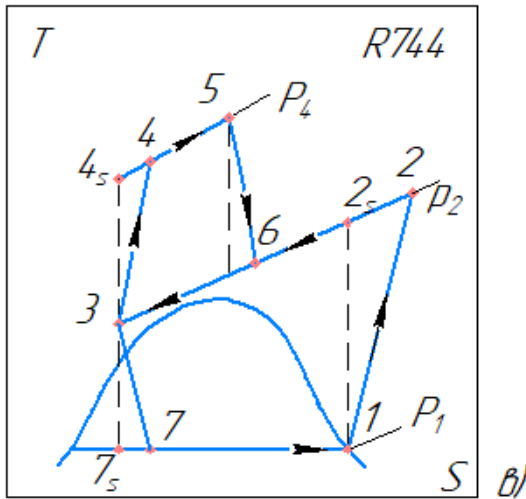
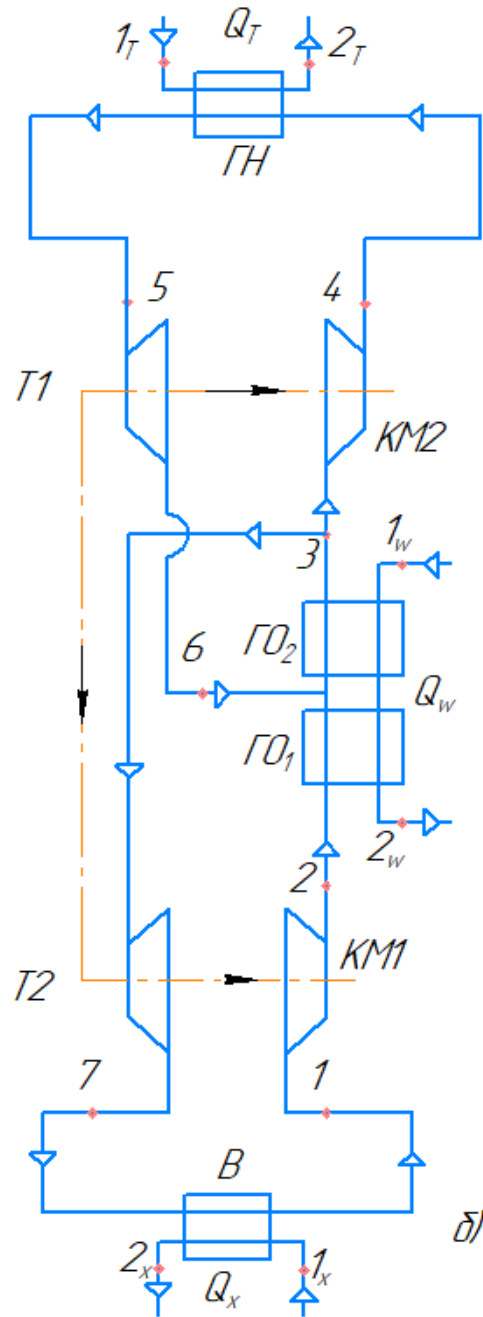
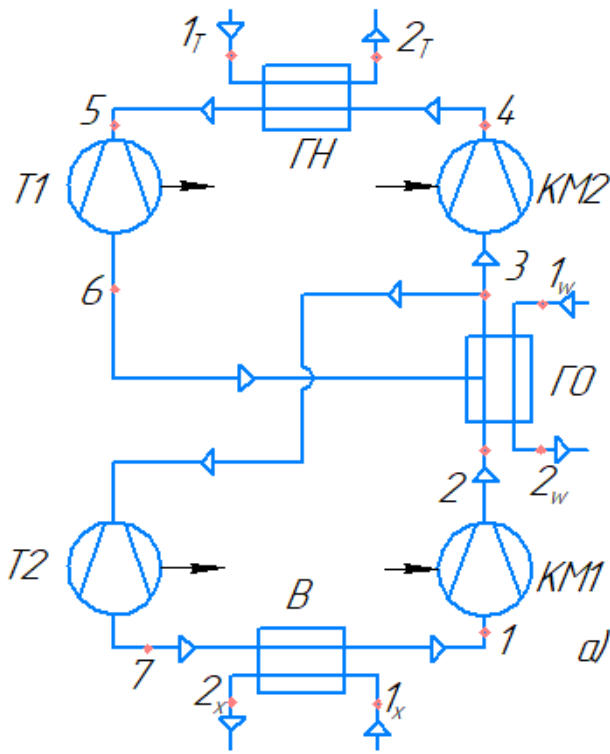
Більш раціонально цю схему застосовувати для режиму холодильної машини. Так, наприклад, якщо охолодження в апараті ГО<sub>2</sub> виробляти артезіанською водою, а в ГО<sub>1</sub> – зворотною, то можна забезпечити умову:

$$t_{1w} < t_3$$

Головний недолік цієї схеми – мала величина питомого теплового навантаження на випарник,  $q_B = h_1 - h_7$ . В цьому випадку мають місце великі масові витрати в циклах і відповідно зростають значення потужностей для агрегатів «турбіна – компресор».

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		46

Схема Б



з)

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Рисунок 4.2 - Цикл термотрансформатора із газотрубною термокомпресією диоксиду вуглецю (R744). Схема Б;

а - принципова схема (загальна);

б - принципова схема із визначенням агрегатів "турбіна-компресор";

в, г - процеси циклу в  $T, s, i, p, h$  -діаграмах

Для даної схеми прямої цикл складається з процесів  $6 - 3 - 4 - 5 - 6$ , а зворотний з процесів  $1 - 2 - 6 - 3 - 7 - 1$ .

Через положення точки 3 в діаграмах, ця схема також краща для роботи термотрансформатора в режимі холодильної машини. За рахунок істотного збільшення питомого теплового навантаження на випарник  $q_B = h_1 - h_7$  в порівнянні в варіантом А, агрегати «турбіна – компресор» стають менш потужними.

Головний недолік – необхідно узгодження або рівня тиску  $P_4$  або масових витрат в циклах, коли:

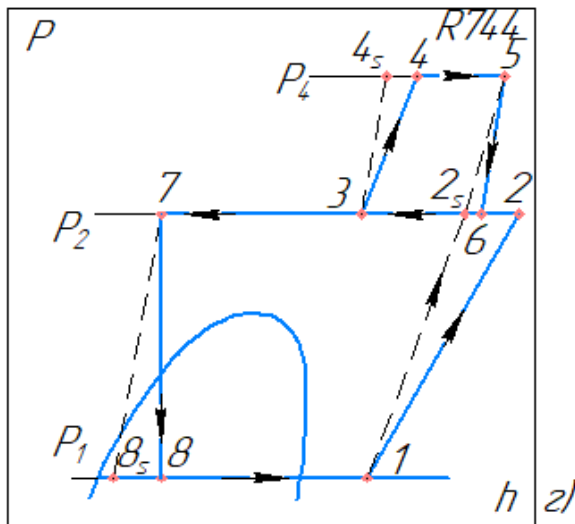
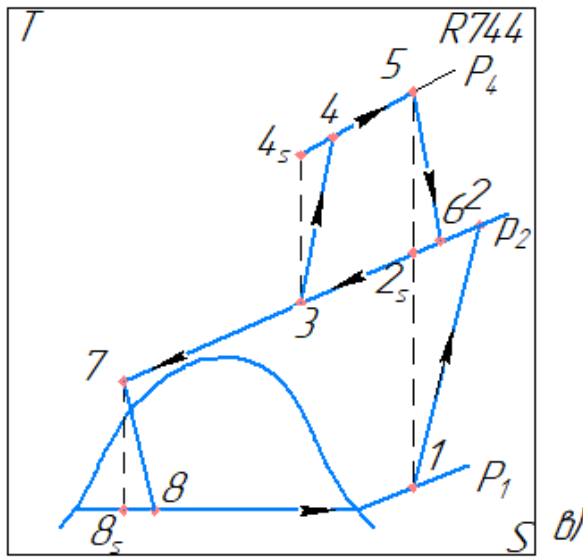
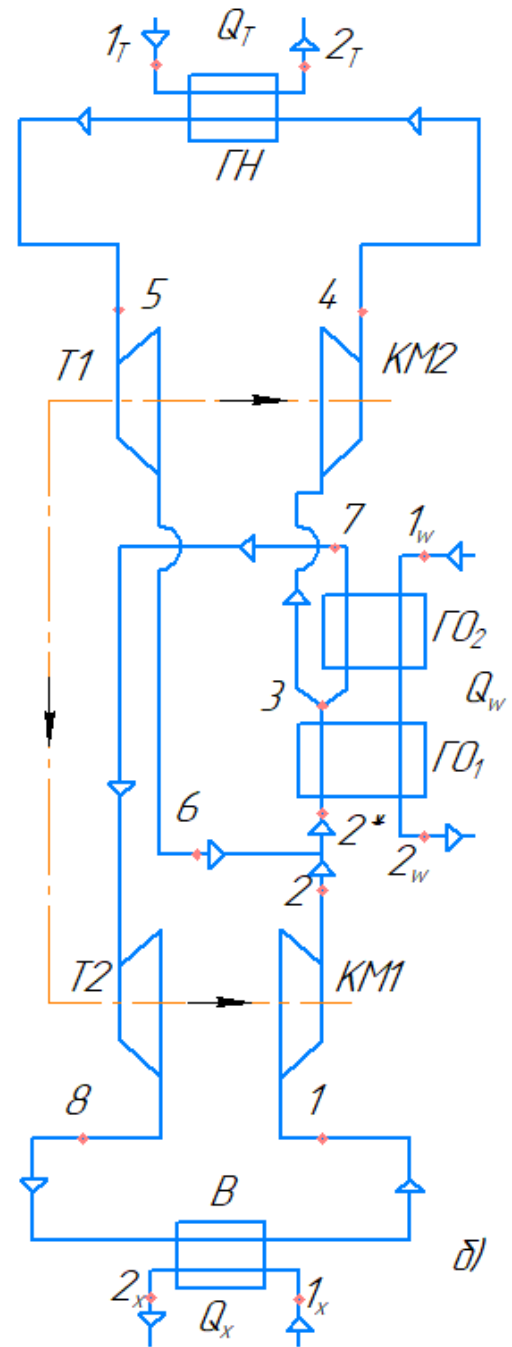
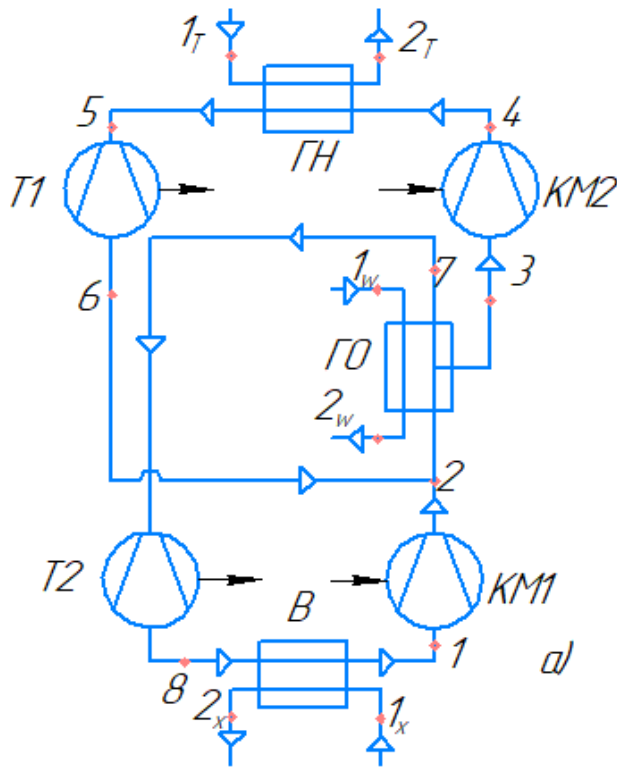
$$\dot{m}_{пр} \gg \dot{m}_{обр}$$

Цей недолік обумовлений значною різницею питомих робіт циклів  $l_{обр} \gg l_{пр}$ , що добре ілюструє уявлення циклів в  $T, S$  діаграмі.

						ХМ 10.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			48



Схема В



Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

Рисунок 4.3 - Цикл термотрансформатора із газотрубною термокомпресією диоксиду вуглецю (R744). Схема В;

а - принципова схема (загальна);

б - принципова схема із визначенням агрегатів "турбіна-компресор";

в, г - процеси циклу в  $T, s, i, p, h$  -діаграмах

Для даної схеми прямої цикл складається з процесів 6 – 3 – 4 – 5 – 6 і цей цикл зміщений на відміну від схеми Б в сторону більш високих температур, що дозволяє зменшити тиск  $P_4$ .

Зворотний цикл складається з процесів 1 – 2 – 2\* – 6 – 3 – 7 – 8 – 1. В цьому циклі збільшення питомого теплового навантаження на випарник забезпечується за рахунок перегріву пара.

В цілому схема раціональна для режиму холодильної машини або теплового насоса, особливо, якщо споживача необхідно забезпечувати одночасно і теплом і холодом (робота продовольчих супермаркетів в зимовий період).

У розрахунках за даною схемою необхідно враховувати змішання потоків перед  $ГО_1$  і поділ потоків перед теплообмінником  $ГО_2$ .

Схема Г

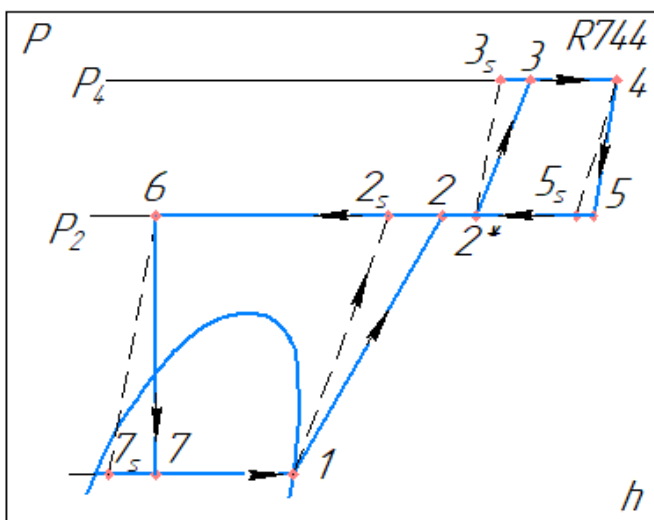
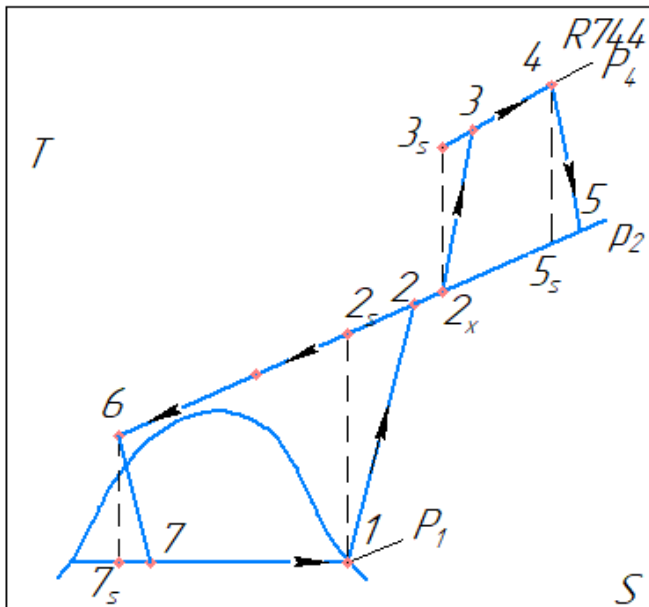
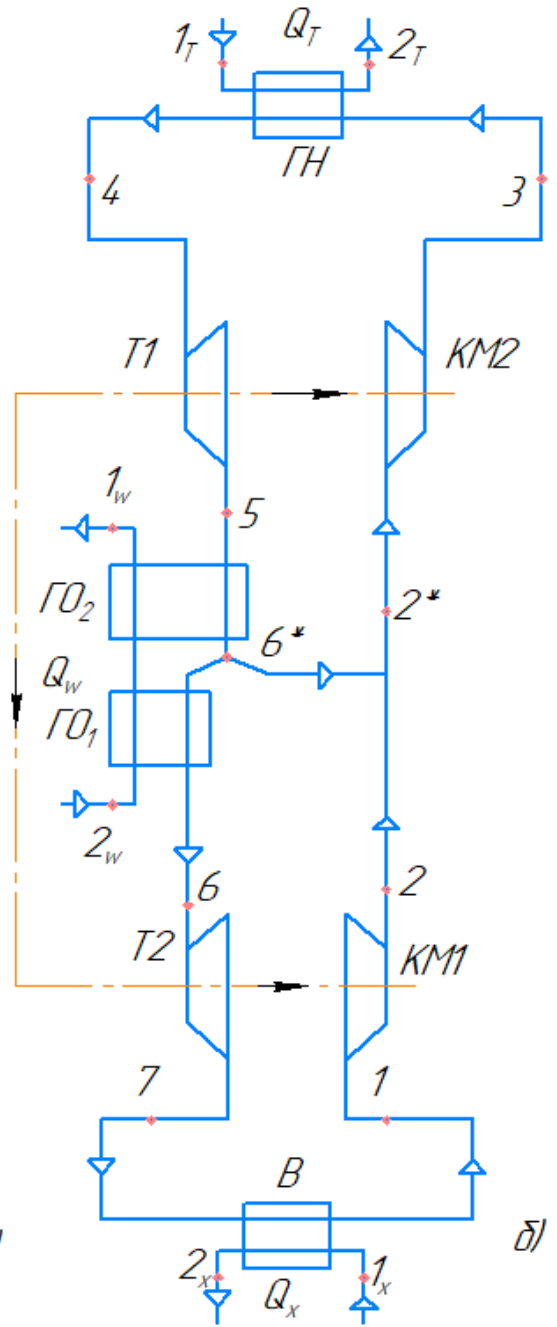
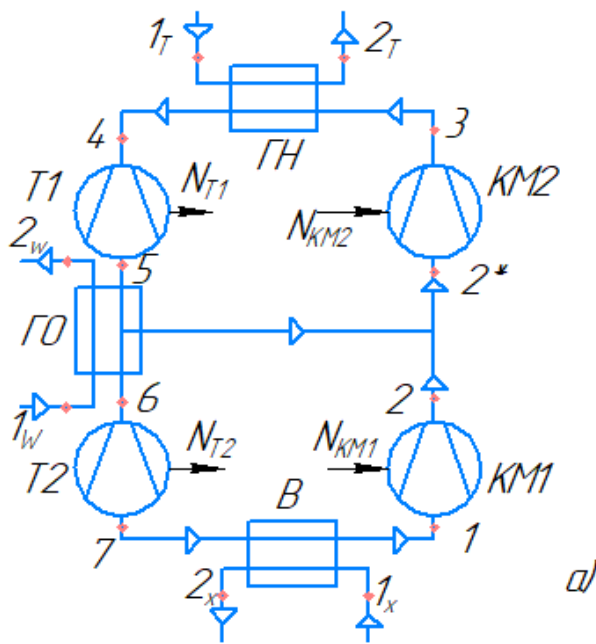


Рисунок 4.4 - Цикл термотрансформатора із газотрубною

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

термокомпресією диоксиду вуглецю (R744). Схема Г;

а - принципова схема (загальна);

б - принципова схема із визначенням агрегатів  
"турбіна-компрессор";

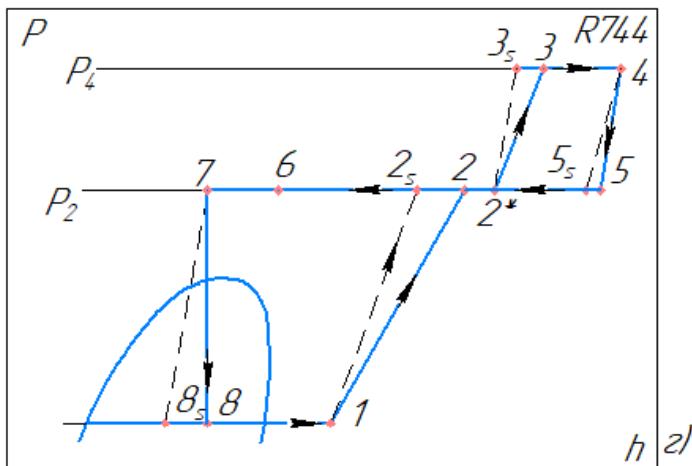
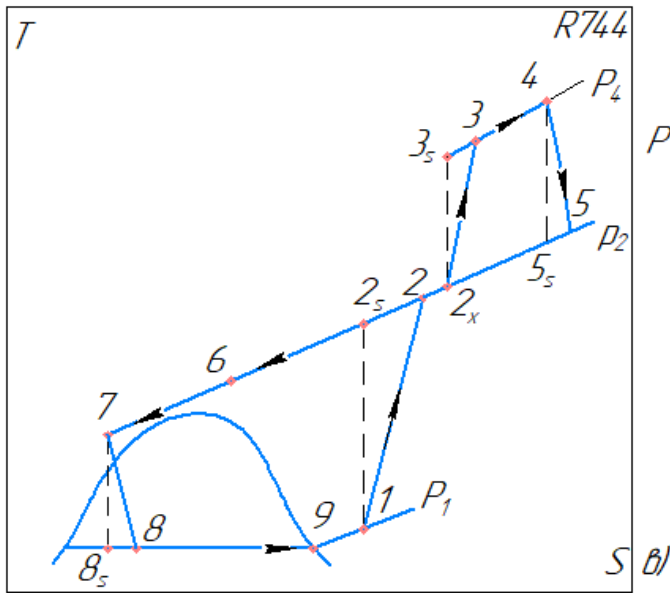
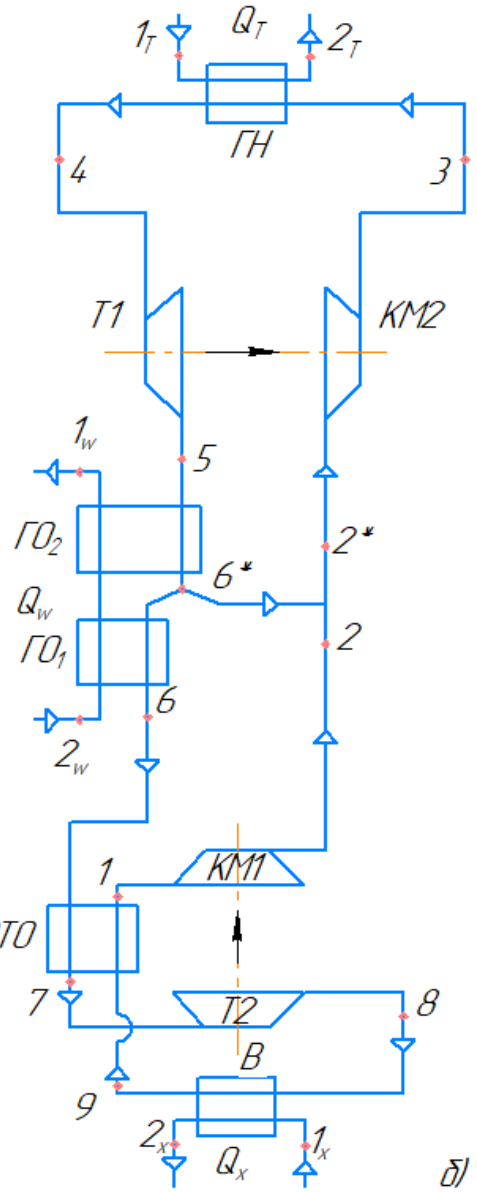
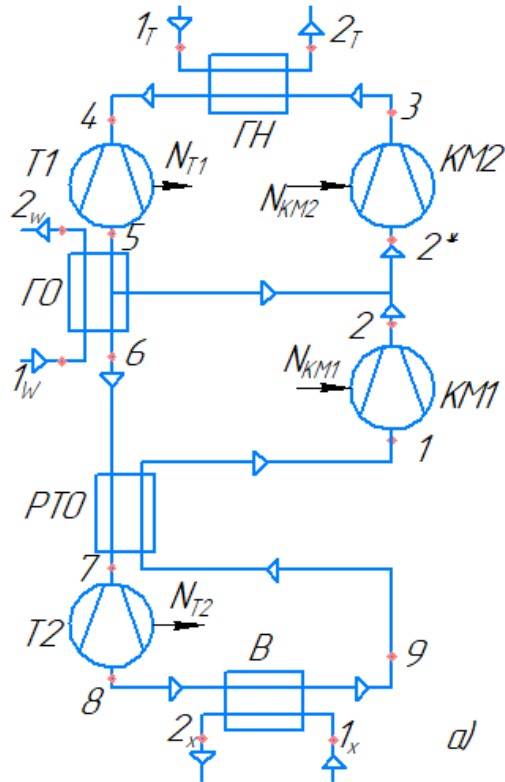
в, г - процеси циклу в T,s, і p, h -діаграмах

Для даної схеми прямий цикл складається з процесів 5 – 6\* – 2\* – 3 – 4 – 5. Процес охолодження холодоагенту 5 – 6\* в апараті ГО<sub>2</sub> відбувається у вузькому діапазоні зміни температур, але високого рівня, що може бути використано для теплонасосного режиму нагріву теплоносія для технологічних процесів (випарювання, сушка та ін.). Для даної схеми доцільно використовувати нагрів в апаратах ГО<sub>1</sub> і ГО<sub>2</sub> для різних цілей (опалення через ГО<sub>2</sub> і технологія через ГО<sub>1</sub>, при їх роз'єднанні по нагріванню середовищі).

Зворотний цикл складається з процесів 1 – 2 – 6 – 7 – 1. В цілому схема характеризується високими масовими витратами через агрегати через малість питомих теплових навантажень на випарник  $q_B = h_1 - h_7$  і на газонагрівач  $q_{ГН} = h_4 - h_3$ .

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		52

Схема Г-а



Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

XM 10.00.00.00 ПЗ

Лист

53

Рисунок 4.5 - Цикл термотрансформатора із газотрубною термокомпресією диоксиду вуглецю (R744). Схема Г-а;

а - принципова схема (загальна);

б - принципова схема із визначенням агрегатів "турбіна-компресор";

в, г - процеси циклу в  $T, s, i, p, h$  -діаграмах

Дана схема є модифікацією схеми Г за рахунок установки регенеративного теплообмінника (РТО). Цей апарат, як і в циклах звичайних парокompресорних холодильних машин або теплових насосів, дозволяє забезпечити зменшення ступеня сухості холодоагенту на вході у випарник. У свою чергу це призводить до збільшення питомого теплового навантаження на випарник і ряд інших переваг (наприклад, перегрів пари перед всмоктуванням в  $KM_1$  не впливає на зміну температури холодоносія в випарнику).

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		54

## 5. Охорона праці.

Загальні вимоги охорони праці на компресорній станції

До роботи на компресорній установці допускаються працівники старше 18 років, які не мають протипоказань за станом здоров'я, що пройшли вступний та первинний на робочому місці інструктажі з охорони праці, навчання безпечним прийомам роботи, стажування на робочому місці і перевірку знань вимог охорони праці.

При роботі на компресорній установці на працівника можуть впливати небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

- рухомі частини виробничого обладнання;
- гострі кромки, задирки і шорсткості на поверхні обладнання;
- небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі, замикання якого може відбутися через тіло людини;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень локальної вібрації;
- підвищений тиск стисненого повітря в ресивері;
- вплив розлітаються частин при можливому руйнуванні обладнання;
- підвищена запиленість повітря робочої зони;
- недостатня освітленість робочої зони;
- пожежо- і вибухонебезпечність.

Джерела виникнення шкідливих і небезпечних виробничих факторів:

- рухомі частини обладнання;
- несправне обладнання або неправильна його експлуатація;
- гострі кромки, задирки і шорсткості на поверхні обладнання;
- відсутність, несправність, неправильна експлуатація ЗІЗ;
- відсутність, несправність, неправильна експлуатація приладів освітлення;

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		55

- невиконання або неналежне виконання працівником посадової інструкції, інструкцій з охорони праці, правил внутрішнього трудового розпорядку, локальних нормативних актів, що регламентують порядок організації робіт з охорони праці, умови праці на об'єкті.

При роботі на компресорній установці працівник повідомляє свого безпосереднього керівника про будь-якій ситуації, яка загрожує життю і здоров'ю людей, про кожний нещасний випадок, що трапився на виробництві, про погіршення стану свого здоров'я, у тому числі про прояв ознак гострого захворювання.

До експлуатації компресорної установки допускаються особи не молодше 18 років, які не мають медичних протипоказань і пройшли:

- теоретичне і практичне навчання, перевірку знань та навичок роботи на компресорній установці в затвердженому порядку;

- навчання з охорони праці, перевірку знань вимог охорони праці при роботі на компресорній установці;

- навчання правилам електробезпеки, перевірку знань правил електробезпеки при роботі на компресорній установці;

- навчання правилам роботи з судинами, що знаходяться під тиском, перевірку знань правил роботи з судинами, що знаходяться під тиском, при роботі на компресорній установці;

- навчання правилам пожежної безпеки, перевірку знань правил пожежної безпеки;

- навчання методам надання першої допомоги потерпілому при нещасних випадках на виробництві;

- стажування на робочому місці (протягом 3-14 змін в залежності від стажу, досвіду і характеру роботи);

- попередній і періодичні медичні огляди.

При роботі на компресорній установці працівник повинен проходити навчання з охорони праці у вигляді: вступного інструктажу, первинного інструктажу на робочому місці, повторного інструктажу, позапланового

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		56



інструктажу, цільового інструктажу і спеціального навчання в обсязі програми підготовки за фахом, що включає питання охорони праці та вимоги посадових обов'язків за професією.

Вступний інструктаж проводить працівник служби охорони праці або працівник, його заміщає, з усіма прийнятими на роботу за програмою, затвердженою роботодавцем і погодженої з профспілковим комітетом або іншим представницьким органом працівників.

Первинний інструктаж на робочому місці проводить посадова особа, визначена наказом індивідуально до початку виробничої діяльності працівника за програмою охорони праці по професії.

Повторний інструктаж проводиться за програмою первинного інструктажу один раз в шість місяців безпосереднім керівником робіт індивідуально або з групою працівників аналогічних професій, включаючи і суміщені роботи.

Позаплановий інструктаж проводиться безпосереднім керівником робіт при зміні інструкцій з охорони праці, технологічного процесу, технологічного обладнання, на вимогу органів нагляду і т.п., що визначають обсяг і зміст інструктажу.

Цільовий інструктаж проводиться безпосереднім керівником робіт при виконанні разових робіт, не пов'язаних з прямими обов'язками працівника за професією.

Перед допуском до самостійної роботи працівник повинен пройти стажування під керівництвом досвідченого працівника (протягом 3-14 змін в залежності від стажу, досвіду і характеру роботи).

При роботі на компресорній установці працівник забезпечується спецодягом і спецвзуттям відповідно до діючих норм.

Видані спеціальний одяг, спеціальне взуття та інші засоби індивідуального захисту повинні відповідати характеру і умовам роботи, забезпечувати безпеку праці, мати сертифікат відповідності.

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		57

Засоби індивідуального захисту, на які немає технічної документації, до застосування не допускаються.

Особистий одяг і спецодяг необхідно зберігати окремо в шафах і вбиральні. Відносити спецодяг за межі підприємства забороняється.

При роботі на компресорній установці працівникові слід:

- виконувати роботу, що входить в його обов'язки або доручену адміністрацією, за умови, що він навчений правилам безпечного виконання цієї роботи;

- неухильно дотримуватися правил експлуатації установки, визначені заводом-виробником;

- правильно застосовувати спецодяг, спецвзуття та інші засоби індивідуального захисту;

- бути уважним, не відволікатися сторонніми справами і розмовами;

- при спільній роботі узгоджувати свої дії з діями інших робочих;

- помітивши порушення вимог охорони праці іншим працівником, попередити його про необхідність їх дотримання;

- протягом усього робочого дня тримати в порядку і чистоті робоче місце, не допускати захаращення підходів до робочого місця, користуватися тільки встановленими проходами;

- знати і суворо дотримуватися вимог охорони праці, пожежної безпеки, виробничої санітарії, Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів;

- дотримуватися вимог цієї інструкції, ін. Локальних нормативних актів з охорони праці, пожежної безпеки, виробничої санітарії, що регламентують умови праці і порядок організації робіт на конкретному об'єкті;

- своєчасно і точно виконувати правила внутрішнього трудового розпорядку, дотримуватися дисципліни праці, режим праці та відпочинку;

- дотримуватися встановлених режимом робочого часу, регламентовані перерви в роботі;

						<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			58

- строго виконувати у встановлені терміни накази і розпорядження керівництва підприємства, посадових осіб, відповідальних за здійснення виробничого контролю, а також приписи представників органів державного нагляду;

- застосовувати безпечні прийоми виконання робіт;

- дбайливо ставитися до майна роботодавця

- вміти надавати долікарську допомогу постраждалим, користуватися засобами пожежогасіння при виникненні пожежі, викликати пожежну охорону.

Курити і приймати їжу дозволяється тільки в спеціально відведених для цієї мети місцях.

Працівник, який допустив порушення або невиконання вимог інструкції з охорони праці, розглядається, як порушник виробничої дисципліни і може бути притягнутий до дисциплінарної відповідальності, а в залежності від наслідків - і до кримінальної; якщо порушення пов'язане з заподіянням матеріального збитку, то винний може залучатися до матеріальної відповідальності в установленому порядку.

## 1.2. Вимоги безпеки при роботі з двоокисом вуглецю

Газоподібна двоокис вуглецю - газ без кольору і запаху при температурі 20 ° С і тиску 101,3 кПа (760 мм рт. ст.), густина - 1,839 к / м<sup>3</sup>. Рідка двоокис вуглецю - безбарвна рідина без запаху. Рідку двоокис вуглецю випускають двох видів: високого тиску від 3482 до 7383 кПа (критичний тиск) при температурі від 0 ° С до 31,05 ° С; низькотемпературну - від 3482 до 518,6 кПа (потрійна точка) при температурах від 0 ° С до мінус 56,5 ° С. Двоокис вуглецю нетоксична, невибухонебезпечна.

Гранично допустима концентрація двоокису вуглецю в повітрі робочої зони не встановлена, при оцінці цієї концентрації можна орієнтуватися на нормативи для вугільних і озокеритових шахт, встановлені в межах 0,5% (об.) Або 9,2 г / м<sup>3</sup>. За ступенем впливу на організм людини двоокис вуглецю

					ХМ 10.00.00.00 ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		59

відноситься до 4-го класу небезпеки за ГОСТ 12.1.007. При концентраціях понад 5% (92 г / м3) двоокис вуглецю робить шкідливий вплив на здоров'я людини, так як вона важчий за повітря в півтора рази і може накопичуватися в слабопроектриваемих приміщеннях у статі і в приямках, а також у внутрішніх обсягах обладнання для отримання, зберігання і транспортування газоподібної, рідкої і твердої двоокису вуглецю. При цьому знижується об'ємна частка кисню в повітрі, що може викликати явище кисневої недостатності і задухи. Рідка двоокис вуглецю при зниженні тиску до атмосферного перетворюється в газ і сніг температурою мінус 78,5 ° С, що викликають обмороження шкіри і ураження слизової оболонки очей.

При відборі проб рідкого двоокису вуглецю необхідно працювати в захисних окулярах і рукавицях. При огляді внутрішнього судини колишньої в експлуатації цистерни для транспортування і зберігання рідкого двоокису вуглецю цистерна повинна бути відігріта до температури навколишнього середовища, внутрішня посудина провентильований або пройдуть повітрям. Робота повинна проводитися в шланговому протигазі. Працювати без протигазу дозволяється тільки після того, як об'ємна частка двоокису вуглецю всередині обладнання буде нижче 0,5%. Приміщення для виробництва двоокису вуглецю повинні бути обладнані загальнообмінною припливно-витяжною і аварійною вентиляцією. Для визначення і реєстрації концентрації двоокису вуглецю в повітрі виробничих приміщень використовують стаціонарні автоматичні або переносні газоаналізатори.

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		60

## Висновки та рекомендації

					<i>ХМ 10.00.00.00 ПЗ</i>	Лист
						61
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

## Список використаних джерел

1. Холодильные машины: Под общей редакцией проф. Л. С. Тимофеевского, 1997. – 985с.
2. Данфосс. Преимущества CO<sub>2</sub> в холодильной технике [электронный ресурс]. <http://anerom.by/primenenie-co2-kak-hladagenta/> / - 17.12.18.
3. Энергозбереження промислових підприємств: методологія формування, механізм управління. В.В. Джеджула, 2014.-8с.
4. Данфосс. Выбор хладагента сейчас и в будущем [электронный ресурс].  
<http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/RA/Refrigerant%20Options%20DKRA.PE.300.A3.50.pdf>
5. Планета климата. Компрессор GEA Вокс HG34 CO<sub>2</sub> Т [электронный ресурс] <https://planetaklimata.com.ua/news/?msg=1325>
6. Арсеньев В.М. Теплонасосна технологія енергозбереження: навчальний посібник. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 283 с.
7. Арсеньев, В.М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку: навч. посіб. / В.М. Арсеньев, С.С. Мелейчук. - Суми: СумДУ, 2018. - 364 с.
8. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. - М.: Наука, 1972. – 720 с.
9. ГОСТ 12.0.003–74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация
10. Чумак І. Г., Чепуренко В. П., Лар’яновський С. Ю. Холодильні установки. – Одеса: Пальміра, 2006. – 550 с.