

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

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
освітньо-професійної програми «Холодильні машини і установки»  
на тему «Каскадна холодильна машина з використанням  
діоксиду вуглецю в якості робочої речовини для нижньої гілки»

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

В. М. Арсеньєв

Здобувач

Н. С. Колесник

Група

ХК-61/1Х

**СУМИ 2020**

## Зміст

Вступ.....	3
1.Застосування діоксину вуглецю в холодильній техніці .....	5
2.Схемно-циклове рішення холодильної машини .....	7
2.1 Концепція схемного рішення запропонованої каскадної холодильної машини .....	7
2.2.Опис схемного рішення .....	9
3. Розрахунок параметрів циклу нижньої гілки .....	11
3.1 Вхідні дані.....	11
3.2 Розрахунок параметрів циклу .....	12
4. Розрахунок параметрів циклу верхньої гілки .....	22
4.1 Вихідні дані.....	22
4.2 Визначення параметрів холодоагенту в вузлових точках циклу .....	23
4.3 Визначаємо стан холодоагента в елементах ежектора.....	24
4.4 Розрахунок режимних параметрів циклу .....	26
5. Розрахунок енергетичної ефективності холодильної машини .....	30
6. Охорона праці .....	33
Висновок .....	36
Список використаної літератури .....	37

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Колесник Н.С.			Пояснювальна записка «Каскадна холодильна машина з застосуванням діоксиду вуглецю в якості робочої речовини для нижньої гілки.»		2	37
Перевір.		Арсеньєв В.М.						
Н. контр.						<b>ХК-61/1Х</b>		
Затв.								

## ВСТУП

Однією з основних проблем, що вирішується світовою спільнотою на цей час, є енергозбереження. Сучасний розвиток ринкової економіки висуває до кожного промислового підприємства вимоги, пов'язані з раціональним використанням енергетичних ресурсів, зменшенням екологічного навантаження на довкілля, набуттям спроможності досягнення рентабельності і намічених цілей.

Рівень конкурентоспроможності підприємств на внутрішньому і зовнішньому ринках, їх незалежність та рівень розвитку визначаються питомими показниками споживання енергії на одиницю виробленої продукції.

Сучасний стан науково-технічного прогресу супроводжується зростанням потреб сировинних і енергетичних ресурсів на виробництво матеріальних і нематеріальних благ для суспільства. Обмеженість, вичерпність і постійне зростання вартості невідновлювальних джерел енергії загрожує поступальному розвитку сучасних промислових підприємств. Збільшення кількості надходження токсичних речовин у навколишнє середовище погіршує екологічну ситуацію і разом з проблемою обмеженості енергоресурсів вимагає від суспільства рішучих кроків із вирішення проблеми зниження енергоспоживання.

Розвиток підприємства, його ефективне поточне функціонування та досягнення головних перспективних цілей повинно здійснюватися на основі організаційно-економічного механізму, що призначений для управління фінансовими, трудовими, енергетичними та іншими ресурсами з метою максимального використання виявлених потенціалів. Дослідження економічних процесів реалізації енергетичного потенціалу на підприємстві дозволяють підвищити рентабельність функціонування підприємства, закріпити його у сегменті ринку функціонування, зменшити фінансові та операційні ризики. Одночасно із економічним розвитком окремого підприємства зростає економіка країни в цілому.

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Організаційно-економічний механізм енергозбереження промислових підприємств – це сукупність економічних, організаційних, мотиваційних методів і способів, що направлені на економічно обґрунтоване виявлення та максимальне використання потенціалу енергозбереження з метою мінімізації питомих витрат на виробництво продукції та зменшення екологічного навантаження на навколишнє середовище. Основну увагу необхідно приділити технологіям стратегічного управління, техніко-економічним особливостям підприємства та його підрозділів, методам дослідження енергетичного потенціалу та його реалізації.

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 1.ЗАСТОСУВАННЯ ДІОКСИДУ ВУГЛЕЦЮ В 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 озоноруйнуючі здатність (ODP = 0) і мінімальний потенціал глобального потепління (GWP = 1), що в тисячі разів менше в порівнянні з поширеними сьогодні ДФУ холодоагентами.

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За своїм термодинамічних властивостях CO<sub>2</sub> не дуже підходить для використання в якості холодоагенту. Разом з тим, CO<sub>2</sub> 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<sub>2</sub> забезпечують дуже високу продуктивність, в основному завдяки більш високим показникам теплообміну, дуже низькій витраті енергії на насосну циркуляцію при використанні CO<sub>2</sub> в якості вторинного холодоагент і можливості використання режиму дуже низького тиску конденсації в зимовий час в холодних кліматичних умовах.

Для систем на CO<sub>2</sub> 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<sub>2</sub> належить до холодоагентів, для яких це зниження найбільш помітно. Хороші теплофізичні властивості CO<sub>2</sub> в певній мірі компенсують цей недолік, але всьому є межа.

CO<sub>2</sub> 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.

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 2.СХЕМНО-ЦИКЛОВЕ РІШЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

### 2.1 Концепція схемного рішення запропонованої каскадної холодительної машини

Повернення до використання натуральних і екологічно чистих речовин (R744 один з них) для отримання холоду знову поставив завдання реалізації схем і циклів холодительних машин, що працюють в надкритичній області.

У циклі парокомпресійної холодительної машини на R744 відведення тепла від робочої речовини до охолоджуючого середовища (після стиснення в компресорі) відбувається вище критичної точки і звичайно без конденсації.

Вказаний процес відведення тепла реалізується в теплообміннику, званому газоохолоджувачем. Температурний інтервал охолодження діоксиду вуглецю в газоохолоджувачі для оптимальних режимів досить широкий (від 180 до 40 °C).

Зважаючи на це пропонується використовувати тепловий потік, що відводиться від CO<sub>2</sub> для нагріву іншої робочої речовини, що циркулює в контурі тепловикористовуючої холодительної машини.

Таким чином на базі газоохолоджувача можна з'єднати дві холодительні машини: парокомпресійна на CO<sub>2</sub> і тепловикористовуючих на високотемпературному синтезуванні холодоагенти.

В результаті схемного рішення такого з'єднання утворюємо каскадну холодительну машину.

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

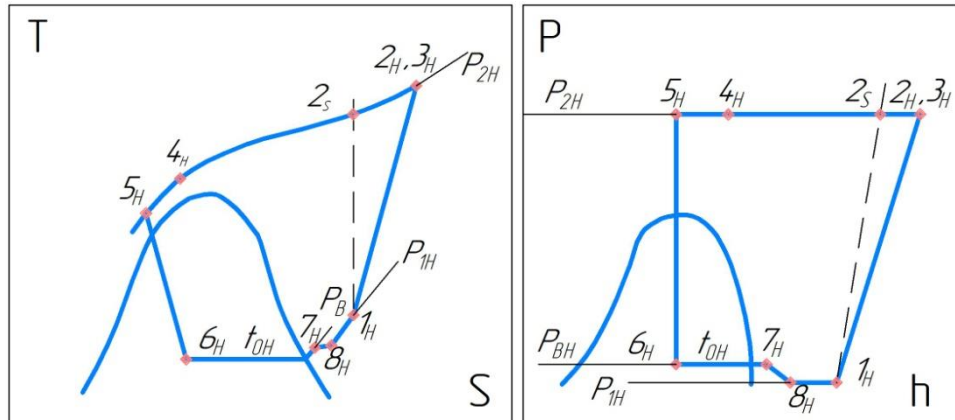




- на базі даного схемного рішення можливе створення холодильного агрегату для двокамерних холодильників.

## 2.2.Опис схемного рішення

Рис 2.2 Цикл в Т,s-координатах(а) і в р,h-координатах (б) для нижньої гілки.



Базове холодильне навантаження  $\dot{Q}_{0,H}$  підводиться до діоксиду вуглецю в випарнику нижньої гілки каскаду, В1, в результаті чого відбувається зміни параметрів циклу від стану 6<sub>н</sub> до стану 8<sub>н</sub>. після випарника пар перегрівається в регенеративній теплообміннику, 8<sub>н</sub> - 1<sub>н</sub>, за рахунок теплоти газового потоку CO<sub>2</sub> після газоохолоджувача.

У компресорі, КМ відбувається стиснення робочої речовини в процесі 1<sub>н</sub>-2<sub>н</sub> в результаті чого підвищується тиск від  $p_{1H}$  до  $p_{2H}$  і відповідно температури  $T_{1H}$  до  $T_{2H}$ .

Далі пари діоксиду вуглецю охолоджуються в газоохолоджувачі, ГО в процесі 2<sub>н</sub>-3<sub>н</sub>, потім в РТО, процесі 3<sub>н</sub>-4<sub>н</sub> і після дроселювання в дросельному пристрої, ДП1 в стані насиченого пара (5<sub>н</sub>) надходять у випарник.

У верхній гілці каскаду реалізується цикл пароежекторної холодильної машини з такою послідовністю процесів:

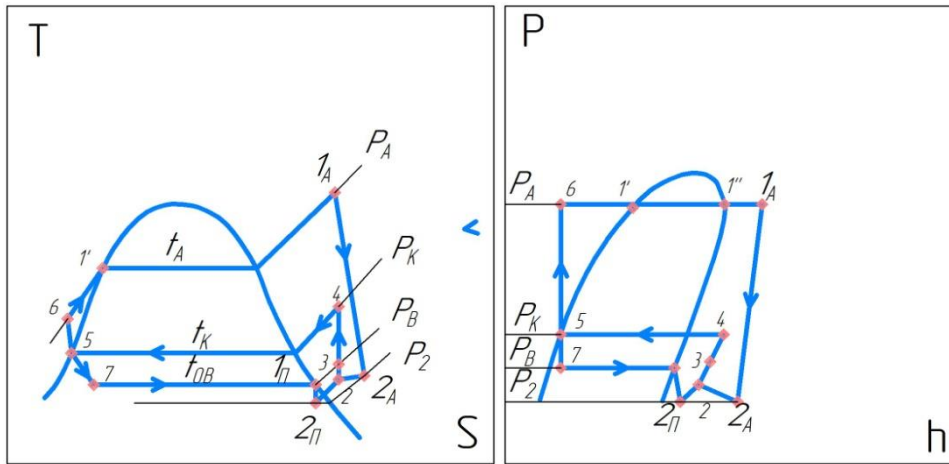


Рис. 2.3 Цикл в Т,s-координатах(а) і в р,h-координатах (б) для верхньої гілки.

- 6-1'-1<sub>a</sub> - процес нагріву і кипіння рідкої фази холодоагенту;
- 1<sub>a</sub> – 2<sub>a</sub> - процес розширення в робочому соплі ежектора (розширення активного потоку);
- 1<sub>п</sub> – 2<sub>п</sub> - процес розширення пара пасивного потоку в приймальній камері ежектора;
- 2 – 3 – 4 - процес змішування і стиснення в камері змішання і дифузора ежектора;
- 4 – 5 - процес конденсації пари при тиску  $p_k$  і температурі  $T_k$  за рахунок передачі теплоти охолоджуючого середовища в конденсаторі (КД);
- 5 – 6 - процес підвищення тиску конденсату до рівня  $p_a$  в насосі (Н);
- 5 – 7 - процес дроселювання конденсату в ДП2;
- 7 – 1<sub>п</sub> - процес кипіння рідкої фази холодоагенту у випарнику (В2).

### 3. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ НИЖНЬОЇ ГІЛКИ

#### 3.1 Вхідні дані.

Розрахунок виконується по схемно-циклових рішеннях, наданим на рисунку 2.2. В якості вхідних даних прийняті наступні величини (таблиця 3.1)

Таблиця 3.1 Вхідні дані.

Параметри	Позначення	Розмірність	Величина
Робоча речовина циклу	R 744(діоксин вуглецю)		
Холодопродуктивність випарника В1	$\dot{Q}_{0,H}$	кВт	10
Температура кипіння холодоагента в випарнику В1	$t_{0,H}$	°С	-15
Перегрів пара холодоагента в випарнику В1	$\Delta T_{SH}$	К	5
Підігрів пара холодоагенту на ділянці трубопроводу між випарником і регенеративним теплообмінником	$\Delta T_{SH,sl}$	К	1
Втрати тиску у всмоктувальній лінії компресора	$\Delta P_{sl}$	бар	0,2
Ізоентропний ккд компресора	$\eta_s$	-	0,7
Температурна ефективність регенеративного теплообмінника	$\eta_{SGHX}$	-	В інтервалі 0,2÷0,8
Температура пари високого тиску на вході в регенеративний теплообмінник	$t_4$	°С	В інтервалі 40÷60

Тиск нагнітання і у всій порожнині до ДП1	$P_{2H}$	бар	В інтервалі 90÷120
Тепловий еквівалент механічних втрат в компресорі	$\dot{Q}_{loss}$	%	10

### 3.2 Розрахунок параметрів циклу

Розрахунок параметрів циклу виконуємо з використанням пропрограмного додатка COOL PACK. Результати розрахунків приводимо в таблиці 3.2. В якості величин, визначаємо конкретний вибір параметрів з заданих інтервалів зазначених в таблиці 3.2 прийняті:

- Коефіцієнт перетворення циклу,  $COP_{eH}$ ;
- Температура холодоагента на нагнітанні з компресора,  $t_{2H}=t_{3H}$

Решта розрахунки параметрів приведені тільки для обраного розрахункового режиму в таблиці 3.3.

Таблиця 3.2 Результати розрахунків циклу холодильної машини на діоксиді вуглецю.

$\eta_{SGHX}$	Розрахункові величини	$COP_{eH}/t_{2,H}, ^\circ C$		
	Тиск, $P_{2H}$ , $\Pi=P_{2H}/P_B$	$P_{2H}=90$ бар; $\Pi=3,948$		
	$t_H, ^\circ C$			
	40	50	60	
0,2	1,134 / 124,1	0,4559 / 126,8	0,1756 / 129,5	
0,3	1,157 / 130,7	0,5042 / 134,8	0,2421 / 138,8	
0,4	1,173 / 137,3	0,5483 / 142,6	0,302 / 147,9	
0,5	1,191 / 143,8	0,5889 / 150,4	0,3564 / 156,9	
0,6	1,207 / 150,3	0,6265 / 158,1	0,4066 / 165,9	

0,7	1,223 / 156,7	0,6617 / 165,8	0,453 / 174,8
0,8	1,239 / 163,1	0,6947 / 173,4	0,4964 / 183,7

Продовження таблиці 3.2

$\eta_{SGHX}$	Розрахункові величини	COP <sub>e,H</sub> /t <sub>2,H</sub> , °C		
	Тиск, P <sub>2H</sub> , Π=P <sub>2H</sub> /P <sub>B</sub>	P <sub>2H</sub> =95 бар; Π=4,168		
	t <sub>H</sub> , °C			
	40	50	60	
0,2	1,274 / 129,6	0,5767 / 132,3		0,2523 / 135,0
0,3	1,287 / 136,3	0,6178 / 140,3		0,3124 / 144,4
0,4	1,30 / 142,9	0,6553 / 148,3		0,3665 / 153,6
0,5	1,312 / 149,5	0,690 / 156,1		0,4159 / 162,7
0,6	1,323 / 156,0	0,7221 / 163,9		0,4613 / 171,8
0,7	1,334 / 162,5	0,7523 / 171,7		0,5035 / 180,8
0,8	1,345 / 168,9	0,7807 / 179,4		0,5429 / 189,7

Продовження таблиці 3.2

$\eta_{SGHX}$	Розрахункові величини	COP <sub>e,H</sub> /t <sub>2,H</sub> , °C		
	Тиск, P <sub>2H</sub> , Π=P <sub>2H</sub> /P <sub>B</sub>	P <sub>2H</sub> =100 бар; Π=4,387		
	t <sub>H</sub> , °C			
	40	50	60	
0,2	1,32 / 134,8	0,7005 / 137,6		0,3295 / 140,3
0,3	1,33 / 141,6	0,7346 / 145,7		0,3836 / 149,7
0,4	1,339 / 148,3	0,7659 / 153,7		1,4324 / 159,1

0,5	1,348 / 154,9	0,7948 / 161,6	0,4769 / 168,3
0,6	1,357 / 161,5	0,8217 / 169,5	0,518 / 177,4
0,7	1,365 / 168,0	0,8471 / 177,3	0,5561 / 186,5
0,8	1,373 / 174,5	0,8709 / 185	0,5917 / 195,5

Продовження таблиці 3.2

$\eta_{SGHX}$	Розрахункові величини	COP <sub>e,H</sub> /t <sub>2,H</sub> , °C		
	Тиск, P <sub>2H</sub> , Π=P <sub>2H</sub> /P <sub>B</sub>	P <sub>2H</sub> =105 бар; Π=4,607		
	t <sub>H</sub> , °C			
	40	50	60	
0,2	1,33 / 139,8	0,8089 / 142,6	0,4068 / 145,4	
0,3	1,337 / 146,6	0,8369 / 150,8	0,4552 / 154,9	
0,4	1,345 / 153,4	0,8626 / 158,9	0,4989 / 164,3	
0,5	1,352 / 160,1	0,8865 / 166,9	0,5389 / 173,6	
0,6	1,359 / 166,7	0,9089 / 174,8	0,5757 / 182,8	
0,7	1,366 / 173,3	0,9299 / 182,7	0,61 / 191,9	
0,8	1,372 / 179,9	0,9498 / 190,5	0,6421 / 201,0	

Продовження таблиці 3.2

$\eta_{SGHX}$	Розрахункові величини	COP <sub>e,H</sub> /t <sub>2,H</sub> , °C		
	Тиск, P <sub>2H</sub> , Π=P <sub>2H</sub> /P <sub>B</sub>	P <sub>2H</sub> =110 бар; Π=4,607		
	t <sub>H</sub> , °C			
	40	50	60	
0,2	1,324 / 144,6	0,8883 / 147,4	0,4819 / 150,2	

0,3	1,33 / 151,5	0,9115 / 155,7	0,5249 / 159,8
0,4	1,336 / 158,3	0,9328 / 163,8	0,5639 / 169,3
0,5	1,342 / 165,1	0,9528 / 171,9	0,5996 / 178,7
0,6	1,342 / 165,1	0,9714 / 179,9	0,6325 / 188,0
0,7	1,354 / 178,4	0,9891 / 187,8	0,6632 / 197,2
0,8	1,359 / 185,0	1,006 / 195,7	0,692 / 206,3

Продовження таблиці 3.2

$\eta_{SGHX}$	Розрахункові величини	COP <sub>e,n</sub> /t <sub>2,n</sub> , °C		
	Тиск, P <sub>2н</sub> , Π=P <sub>2н</sub> /P <sub>в</sub>	P <sub>2н</sub> =115 бар; Π=5,045		
	t <sub>н</sub> , °C			
	40	50	60	
0,2	1,311 / 149,2	0,9401 / 152,1	0,5511 / 154,9	
0,3	1,316 / 156,2	0,9596 / 160,4	0,5893 / 164,6	
0,4	1,321 / 163,1	0,9776 / 168,6	0,624 / 174,1	
0,5	1,326 / 169,9	0,9946 / 176,8	0,65557 / 183,6	
0,6	1,331 /* 176,6	1,01 / 184,8	0,6852 / 192,9	
0,7	1,336 / 183,3	1,026 / 192,8	0,7126 / 202,2	
0,8	1,341 / 190,0	1,04 / 200,7	0,7384 / 211,4	

Продовження таблиці 3.2

$\eta_{SGHX}$	Розрахункові величини	COP <sub>e,n</sub> /t <sub>2,n</sub> , °C		
	Тиск, P <sub>2н</sub> , Π=P <sub>2н</sub> /P <sub>в</sub>	P <sub>2н</sub> =120 бар; Π=5,265		
	t <sub>н</sub> , °C			

	40	50	60
0,2	1,295 / 153,7	0,9716 / 156,6	0,6109 / 159,4
0,3	1,299 / 160,7	0,988 / 165,0	0,6449 / 169,2
0,4	1,304 / 167,7	1,004 / 173,3	0,6757 / 178,8
0,5	1,308 / 174,5	1,018 / 181,4	0,704 / 188,3
0,6	1,312 / 181,3	1,032 / 189,5	0,7303 / 197,7
0,7	1,316 / 188,0	1,045 / 197,6	0,7549 / 207,1
0,8	1,321 / 194,7	1,058 / 205,6	0,778 / 216,4

На підставі даних, представлених в таблиці 3.2, побудовані графічні залежності коефіцієнта перетворення і температури на вході в газоохолоджувач від тиску нагнітання  $P_{2н}$  і температурної ефективності перегріву робочої речовини в регенеративному теплообміннику,  $\eta_{SGHX}$ , рис.3.1. і 3.2. Графіки побудовані тільки для  $t_4 = 40^\circ\text{C}$ , так як при більш високих температурах  $\text{COP}_H$  набуває недопустиме значення.

Аналіз вказаних залежностей вказує, що  $\text{COP}_H$  має явно виражений максимум в інтервалі тисків  $100 \div 105$  бар незначно залежить від величини  $\eta_{SGHX}$

Остаточне рішення з вибору величини  $\eta_{SGHX}$  приймаємо на основі графіку на рисунку 3.2, де показано граничний рівень температури  $t_{2,н} = 150^\circ\text{C}$ .

Цей рівень температури  $t_{2,н}$  відповідає умові забезпечення хімічної стабільності холодоагента верхній гілці, а саме R236fa.



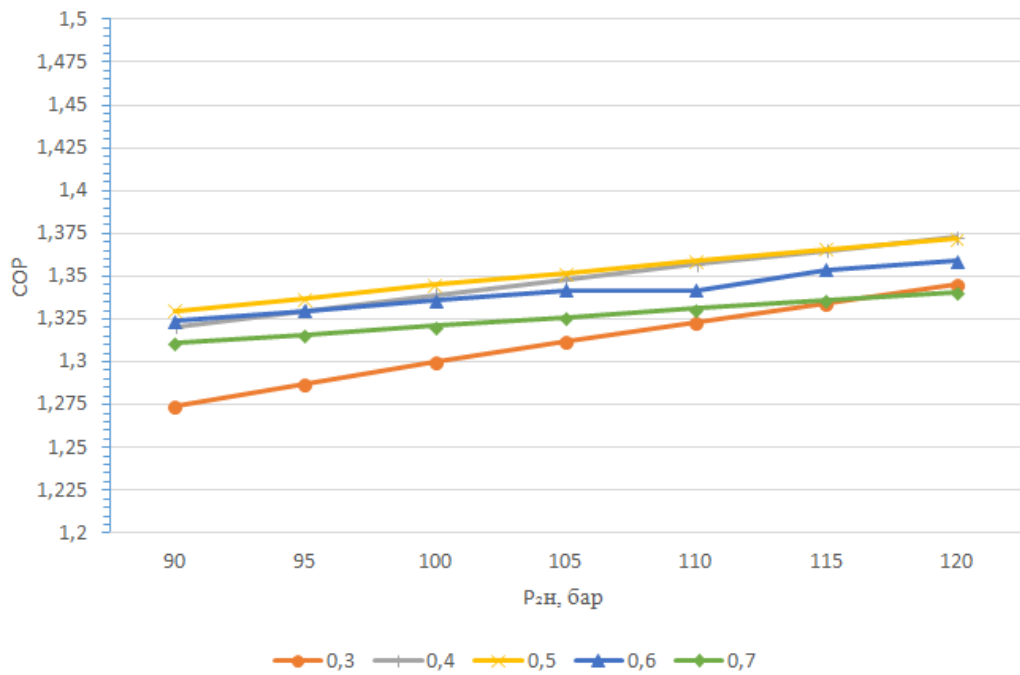


Рисунок 3.1. Залежність коефіцієнта перетворення циклу нижньої гілки каскада від тиску нагнітання компресора.

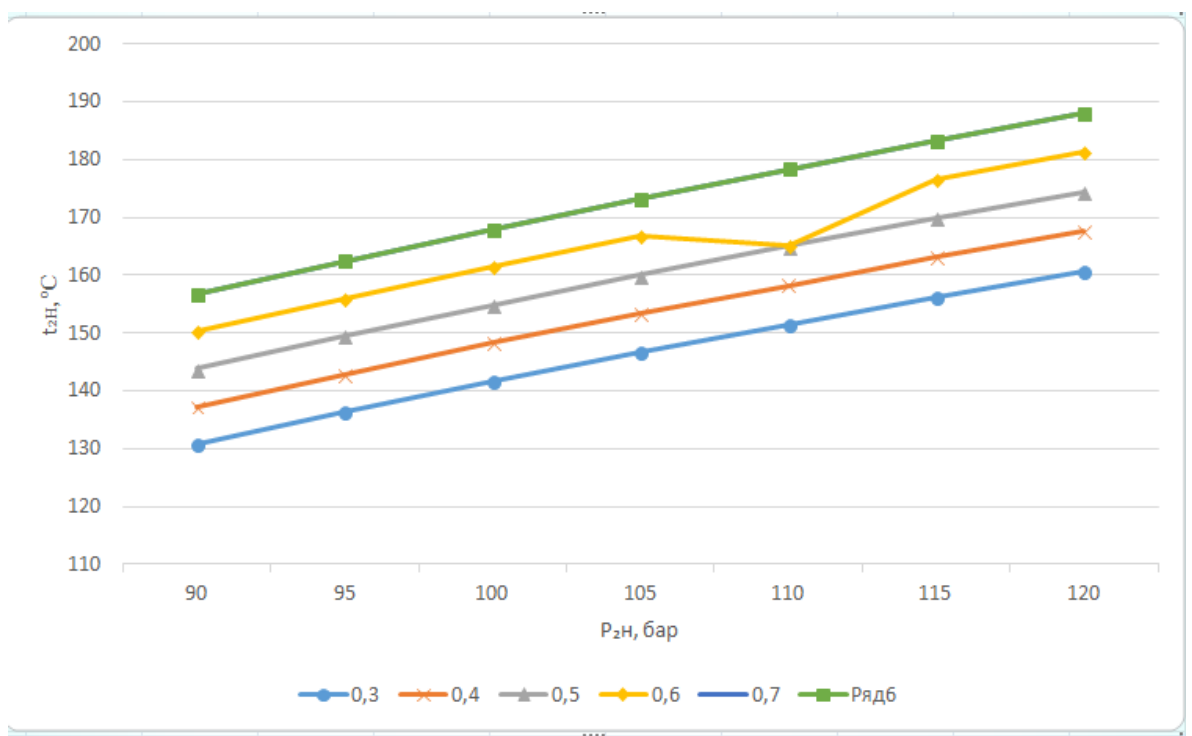


Рисунок 3.2. Графік залежності  $t_{2,n}=f(p_{2,n})$ .

На основі даних з графіків (рис. 2.1 і 2.2) приймаємо в якості нижченаведених параметрів, що уточнюють вихідні дані в таб. 3.1:

$$P_{2,n}=100 \text{ бар}; \eta_{SGHX}=0,4; t_4=40^\circ\text{C}.$$

Розрахунок нижньої гілки каскада характеризується наступними параметрами, які представлені в таб.3.3.

Таблиця 3.3. Параметри стану R744 у вузлових точках циклу.

Точки	Температура	Тиск	Ентальпія	Густина
	°C	кПа	кДж/кг	кг/м <sup>3</sup>
1н	10,6	2279	467,1	50,1
2s	130,6	10000	538,6	138,5
2н	148,3	10000	569,2	146,4
3н	148,3	10000	569,2	146,4
4н	40,0	10000	313,8	622,6
5н	35,3	10000	290,9	706,1
6н	-15,0	2293	290,9	(x <sub>6н</sub> =0,46)
7н	-10,0	2293	442,7	58,2
8н	-9,0	2279	444,3	57,3

Режимні параметри даного циклу визначаються на основі даних в таблицях 3.1 і 3.3:

- Питома холодопродуктивність циклу,  $q_{0,н}$ ,

$$q_{0,н} = h_{7,н} - h_{6,н},$$

$$q_{0,н} = 442,7 - 290,9 = 151,8 \text{ кДж/кг};$$

- Масова витрата холодоагента,  $\dot{m}_{a,н}$

$$\dot{m}_{a,н} = \dot{Q}_{0,н} / q_{0,н}$$

$$\dot{m}_{a,н} = 10 / 151,8 = 0,0659 \text{ кг/с};$$

- Питома політропна робота циклу,  $l_{i,н}$

$$L_{i,км} = h_{2н} - h_{1н},$$

$$L_{i,км} = 569,2 - 467,1 = 102,1 \text{ кДж/кг};$$

- Індикаторна потужність компресора,  $N_{i,км}$

$$N_{i,кМ} = \dot{m}_{a,н} \cdot i_{i,кМ},$$

$$N_{i,кМ} = 0,0659 \cdot 102,1 = 6,728 \text{ кВт}$$

- Ефективна потужність компресора,  $N_{e,н}$

$$N_{e,кМ} = N_{i,кМ} / \eta_{мех,кМ}$$

де  $\eta_{мех,кМ} = 0,9$  – менічник коефіцієнт корисної дії компресора;

$$N_{e,кМ} = 6,728 / 0,9 = 7,47 \text{ кВт}$$

- Об'ємна продуктивність компресора за умовами всмоктування,

$$\dot{V}_{к,н}$$

$$\dot{V}_{1,кМ} = \dot{m}_{a,н} / \rho_{1,н}$$

$$\dot{V}_{1,кМ} = 0,659 / 50,1 = 0,001315 \text{ м}^3 / \text{с} = 4,73 \text{ м}^3 / \text{год}$$

- Теоретична об'ємна продуктивність компресора,  $\dot{V}_{h,н}$

$$\dot{V}_{h,н} = \dot{V}_{1,кМ} / \lambda_v,$$

де  $\lambda_v = 0,7$  – коефіцієнт подачі компресора,

$$\dot{V}_{h,кМ} = 4,73 / 0,7 = 6,76 \text{ м}^3 / \text{год},$$

- Ступінь підвищення тискув компресорі,  $\Pi_n$ ,

$$\Pi_n = p_{2н} / p_{1н}$$

$$\Pi_n = 10000 / 2279 = 4,287$$

- Питоме теплове навантаження на газоохолоджувач

$$q_{го,н} = h_{3н} - h_{4н}$$

$$q_{го,н} = 569,2 - 313,8 = 255,4 \text{ кДж/кг}$$

- Тепловий потік відведений від R744 до газоохолоджувача

$$\dot{Q}_{го,н} = \dot{m}_{a,н} \cdot q_{го,н}$$

$$\dot{Q}_{го,н} = 0,0659 \cdot 255,4 = 16,83 \text{ кВт}$$

- Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$q_{рто,н} = h_{4н} - h_{5н},$$

$$q_{рто,н} = 313,8 - 290,9 = 22,9 \text{ кДж/кг}$$

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Тепловий потік, що відбирається від рідини в регенеративному теплообміннику

$$\dot{Q}_{пто,н} = \dot{m}_{a,н} \cdot q_{пто,н}$$

$$\dot{Q}_{пто,н} = 0,0659 \cdot 22,9 = 1,509 \text{ кВт}$$

- Коефіцієнт перетворення циклу

$$\text{COP}_{e,н} = \dot{Q}_{0,н} / N_{e,км}$$

$$\text{COP}_{e,н} = 10/7,47 = 1,339.$$

Результати розрахунків циклу нижньої гілки заносимо до таблиці 3.4.

Таблиця 3.4. Параметри циклу ПКХМ нижньої гілки.

Параметри	Позначення	Розмірність	Величина
Холодоагент	R744 (діоксид вуглецю)		
Випарник:			
- тиск	$P_{0,н}$	бар	22,93
- температура на вході	$t_{6,н}$	°C	-15
- температура на виході	$t_{7,н}$	°C	-10
Компресор			
- тиск всмоктування	$P_{1,н}$	бар	22,79
- тиск нагнітання	$P_{2,н}$	бар	100
- відношення тисків	$\Pi_{н}$	-	4,387
- температура всмоктування	$t_{1,н}$	°C	10,6
- температура нагнітання	$t_{2,н}$	°C	148,3
- масова витрата	$\dot{m}_{a,н}$	кг/с	0,0659
- об'ємна продуктивність	$\dot{V}_{1,км}$	м <sup>3</sup> /ГОД	4,73
- теоретична продуктивність	$\dot{V}_{h,км}$	м <sup>3</sup> /ГОД	6,76
- ефективна потужність	$N_{e,км}$	кВт	7,47

Газоохолоджувач			
- температура на вході	$t_{3,н}$	°C	148,3
- температура на виході	$t_{4,н}$	°C	40
- тиск	$P_{2,н}$	бар	100
- теплове навантаження	$\dot{Q}_{20,н}$	кВт	16,83
Регенеративний теплообмінник			
* густина рідкої фази холодоагенту			
- тиск	$P_{2,н}$	бар	100
- температура на вході	$t_{4,н}$	°C	40
- температура на виході	$t_{4,н}$	°C	35,3
* густина парової фази холодоагенту			
- тиск на вході	$P_{8,н}$	бар	22,93
- тиск на виході	$P_{1,н}$	бар	22,79
- температура на вході	$t_{8,н}$	°C	-9,0
- температура на виході	$t_{1,н}$	°C	10,6
* теплове навантаження	$\dot{Q}_{пто,н}$	кВт	1,51
Коефіцієнт перетворення з ефективної потужності	$CPO_{e,н}$	-	1,339

## 4. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ ВЕРХНЬОЇ ГІЛКИ

### 4.1 Вихідні дані

Схемно-циклове рішення для верхньої гілки каскада представлено і описано на рисунку 2.1,2.3 і в розділі 2.

В даному випадку розглядається пароежекторна холодильна машина (ПЕХМ), в якій джерелом теплоти для парогенерації робочої речовини є тепловий потік, що відбирається від робочої речовини нижньої гілки в газоохолоджувачі.

На підставі виконаного аналізу вихідні дані для розрахунку даного циклу представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Вихідні дані для розрахунку ПЕХМ

Параметри	Позначення	Розмірність	Величина
Робоча речовина	R236fa		
Парогенераторна порожнина газоохолоджувача			
- температура кипіння холодоагента	$t_A$	°C	100
- перегрів пари	$\Delta t_A$	°C	20
Теплове навантаження зі сторони холодоагента нижньої гілки	$\dot{Q}_{20,H}$	кВт	16,8 3
Випарник В2			
- температура кипіння холодоагента	$t_{0,B}$	°C	-2
- масова частка пара на виході з В2	$X_{1П}$	-	1,0
Конденсатор			
- температура конденсації	$t_K$	°C	30
Ступінь розширення пасивного потоку у всмоктувальній порожнині ежектора (suction nozzle pressure drop)	SNPD	кПа	30
Ефективний ККД насоса	$\eta_H$	-	0,65

#### 4.2 Визначення параметрів холодоагенту в вузлових точках циклу

- Для температури насичення:  $t_A, t_{0,B}, t_K$  з таблиць визначаємо відповідні тиски:

$$P_A=19,5 \text{ бар (1950 кПа)}$$

$$P_{0,B}=1,0 \text{ бар (100кПа)}$$

$$P_K=3,2 \text{ бар (320кПа)}$$

- Визначаємо тиск  $p_2$  до якого проходить розширення активного і пасивного потоків в ежекторі:

$$P_2=p_{0,B}-SNPD;$$

$$P_2=100-30=70 \text{ кПа}$$

- В  $p,h$ -діаграмі для холодоагента R236fa проводимо ізобари  $p_A, p_K, p_{0,B}, p_2$  і визначаємо положення вузлових точок у відповідності з рисунками 2.1 і 2.2 і параметрами завдання.

- Для визначення параметрів стану в точках 2<sub>п</sub> і 6 використовуємо допущення:

$$h_{2п}=h_{1п} \text{ і } h_6=1,005 \cdot h_5$$

- Для визначення положення і параметрів стану в точці 2<sub>AS</sub> приймаємо умову

$$S_{2AS}=S_{1A}$$

- Визначення параметрів стану в точках 2<sub>A</sub>, 2, 3, 4 використовується розрахункова модель викладена в [ 10 ], стр.91-93

- Результати визначення параметрів стану (окрім точок 2<sub>A</sub>, 2, 3, 4 ) представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. Параметри стану холодоагента R236fa.

№ точки	t	p	h	s	$\rho$	x
	°C	кПа	кДж/кг	кДж/(кг·К)	кг/м <sup>3</sup>	-
1'	100	1950	337	1,42	1020	0,0
1''	100	1950	418	1,64	160	1,0

1 <sub>A</sub>	120	1950	445	1,71	130	-
2 <sub>AS</sub>	35	70	390	1,71	4,3	-
1 <sub>П</sub>	-2	100	358	1,57	7,2	1,0
2 <sub>П</sub>	-10	70	350	1,56	5,3	1,0
5	30	320	237	1,13	1350	0,0
6	31	1950	238	1,14	1360	0,0
7	-2	100	237	1,135	1090	0,25

### 4.3 Визначаємо стан холодоагента в елементах ежектора

Робоче сопло:

- Ізоентропна швидкість пара активного потоку на виході з робочого сопла

$$W_{2S} = 1,41 \sqrt{(h_{1A} - h_{2AS}) \cdot 10^3} = 1,41 \sqrt{(445 - 390) \cdot 10^3} = 330,67 \text{ м/с}$$

- Справжня швидкість пара активного потоку при прийнятому значенні швидкісного коефіцієнта  $\varphi_1 = 0,95$

$$W_{2A} = \varphi_1 \cdot W_{2S} = 0,95 \cdot 330,67 = 314,14 \text{ м/с}$$

- Ентальпія пари в кінці політропної процесу розширення

$$h_{2A} = h_{1A} - \varphi_1^2 (h_{1A} - h_{2S})$$

$$h_{2A} = 445 - 0,95^2 (445 - 390) = 395,36 \text{ кДж/кг}$$

- Температура в точках 2<sub>A</sub> рівна 45°C (з діаграми)
- Коефіцієнт ежекції [ 11 ]

$$u = \left( \frac{0,0857 \frac{P_A}{P_B} + 1,036}{\frac{P_K}{P_B} - 0,317} - 0,0112 \cdot \frac{P_A}{P_B} - 0,519 \right) \cdot A$$

Де

$$A = (0,0088 t_{1A} - 0,233) \left[ \frac{273 + t_{1A}}{273 + t_{2A}} \right]^{0,5}$$

$$A = (0,0088 \cdot 120 - 0,233) \cdot \left[ \frac{273 + 120}{273 + 45} \right]^{0,5} = 0,9149$$

						Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	ХМ 02.00.00.00 ПЗ	



$$u = \left( \frac{0,0857 \frac{19,5}{1,0} + 1,036}{\frac{3,2}{1,0} - 0,317} - 0,0112 \cdot \frac{19,5}{1,0} - 0,519 \right) \cdot 0,19149 = 0,185$$

Камера змішування: (на вході стан точки 2, на виході точка 3)

- Дійсна швидкість пари на виході з камери змішування з урахуванням втрат на тертя і удар, оцінюючих похідними коефіцієнтами  $\varphi_2$  і  $\varphi_3=0,863$  (для синтетизованих холодоагентів  $W_3=\varphi_2 \cdot \varphi_3 \cdot W_{2A}(1+U)$ ;

$$W_3=0,863 \cdot 314,14 \cdot (1+0,185)=312,257 \text{ м/с}$$

- Зміна ентальпії потоку змішування в камері змішування

$$\Delta h_{кз}=0,5 w_{2A}^2 [1-(\varphi_2-\varphi_3)^2(1+U)];$$

$$\Delta h_{кз}=\frac{395,36+0,185 \cdot 350+5,8}{1,185} = \frac{465,91}{1,185} = 393,17 \text{ кДж/кг}$$

Дифузор ( зміна стану від точки 3 до точки 4)

- Зміна ентальпії потоку змушування в дифузорі (процес 3-4):

$$\Delta h_{диф}=h_4-h_3=0,5 \cdot w_3^2-0,5 \cdot w_4^2$$

Де  $w_4=20$  м/с – прийнята швидкість потоку на виході з дифузора.

$$\Delta h_{диф}=0,5(321,275^2-20^2)=51403 \text{ Дж/кг}=5,14 \text{ кДж/кг}$$

- Ентальпія холодоагента на виході з дифузора

$$h_4=h_3-\Delta h_{диф},$$

$$h_4=393,17+5,14=398,31 \text{ кДж/кг}$$

- З діаграми визначаємо решту параметрів в точці 4

$$t_4=48^\circ\text{C}, \rho_4 = 20 \text{ кг/м}^3, s_4=1.65 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$$

- Виконуємо перевірку коефіцієнта корисної дії дифузора

$$\eta_{оиф} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \approx \frac{\Delta h_{оиф}}{\Delta h_{кз}} = \frac{5,14}{5,8} = 0,886 \approx 0,9$$

- З діаграми знаходимо положення точки 3 на перетину ліній 2-4 і ентальпії  $h_3$

$$P_3=2,2 \text{ бар}, t_3=45^\circ\text{C}, s_3=1.67 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$$

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- Результати розрахунків параметрів в точках 2, 3 і 4 заносимо до таблиці 4.3

Таблиця 4.3. Параметри в точках 2, 3 і 4.

№ точки	t °C	p кПа	h кДж/кг	s кДж/(кг·К)	$\rho$ кг/м <sup>3</sup>	w м/с
2	45	1950	395,36	1,42	1020	314,14
3	45	220	393,17	1,67	160	321,275
4	48	220	398,31	1,65	20	20

#### 4.4 Розрахунок режимних параметрів циклу

- Масова витрата активного потоку

$$\dot{m}_A = \frac{0,95 \cdot \dot{Q}_{20,H}}{h_{1A} - h_6}$$

Де  $\dot{Q}_{20,H}$  - теплове навантаження на газоохолоджувач з сторони холодоагента нижньої гілки (діоксин вуглецю);

$$\dot{m}_A = \frac{0,95 \cdot 16,83}{445 - 238} = 0,0772 \text{ кг/с}$$

- Масова витрата пасивного потоку

$$\begin{aligned} \dot{m}_n &= U \cdot \dot{m}_A \\ \dot{m}_n &= 0,185 \cdot 0,0772 = 0,0143 \text{ кг/с} \end{aligned}$$

- Холодопродуктивність для випарника В2 верхньої гілки

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{0,g} &= \dot{m}_n (h_{1n} - h_7); \\ \dot{Q}_{0,g} &= 0,0143(358 - 237) = 1,73 \text{ кВт} \end{aligned}$$

- Теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{кд} = \dot{m}_{см} \cdot (h_4 - h_5),$$

$$\begin{aligned} \text{Де } \dot{m}_{см} &= \dot{m}_A + \dot{m}_n = (1 + U) \cdot \dot{m}_A \\ \dot{m}_{см} &= (1 + 0,185) \cdot 0,0772 = 0,09148 \text{ кг/с} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{кд} = 0,09148 \cdot (398,31 - 237) = 14,756 \text{ кВт}$$

- Індикаторна потужність насоса

$$N_{i,n} = \dot{m}_A \cdot \frac{p_6 - p_5}{\rho_5} = \dot{m}_A \cdot \frac{p_A - p_K}{\rho_5}$$

$$N_{i,n} = 0,0772 \cdot \frac{(19,5 - 3,2) \cdot 10^2}{1350} = 0,093 \text{ кВт}$$

- Уточнення ентпальпії в точці 6

$$h_6 = h_5 + \frac{N_{i,n}}{\dot{m}_A};$$

$$h_6 = 237 + \frac{0,093}{0,0772} = 238,2 \text{ кДж / кг}$$

У зв'язку з невеликою похибкою прийняття при розрахунку  $\dot{m}_A$  величини  $h_6=238$  перерахунок не проводиться.

- Ефективна потужність насоса на валу

$$N_{e,n} = N_{i,n} / \eta_n$$

Де  $\eta_n = 0,6 \dots 0,7$  – коефіцієнт корисної дії насоса

$$N_{e,n} = 0,093 / 0,65 = 0,143 \text{ кВт}$$

- Об'ємна витрата холодоагента

$$\dot{V}_n = \frac{\dot{m}_A}{\rho_5} = 0,143$$

$$\dot{V}_n = \frac{0,0772}{1350} = 0,206 \text{ м}^3 / \text{год}$$

- Енергетична ефективність верхньої гілки каскада

$$COP_B = \frac{\dot{Q}_{0,g}}{\dot{Q}_{20,g} + N_{e,n}}$$

Де  $\dot{Q}_{20,g} = 0,95 \cdot \dot{Q}_{20,n}$  - теплове навантаження газоохолоджувача, передана холодоагенту верхньої гілки з урахуванням 5% втрати теплоти

$$COP_B = \frac{1,73}{0,95 \cdot 16,83 + 0,143} = 0,1072 \approx 0,11$$

Результати розрахунків параметрів циклу верхньої гілки заносимо до таблиці 4.4.

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.4. Параметри циклу ПЕХМ верхньої гілки.

Параметри	Позначення	Розмір-ність	Величина
Холодоагент	R236fa		
Параметри активного потоку			
- тиск	$p_a$	кПа	1950
- масова витрата	$\dot{m}_A$	кг/с	0,0772
Параметри пасивного потоку			
- тиск	$p_{\Pi}$	кПа	100
- масова витрата	$\dot{m}_n$	кг/с	0,0143
Параметри потоку змішування			
- тиск	$p_k$	кПа	320
- масова витрата	$\dot{m}_{зм}$	кг/с	0,09148
Теплове навантаження для парогенерації R236fa в газоохолоджувачі	$\dot{Q}_{го,с}$	кВт	16,0
Температура холодоагента в газоохолоджувачі			
- на вході	$t_6$	°C	30
- на виході	$t_{1,A}$	°C	120
- у випарниковій частині	$t_{1'}, t_{1''}$	°C	100
Коефіцієнт ежекції в ежекторі	$U$	-	0,185
Ступінь розширення активного потоку	$\Pi_A = \frac{P_A}{P_{\Pi}}$	-	19,5
Ступінь стиснення пасивного потоку	$\Pi_{\Pi} = \frac{P_K}{P_{\Pi}}$	-	3,2
Теплове навантаження на конденсатор	$\dot{Q}_{КД}$	кВт	14,8

холодопродуктивність випарника В2	$\dot{Q}_{0,B}$	кВт	1,73
Ефективна потужність насоса холодоагента	$N_{e,n}$	кВт	0,143
Об'ємна витрата холодоагента через насос	$\dot{V}_n$	м <sup>3</sup> /год	0,206
Коефіцієнт перетворення	$COP_B$	-	0,11

## 5. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Енергетична ефективність виробництва холоду по гілках каскаду даної холодильної машини представлена вище у вигляді відповідних коефіцієнтів перетворення

- Для нижньої гілки,  $COP_{e,n}=1,339$
- Для верхньої гілки,  $COP_B=0,11$
- Для верхньої гілки без урахування теплоти  $\dot{Q}_{co,g}$ ,  $COP_{e,B}=12,1$

Зіставлення цих величин не є коректним, з огляду на те, що в якості витраченої на термотрансформацію енергії розглядається їх різні форми, механічна і теплова.

Для коректного зіставлення використовується величина коефіцієнта перетворення по повному ланцюгу від первинного енергоресурсу, що позначається у вигляді  $COP_{\Sigma}$ . Цей коефіцієнт враховує ефективність перетворення хімічної енергії викопного палива в теплоту і далі в електроенергію для приводу компресора, насоса та інших елементів холодильної машини.

Для циклу нижньої гілки  $COP_{\Sigma}$  записується у вигляді:

$$COP_{\Sigma,n} = \frac{\dot{Q}_0}{N_{e,км} / COP_{EG}} = COP_{e,n} \cdot COP_{EG}$$

Де  $COP_{EG}=0,28\dots 0,3$  – коефіцієнт перетворення при генерації і транспортуванні електричної енергії.

Таким чином:

$$COP_{\Sigma,n} = 1,339 \cdot 0,3 = 0,4$$

Для циклу верхньої гілки маємо:

$$COP_{\Sigma,B} = \frac{\dot{Q}_{0,B}}{\dot{Q}_{ГО,B} + Ne_H / COP_{EG}}$$
$$COP_{\Sigma,B} = \frac{1,73}{16 + 0,143 / 0,3} = 0,105$$
$$COP_{\Sigma,B}^* = \frac{1,73}{0,143 / 0,3} = 3,629$$

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

В цілому для каскадної холодильної машини енергетична ефективність буде коректно оцінена за допомогою коефіцієнта перетворення  $COP_{\Sigma}$ ,

$$(COP_{\Sigma})_{KXM} = \frac{\dot{Q}_{0,B} + \dot{Q}_{0,H}}{(N_{e,KM} + N_{e,H}) / COP_{EG}}$$

$$(COP_{\Sigma})_{KXM} = \frac{10 + 1,73}{7,47 + 0,143} \cdot 0,3 = 0,462$$

Приріст енергетичної ефективності холодильної машини, якщо теплоту газоохолоджувача використовувати для отримання додаткової холодопродуктивності запишеться у вигляді:

$$\Delta(COP_{\Sigma}) = (COP_{\Sigma})_{KXM} - COP_{\Sigma,H}$$

$$\Delta(COP_{\Sigma}) = 0,462 - 0,4 = 0,062$$

Відносна величина збільшується енергетичною ефективністю каскадної холодильної машиною становить:

$$\frac{\Delta(COP_{\Sigma})}{COP_{\Sigma,H}} = \frac{0,062}{0,4} = 0,155, \text{ тобто } 15,5\%$$

Енергетичну ефективність каскадної холодильної машини можна також визначити шляхом використання ексергетичного методу термодинамічного аналізу.

Для даної системи у вигляді каскадної холодильної машини ексергетична ефективність запишеться у вигляді:

$$\varepsilon_{KXM} = \frac{\dot{Q}_{KO} \left(1 - \frac{T_{H,C}}{T_K}\right) - \dot{Q}_{0,H} \left(1 - \frac{T_{H,C}}{T_{0,H}}\right) - \dot{Q}_{0,G} \left(1 - \frac{T_{H,C}}{T_{0,G}}\right)}{N_{e,H} + N_{e,H}}$$

При допущенні, що розрахункова температура навколишнього середовища,  $T_{H,C}$  дорівнює температурі конденсації,  $T_{H,C} = T_K = 303\text{K}$  отримаємо

$$\varepsilon_{KXM} = \frac{14,8 \left(1 - \frac{303}{303}\right) - 10 \left(1 - \frac{303}{268}\right) - 1,73 \left(1 - \frac{303}{271}\right)}{7,43 + 0,143} = \frac{0 + 1,306 + 0,204}{7,613} = 0,198 \approx 0,2$$

Для холодильної машини на R744 без використання теплоти газоохолоджувача ексергетичної ефективність при віднесенні теплоти газоохолоджувача до втрат енергії має вигляд:

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\varepsilon_{\text{ХМ}} = \frac{-\dot{Q}_{0,\text{H}} \left(1 - \frac{T_{\text{H},\text{с}}}{T_{0,\text{H}}}\right)}{N_{\text{е,КМ}}},$$

$$\varepsilon_{\text{ХМ}} = \frac{-10 \left(1 - \frac{303}{268}\right)}{7,47} = 0,175$$

Звідки випливає, що відносне збільшення ексергетичної ефективності для каскадної схеми:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon_{\text{ХМ}}} = \frac{0,2 - 0,175}{0,175} = 0,143, \text{ або ж це } 14,3\%$$

Результати розрахунків ефективності застосування енергозберігаючої схеми холодильної машини зведені в таблицю 5.1

Таблиця 5.1. Показники енергоефективності

Показники	Позначення	Величина
Коефіцієнт перетворення		
- У циклі нижньої гілки	$\text{COP}_{\text{е,Н}}$	1,34
- У циклі верхньої гілки	$\text{COP}_{\text{В}}$	0,11
- У циклі верхньої гілки без урахування теплоти $\dot{Q}_{\text{сo,в}}$	$\text{COP}_{\text{е,В}}$	12,1
Коефіцієнт перетворення по повному ланцюгу енергоперетворень		
- У циклі нижньої гілки	$\text{COP}_{\Sigma,\text{Н}}$	0,4
- У циклі верхньої гілки	$\text{COP}_{\Sigma,\text{В}}$	0,105
- У циклі верхньої гілки без урахування теплоти $\dot{Q}_{\text{сo,в}}$	$\text{COP}^*_{\Sigma,\text{В}}$	3,63
- Каскадної схеми	$(\text{COP}_{\Sigma})_{\text{КХМ}}$	0,462
Ексергетична ефективність		
- Холодильна машина без використання теплоти газоохолоджувача	$\varepsilon_{\text{ХМ}}$	0,175
- Каскадна схема холодильної машини	$\varepsilon_{\text{КХС}}$	0,2



## 6. ОХОРОНА ПРАЦІ

Холодильне обладнання повинно відповідати НПАОП 0.00-1.07-94. «Правила будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском» ГОСТ 12.2.003-91 «Устаткування виробниче. Загальні вимоги безпеки» ПБ 09-592-03 «Правила будови і безпечної експлуатації холодильних систем»

Умови праці на робочих місцях виробничих приміщень при експлуатації холодильної машини складаються під впливом великого числа факторів, різних за своєю природою, формами прояву, характером впливу на людину.

***Вимоги правил безпечної експлуатації при проектуванні холодильних установок.***

Будівельна частина і розміщення обладнання для хладонових холодильних установок. При розміщенні холодильного обладнання прагнуть забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів; компактність розташування обладнання, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

Компресори та апарати установок розміщують в машинних відділеннях висотою не менше 3,5 м, а при об'ємної подачі компресорів до 0,042 м<sup>3</sup>/с - у відділеннях висотою не менше 2,6 м.

Машинні відділення розташовують на будь-якому поверсі або в підвалі. Кількість хладону в установках, розміщених в машинних відділеннях, не обмежується. У деяких випадках пристрій спеціального машинного відділення недоцільно. Допускається розміщення хладонових холодильних установок у виробничих приміщеннях спільно з іншим технологічним обладнанням за умови, що в цих приміщеннях знаходиться персонал, який пройшов інструктаж але техніці безпеки на хладонових холодильних установках.

В одному приміщенні з хладоновими установками забороняється розміщувати апарати і прилади з відкритим полум'ям або з нагрітими

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

зовнішніми поверхнями, температура яких перевищує 350 ° С. Двері машинних відділень повинні виходити назовні будівель або в коридори (вестибюлі), відокремлені дверима від інших приміщень, і відкриватися в бік виходу.

**Вимоги до систем трубопроводів.** Кріплення трубопроводів не повинно допускати їх вібрації. Трубопроводи, що приєднуються до компресорів і насосів, не повинні жорстко кріпитися до конструкцій будівлі; при необхідності застосування жорстких кріплень передбачають компенсують пристрої.

На прямих ділянках трубопроводів діаметром понад 50 мм і довжиною понад 100 м встановлюють спеціальні компенсатори і кріплення, що забезпечують зміну довжини трубопроводів при коливанні їх температури.

Щоб уникнути пошкодження труб вантажами або транспортними засобами не допускають прокладку трубопроводів до охолоджуючим пристроїв через вантажний обсяг холодильних камер, укладку вантажу впритул до охолоджуючим пристроїв і труб. Мінімальна відстань від труб (охолоджувальних пристроїв) до вантажу 0,3 м.

**Опалення.** Розрахункову температуру в машинних і апаратних відділеннях холодильних установок приймають рівною 16 °С при непрацюючому обладнанні.

У компресорних цехах допускається застосування систем водяного і парового опалення з місцевими нагрівальними приладами. При температурі теплоносія вище 130 ° С нагрівальні прилади захищають екранами з негорючих матеріалів, які встановлюють на відстані не менше 100 мм від приладів опалення. У незнімних екранах передбачають люки для очищення нагрівальних приладів від пилу.

**Вентиляція.** Вид вентиляції залежить від застосовуваного хладагента. Машинні відділення хладонових холодильних установок обладнають примусовою припливної та витяжної вентиляцією з кратністю повітрообміну не менше 3 для припливної та 4 для витяжної. Витяжна вентиляція одночасно

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

є аварійною. Усмоктувальні отвори повітропроводів витяжної вентиляції розташовують у нижній зоні приміщення.

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## ВИСНОВОК

В даній роботі була запропонована нова схема каскадної холодильної машини.

Використання теплового потоку, що скидається з газоохолоджувача углекислотної холодильної машини збільшує:

- Коефіцієнт перетворення на 15,5 %.
- Ексергетичну ефективність на 14,3%.

Розрахунки циклів показують на скільки ефективно використовувати діоксид вуглецю, який є екологічно чистим, бюджетним і має невичерпний запас.

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		36

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

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/primeneniye-co2-kak-hladagenta/> / - 17.12.18.
3. Енергозбереження 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> T [электронный ресурс] <https://planetaklimata.com.ua/news/?msg=1325>
6. Навчальний посібник: Теплові насоси: основи теорії та розрахунку. Арсеньєв В.М, Мелейчук С.С. – Суми: СумДУ, 2018.- 364с.

					ХМ 02.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		