

**ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**ГРУДКА БОГДАН ГЕННАДІЙОВИЧ**

УДК 621.57:536.7

**ДИСЕРТАЦІЯ**


**ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕПЛОВИКОРИСТАЛЬНИХ  
ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН В СИСТЕМАХ ТРИГЕНЕРАЦІЇ**

05.05.14 - Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціювання

**Технічні науки**

**Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.**

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 Грудка Б.Г.

Науковий керівник  
Морозюк Лариса Іванівна  
доктор технічних наук, доцент

Примірник дисертації ідентичний  
за змістом з іншими примірниками

Вчений секретар спеціалізованої  
вченої ради Д 41.088.03  
д.т.н., професор



В.І. Мілованов

Одеса - 2018

## АНОТАЦІЯ

Грудка Б.Г. Термодинамічний аналіз тепловикористальних холодильних машин в системах тригенерації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.14 – «Холодильна, вакуумна та компресорна техніка, системи кондиціонування». Одеська національна академія харчових технологій. МОН України, Одеса, 2017.

Розвиток малих енергетичних установок, в поєднанні з екологічно чистими енергозберігаючими технологіями, пішов по шляху освоєння нових схемно-циклових рішень. Змін зазнали робочі речовини, раціональні конструкції, параметри і характеристики обладнання, методи і прийоми проектування.

На підставі аналізу взаємозв'язків в класі енергоперетворювальних систем встановлено, що найпростіший і водночас перспективний шлях використання первинної енергії (палива) для вироблення корисних ефектів (електроенергії, тепла та холоду) ґрунтується на концепції тригенерації.

Об'єднання в єдиний комплекс системи когенерації та тепловикористальної холодильної машини з виробництвом трьох корисних ефектів здатне дати максимальний ефект економії природних ресурсів.

Виконано критичний аналіз існуючих типів тепловикористальних холодильних машин за компенсуючими процесами (абсорбційних, компресорних, ежекторних), робочими речовинами та температурними рівнями джерел тепла. Для дослідження обрано природні робочі речовини  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  та  $\text{CO}_2$ , наведено огляд холодильних машин різного призначення з цими робочими речовинами. Проведено огляд робіт, присвячених існуючим системам когенерації та тригенерації. На підставі літературних джерел подано огляд наявних методів термодинамічного аналізу та критично оцінено їх використання у процесі сучасного проектування холодильних машин, зокрема тепловикористальних. У результаті аналізу отриманої інформації представлено нові технічні рішення тригенерації в малій енергетиці.

Презентовано нові схеми тригенерації та розподіли енергетичних потоків в них від потреб виробництва корисних ефектів. Розглянуто схему, в якій частка утилізованого тепла трансформується в два корисних ефекти – холод та додаткову електроенергію з використанням абсорбційної машини з  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .

Систему тригенерації з компресорною холодильною машиною представлено циклом Чистякова-Плотнікова з  $\text{CO}_2$  робочою речовиною та агрегатом «турбіна-компресор». Загальний цикл холодильної машини реалізується в двох областях: в надкритичній – прямий, в двофазній – зворотний. Для підвищення енергетичної ефективності та екологічної безпеки системи тригенерації запропоновано схему, в якій енергетична установка та холодильна машина мають єдину робочу речовину –  $\text{CO}_2$ . У цьому випадку тепловикористальна компресорна холодильна машина виконує функції системи тригенерації. На прикладі фермерського господарства надано спосіб формування малої системи тригенерації. Показано, що продуктивності корисних ефектів, температурні режими виробництва тепла і холоду повністю залежать від потреб певного виробника, безпосередньо визначаються коливаннями температури зовнішнього повітря і енергетичною ефективністю установок, які виробляють кожен ефект.

Термодинамічний аналіз різних типів абсорбційних машин вказав на переваги абсорбційно-резорбційної холодильної машини, обумовлені низькими тисками та зовні оборотними процесами генерації і дегазації (температура робочої речовини змінюється подібно зміни температури джерела тепла). Оцінено енергетичну та ексергетичну ефективність зазначеної холодильної машини в режимі системи тригенерації малої енергетики. Розглянуто передумови практичної реалізації абсорбційно-резорбційної холодильної машини з використанням пластинчатих теплообмінників.

Дослідження компресорних тепловикористальних холодильних машин пов'язано з розробкою нових схемно-циклових рішень з регенерацією тепла в прямому і зворотному циклах. Аналіз проведено окремо для: регенерації тепла в зворотному циклі (класичний РТО парової холодильної машини), в прямому циклі (класичний РТО паросилової машини). Розглянуто перехресну регенерацію

тепла між потоками прямого та зворотного циклів та одночасне використання перехресної та регенерації у зворотному циклі. Визначення енергетичної досконалості прийнятих рішень з одночасним вирішенням завдань енергозбереження виконано енергетичним та ексергетичним методами термодинамічного аналізу.

Запропоновано низькотемпературну (до  $-50^{\circ}\text{C}$ ) тепловикористальну компресорну машину з двоступеневим зворотним циклом та систему тригенерації з єдиною робочою речовиною  $\text{CO}_2$  в енергетичній установці і холодильній машині. Термодинамічний аналіз двох останніх схемно-циклових рішень визначив можливість їх практичної реалізації.

**Ключові слова:** Мала енергетика; тригенерація; енергетична ефективність; абсорбційно-резорбційна холодильна машина; компресорна тепловикористальна холодильна машина; регенерація тепла, ексергетичний аналіз; енергетичний аналіз.

## ABSTRACT

Hrudka B. Thermodynamic analysis of the heat-driven refrigeration machines within systems. – The manuscript.

The thesis for Candidate of science degree by specialty 05.10.14 – «Refrigerating, vacuum and compressor technique, air conditioning systems». – Odessa national academy of food technologies. MESYS of Ukraine, Odessa, 2017.

The development of small power plants in combination with environmentally friendly energy-saving technologies has gone on the way of mastering new cycles and schemes solutions. The working fluids, rational constructions, parameters and characteristics of equipment, methods and techniques of design have undergone changes.

Based on the analysis of the interconnections in the class of the power transforming systems it was established that the simplest and at the same time a

promising way of utilizing primary energy (fuel) for the development of useful effects (electricity, heat and cold) is based on the concept of trigeneration.

The maximum effect of saving natural resources can be obtained by combining into a single complex of a cogeneration system and a heat-driven refrigeration machine with the production of three beneficial effects.

The critical analysis of existing types of heat-driven refrigeration machines by compensating processes (absorption, compressor and ejector processes), working fluids and temperature levels of heat sources is performed. The natural working fluids  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  and  $\text{CO}_2$  are selected for study and the review of refrigeration machines for different application using obtained working fluids is given. The review of works devoted to the existing cogeneration and trigeneration systems is carried out. On the basis of literary sources, the overview of available thermodynamic analysis methods is presented and critically evaluation for their use in the process of modern refrigeration machines design in particular thermal-driven ones is given. The new technical solutions for trigeneration in small power engineering as a result of the received information analysis are presented.

The new schemes of trigeneration and energy flows distribution in such schemes in depending on the beneficial effects production needs are presented. The scheme with transformation of a part of utilizing heat into two beneficial effects such as cold and additional electricity by using an  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  absorption refrigeration machines is considered.

The trigeneration system with a compression refrigeration machine is represented by the Chistyakov-Plotnikov cycle with  $\text{CO}_2$  as a working fluid and the turbine-compressor unit. The general cycle of the refrigeration machine is realized in two areas: as a direct cycle in a supercritical area and as a reverse cycle in biphasic area. In order to increase energy efficiency and ecological safety of the trigeneration system, the scheme with a  $\text{CO}_2$  as a single working fluid both for power unit and refrigeration unit is proposed. In this case, the heat-driven compression refrigeration machine performs the function of the trigeneration system. A farmer household is used as an application example for the formation of the small trigeneration system. It has been

shown that the beneficial effects performance and the temperature modes of the heat and cold production completely depend on the needs of a particular manufacturer and they are directly determined by fluctuations in the outside air temperature and the energy efficiency of the units that produce each effect.

The thermodynamic analysis of different types of absorption machines demonstrated the advantages of the absorption-resorption refrigeration machines: the external reversibility within the processes of generation and degasation (the temperature profile of the working fluid is similar to the temperature profile of heat source/sink). The energy and exergy efficiency of this refrigeration machine working in the mode of small energy trigeneration system is estimated. The preconditions of practical realization of an absorption-resorption refrigeration machine with plate heat exchangers are considered.

The research of the compression heat-driven machines with CO<sub>2</sub> as the working fluid has been done to the direction of creating the new cycles and schemes where the heat regeneration process is used within direct and inverse cycles as well as between these cycles. The analysis was conducted separately for heat regeneration in the reverse cycle (the classical recuperator of the vapour compression refrigeration cycle) and in the direct cycle (the classical recuperator of the power cycle). The cross-sectional heat regeneration between direct and reverse cycles and the simultaneous use of intersection and regeneration in the reverse cycle are considered. The energetic evaluation of the new cycles and schemes taking into account the options for energy saving has been performed using energy and exergy analyses.

New cycles and schemes of the low-temperature (up to -50 °C) compression heat-driven refrigeration machines with two-stage inverse cycle and trigeneration system with CO<sub>2</sub> as the working fluid for power generation system and refrigeration machine is proposed. The practical feasibility of these machines has confirmed using the results obtained from the thermodynamic analysis.

**Keywords:** small energetics, trigeneration; energy efficiency, absorption-resorption refrigeration machine, compression heat-driven refrigeration machine, heat regeneration, energy analysis, exergy analysis.

## Список опублікованих праць здобувача

1. Грудка Б.Г. Тригенерація – источник енергосбережения в малой энергетике для аграрного производства / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – №4(51). – С. 65-69.
2. Грудка Б.Г. Аналіз схемних рішень компресорної тепловикористальної холодильної машини з R744 / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук // Восточно-европейский журнал передовых технологий [ЕЕJET]. – 2016. – Т.1, №8(79). – С. 29-39.
3. Грудка Б.Г. Аналіз характеристик прямого циклу тепловикористальної компресорної машини з R744 / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – №2 (52). – С. 12-22.
4. Грудка Б.Г. Энергетическая эффективность абсорбционно-резорбционной холодильной машины в системе тригенерации малой энергетики / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – №4 (52). – С. 4-10.
5. Study of a tri-generation system based on a supercritical CO<sub>2</sub> cycle / T. Morosuk, G. Tsatsaronis, L. Morozyuk et al. // 1st European Seminar on Supercritical CO<sub>2</sub> (sCO<sub>2</sub>) Power Systems. – Vienna, Austria, 29-30.09.2016.
6. Грудка Б.Г. Новые технические решения тригенерации в малой энергетике/ Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк // «Казахстан-Холод 2017»: Сб. докл. межд. науч.-техн. конф. – Алматы: АТУ, 15-16.03.2017. – С.166-174.
7. Грудка Б.Г. Введение в эксергетический анализ абсорбционно-резорбционной холодильной машины / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №1 (53). – С. 4-10.
8. Низкотемпературные теплоиспользующие компрессорные холодильные машины с R744 / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук и др. // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №2(53). – С. 4-13.

## Публікації апробаційного характеру

1. Грудка Б.Г. Создание системы тригенерации с использованием резорбционной теплофикационной машины [Текст] / Б.Г. Грудка // Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» – 2014. – с. 53-54.
2. Грудка Б.Г. Области рационального применения теплоисполь-зующих машин в системах тригенерации [Текст] / Б.Г. Грудка // Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» – 2015. – с. 17-18.
3. Грудка Б.Г. Перспективы использования абсорбционно-резорбционных холодильных машин в системах тригенерации [Текст] / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк // 10-а Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» – 2015. – с. 32-33.
4. Грудка Б.Г. Анализ характеристик абсорбционно-резорбционной холодильной машины [Текст] / Б.Г. Грудка // Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» – 2016. – с. 14-15.
5. Грудка Б.Г. Энергетическая эффективность абсорбционно-резорбционной холодильной машины в системе тригенерации малой энергетики [Текст] / Б.Г. Грудка // Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» – 2017. – с. 24-26.
6. Грудка Б.Г. Тригенерационные технологии производства низкотемпературного жидкого диоксида углерода, электроэнергии, тепла и холода [Текст] / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук // 7-ий Міжнародний семінар «NH<sub>3</sub> & CO<sub>2</sub>-2017» – 2017. – с. 21-23.

## ЗМІСТ

Анотація .....	2
Зміст .....	9
Перелік умовних позначень .....	12
Вступ.....	16
Розділ 1. Аналіз стану проблеми .....	21
1.1 Загальні положення.....	21
1.2 Класифікація енергоперетворювальних систем .....	21
<u>1.3 Абсорбційні тепловикористальні холодильні машини</u> .....	24
1.4 Ежекторні тепловикористальні холодильні машини .....	24
1.5 Компресорні тепловикористальні холодильні машини .....	24
1.6 Системи тригенерації .....	27
1.7 Термодинамічний аналіз циклів .....	29
1.8 Висновки до розділу .....	30
Розділ 2. Нові технічні рішення тригенерації в малій енергетиці.....	32
2.1 Загальні положення.....	32
2.2 Енергетичні потоки в системах тригенерації.....	32
2.3 Технологічні схеми систем тригенерації.....	38
2.4 Система тригенерації для фермерського господарства .....	44
2.5 Висновки до розділу .....	49
Розділ 3. Термодинамічний аналіз процесів в абсорбційно-резорбційних машинах.....	50
3.1 Загальні положення .....	50
3.2 Термодинамічні характеристики схемно-циклового рішення машини ...	52
3.2.1 Питомі характеристики теоретичного циклу.....	53
3.2.2 Аналіз енергетичної ефективності машини .....	54

	10
3.2.3 Аналіз ексергетичної ефективності машини .....	63
3.2.3.1 Основні ексергетичні критерії.....	63
3.2.3.2 Схемно-циклове рішення до ексергетичного аналізу .....	65
3.2.3.3 Витратні характеристики резорбційного ступеня .....	68
3.2.3.4 Витратні характеристики термохімічного компресора.....	68
3.2.3.5 Ексергетичні характеристики компонентів машини .....	70
3.3. Ексергетичний аналіз реального циклу .....	73
3.4. Практична реалізація схемно-циклового рішення АРХМ.....	75
3.4.1. Передумови реалізації .....	75
3.4.2. Теплові і конструктивні розрахунки компонентів .....	77
3.4.3. Масогабаритні характеристики .....	81
3.5 Висновки до розділу .....	82
Розділ 4. Термодинамічний аналіз процесів в компресорних машинах.....	84
4.1 Загальні положення .....	84
4.2 Термодинамічні характеристики схемно-циклового рішення машини ...	84
4.2.1 Питомі характеристики циклу .....	85
4.2.2 Загальні характеристики елементів машини.....	86
4.3 Регенерація тепла в машині як метод підвищення ефективності .....	87
4.3.1 Регенерація тепла в зворотному циклі.....	88
4.3.2 Регенерація тепла в прямому циклі.....	90
4.3.3 Схема з перехресною регенерацією тепла між циклами .....	93
4.4 Енергетичний та ексергетичний аналіз циклів з регенерацією тепла .....	96

	11
4.4.1 Питомі характеристики циклів з регенерацією .....	96
4.4.2 Ексергетичні характеристики теплообмінників .....	96
4.4.3 Питомі характеристики циклів з регенерацією .....	97
4.5 Аналіз енергетичних і ексергетичних характеристик за зміною вихідних параметрів .....	102
4.5.1 Енергетичні характеристики.....	103
4.5.2 Ексергетичні характеристики .....	106
4.6 Схемно-циклове рішення низькотемпературної компресорної машини	111
4.6.1 Синтез схемно-циклового рішення .....	111
4.6.1.1 Схемно-циклове рішення з двоступеневим зворотним циклом без проміжного охолодження і одноразовим дроселюванням.....	112
4.6.1.2 Схемно-циклове рішення з двоступеневим зворотним циклом із впорскуванням вологої пари проміжного тиску у всмоктувальну лінію КВС .....	114
4.6.1.3 Схемно-циклове рішення з проміжним охолодженням між ступенями у віддільнику рідини (ВР) проміжного тиску.....	116
4.6.2 Енергетичний аналіз схемно-циклового рішення .....	118
4.7 Висновки до розділу .....	121
Висновки .....	123
Список інформаційних джерел.....	125

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

E	– ексергія, (Вт)
F	– площа, (м <sup>2</sup> )
$\dot{M}$	– масова витрата, (кг/с) [розділ 4]
N	– потужність, (Вт)
Nu	– число Нуссельта
Pr	– число Прандтля
Q	– теплове навантаження, (Вт)
Re	– число Рейнольдса
S	– ентропія (кДж/(кг·К))
T	– температура, (К)
V	– об'єм, (м <sup>3</sup> )
a	– масова витрата в прямому циклі, (кг/с) [розділ 4.6.1.1]
b	– масова витрата через ДР, (кг/с) [розділ 4.6.1.2]
c	– масова витрата сухої насиченої пари, (кг/с) [розділ 4.6.1.3]
d	– діаметр, (м)
e	– питома ексергія, (кДж/кг)
f	– кратність циркуляції в абсорбційній машині, (кг/кг)
$f'$	– кратність циркуляції в резорбційній машині, (кг/кг)
h	– ентальпія (кДж/кг)
j	– j-ий потік
k	– коефіцієнт теплопередавання, (Вт/(м <sup>2</sup> ·К))
$\dot{m}$	– масова витрата, (кг/с) [розділ 3]
p	– тиск, (Па)
q	– густина теплового потоку, (Вт/м <sup>2</sup> ) [розділ 3.4.2] питоме теплове навантаження, (кДж/кг)
s	– питома ентропія (кДж/(кг·К))
t	– температура, (°С)
w	– робота, (кДж/кг)
$\alpha$	– коефіцієнт тепловідання (Вт/(м <sup>2</sup> ·К))
$\varepsilon$	– ексергетичний ККД
$\lambda$	– коефіцієнт теплопровідності (Вт/(м·К))
$\gamma$	– коефіцієнт деструкції ексергії коефіцієнт корисної дії
$\eta$	– ексергетична ефективність [розділ 4]
$\xi$	– концентрація
$\Delta$	– приріст функції [розділ 3.3]
A	– абсорбер
B	– випарник

ВР	–	віддільник рідини
Г	–	генератор
ГН	–	газовий нагрівач
ГО	–	газовий охолоджувач
ДЕЕ	–	додаткова електроенергія
ДЗ	–	дегазатор
ДР	–	дросьель
ЕУ	–	енергетична установка
ЕЕ	–	електроенергія
КД	–	конденсатор
КМ	–	компресор
КВС	–	компресор верхньої ступені
КНС	–	компресор нижньої ступені
Н	–	насос
ПЕ	–	первинна енергія
РЗ	–	резорбер
РТО	–	регенеративний теплообмінник
Т	–	турбіна
ТО	–	теплообмінник
ТР	–	теплообмінник розчинів
СОР	–	коефіцієнт перетворення

*нижній індекс*

$(\bullet)_0$	–	кипіння; робоча речовина в однофазному стані
$(\bullet)_a$	–	слабкий розчин в термохімічному компресорі [розділ 3]
$(\bullet)_{a'}$	–	слабкий розчин в резорбційному ступені
$(\bullet)_{abs}$	–	абсорбент
$(\bullet)_D$	–	деструкція [розділ 3]
$(\bullet)_d$	–	концентрація холодоагенту
$(\bullet)_E$	–	ексергетичний
$(\bullet)_F$	–	«паливо» в ексергетичному аналізі [розділ 3]
$(\bullet)_k$	–	k-ий компонент
$(\bullet)_L$	–	втрати ексергії [розділ 3]
$(\bullet)_{min}$	–	мінімальний
$(\bullet)_P$	–	«продукт» в ексергетичному аналізі [розділ 3]
$(\bullet)_r$	–	міцний розчин в термохімічному компресорі
$(\bullet)_{r'}$	–	міцний розчин в резорбційному ступені
$(\bullet)_{ref}$	–	холодоагент
$(\bullet)_{tot}$	–	загальна

- (●)*a* – робоча речовина [розділ 4]
- (●)*A* – абсорбер
- (●)*B* – втрати [розділ 4]
- (●)*в* – житлове приміщення [розділ 2]
- (●)*вв* – водопровідна вода
- (●)*вих* – теплоносій, що виходить
- (●)*вр* – віддільник рідини
- (●)*вх* – теплоносій, що входить
- (●)*Г* – генератор
- (●)*гв* – гаряча вода
- (●)*гн* – газовий нагрівач
- (●)*го* – газовий охолоджувач
- (●)*гор* – горячий
- (●)*гп* – господарсько-побутові потреби
- (●)*гр* – гріюче джерело
- (●)*д* – дійсна; деструкція
- (●)*ег* – електрогенератор
- (●)*ед* – електродвигун
- (●)*ее* – електроенергія
- (●)*екв* – еквівалентний
- (●)*е* – ефективний
- (●)*зв* – зворотний цикл
- (●)*к* – тиск конденсації
- (●)*кам* – камера
- (●)*КД* – конденсатор
- (●)*КМ* – компресор
- (●)*кр* – критичний
- (●)*КВС* – компресор верхнього ступеня
- (●)*КНС* – компресор нижнього ступеня
- (●)*мк* – мікроклімат
- (●)*Н* – насос
- (●)*нво* – зовнішнє повітря у весняно-осінній період
- (●)*нз* – зовнішнє повітря взимку
- (●)*нл* – зовнішнє повітря влітку
- (●)*ог* – відпрацьовані гази
- (●)*оп* – опалення
- (●)*ос* – обов'язкове скидання
- (●)*П* – «паливо» в ексергетичному аналізі [розділ 4]
- (●)*пе* – первинна енергія

- (●)<sub>пр</sub> – прями́й цикл; промі́жний тиск
- (●)<sub>пр</sub> – «продукт» в ексергетичному аналізі [розділ 4]
- (●)<sub>р</sub> – резорбер
- (●)<sub>РГО</sub> – регенеративний теплообмінник
- (●)<sub>сер</sub> – навколишнє середовище
- (●)<sub>ст</sub> – стінка
- (●)<sub>Т</sub> – турбіна; теплообмінник
- (●)<sub>тв</sub> – тепла вода
- (●)<sub>теп</sub> – тепло для теплової машини
- (●)<sub>тл</sub> – теплиця
- (●)<sub>тт</sub> – потрійна точка
- (●)<sub>ут</sub> – утилізований
- (●)<sub>хол</sub> – холодний; тепло для холодильної машини

*верхній індекс*

- (●)' – рідина
- (●)" – пара
- (●)<sup>CH</sup> – хімічна
- (●)<sup>PH</sup> – фізична
- (●)<sup>T</sup> – термічна

## ВСТУП

### **Актуальність теми.**

З огляду на термодинаміку, холодильні машини завжди пов'язані з тепловими машинами. Якщо тепла та холодильна машина мають єдину робочу речовину, то здійснюється комплексний термодинамічний цикл, який складається з простих прямого і зворотного циклів. Такі машини відносяться до типу тепловикористальних та поділяються між собою на групи: сорбційні, ежекторні і компресорні.

Перспективним шляхом розвитку і вдосконалення сучасних тепловикористальних машин є їх об'єднання з енергетичною системою когенерації (отримання електроенергії і тепла). Виникає тригенерація – одночасне отримання трьох корисних ефектів: електроенергії, тепла і холоду за використанням єдиного виду первинної енергії – тепла.

З існуючих систем тригенерації енергетичних установок відокремлюються системи малої енергетики. Вони найбільш затребувані, але мають надто малу технічну інформацію відносно розвитку.

Мала енергетика вирішує проблеми населених пунктів, віддалених від центральних енергетичних систем, та незалежних малих підприємств, зокрема, сільськогосподарських.

В організації тригенерації головним і важливим є наявність споживачів тепла і холоду з відповідними співвідношеннями продуктивностей та температурних режимів.

Враховуючи сказане, актуальним є термодинамічний аналіз різних типів тепловикористальних машин в режимах тригенерації, який надає можливість попередньо визначити не тільки енергетичну ефективність та екологічну безпеку, але й створити уявлення про низку інженерних факторів, таких як маса, габарити, якість конструктивних матеріалів та ін.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Дисертаційна робота виконувалася відповідно до Закону України №75/94 ВР «Про енергозбереження» від 01.07.1994 р., Постановою Кабінету

Міністрів України №2274-11 (2274-14) «Енергетична стратегія України на період до 2030 року» від 22.02.2001 р., Закону Верховної Ради України №2623-III «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» від 11.07.2001 р., Закону України №2509-IV «Про комбіноване використання теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного потенціалу» від 05.04.2005 р.

**Мета та задачі дослідження.**

Метою дослідження є термодинамічний аналіз тепловикористальних холодильних машин в системах тригенерації.

**Для досягнення поставленої мети вирішені такі задачі:**

– Провести аналіз стану проблеми розвитку тепловикористальних машин, систем тригенерації, термодинамічний аналіз дійсних зворотних циклів енергоперетворювальних систем;

– Розробити схемно-циклові рішення систем тригенерації малої енергетики з позицій енергозбереження та екологічної безпеки;

– Провести термодинамічний аналіз процесів в абсорбційно-резорбційній холодильній машині з  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  робочою речовиною в режимах тригенерації;

– Провести термодинамічний аналіз процесів компресорної холодильної машини з  $\text{CO}_2$  робочою речовиною в режимах тригенерації.

**Об'єктом дослідження** є компресорні та абсорбційно-резорбційні тепловикористальні холодильні машини в системі тригенерації.

**Предметом дослідження** є термодинамічні процеси в компресорних та абсорбційно-резорбційних тепловикористальних холодильних машинах в режимах системи тригенерації.

**Методи дослідження:** термодинамічний аналіз та числове моделювання термодинамічних процесів в компресорних та абсорбційно-резорбційних тепловикористальних холодильних машинах в режимах системи тригенерації. Основою математичного моделювання є рівняння класичної термодинаміки.

**Наукова новизна одержаних результатів полягає у такому:**

– В результаті аналітичного дослідження запропоновано схемно-циклові рішення систем тригенерації малої енергетики з розв'язанням задач

енергозбереження та екологічної безпеки;

– Доведено, що максимальну енергетичну ефективність компресорної тепловикористальної холодильної машини забезпечено за умови одночасних процесів перехресної регенерації тепла в прямому і зворотному циклах та регенерації тепла у зворотному циклі;

– Вперше запропоновано схемно-циклові рішення компресорної тепловикористальної холодильної машини з  $\text{CO}_2$ : низькотемпературної та з функцією системи тригенерації;

– Вперше використано ексергетичний метод термодинамічного аналізу для оцінки працездатності абсорбційно-резорбційної холодильної машини з  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .

**Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій визначаються:** коректною постановкою завдання і його вирішення з побудовою математичної моделі на класичних рівняннях термодинаміки. Отримані значення коефіцієнтів енергетичної ефективності компресорних і абсорбційно-резорбційних тепловикористальних холодильних машин є достовірними, оскільки співпадають з такими у дійсних абсорбційних машин, що працюють за аналогічними температурними режимами.

**Практичне значення отриманих результатів полягає у такому:**

– Розроблене схемно-циклове рішення абсорбційно-резорбційної холодильної машини рекомендується для практичної реалізації в системі малої енергетики з використанням устаткування, яке випускається світовими фірмами для роботи з  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  розчином;

– Розроблені схемно-циклові рішення компресорної холодильної машини з  $\text{CO}_2$  з функцією системи тригенерації можна рекомендувати до реалізації як самостійної системи, так і в складі енергетичних установок з використанням устаткування, яке випускається світовими фірмами для роботи з  $\text{CO}_2$ ;

– Ексергетичний аналіз компонентів абсорбційно-резорбційної тепловикористальної холодильної машини може бути використано для дослідження будь-яких абсорбційних систем, незалежно від роду робочої суміші

та схемно-циклових рішень;

– Матеріали дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі для підготовки студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування» галузі знань 14 «Електрична інженерія» в курсах лекцій «Теоретичні основи холодильної техніки», «Сучасні тепловикористальні холодильні машини» та «Термодинамічний аналіз циклів холодильних машин та теплових насосів», в дипломному проектуванні та під час виконання магістерських робіт.

**Особистий внесок здобувача** підтверджується науковими публікаціями, в яких відображаються основні ідеї і положення теоретичних розробок. Особисто автором проведено аналіз стану проблеми за результатами огляду літературних джерел. Автором запропоновано нові схемно-циклові рішення машини і системи тригенерації на її базі, виконано варіантні розрахунки енергетичної (ексергетичної) ефективності та проведено аналіз отриманих результатів.

**Апробація результатів роботи.** Дисертацію обговорено на засіданнях кафедри кріогенної техніки ОНАХТ. Результати дисертаційної роботи доповідались на Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» (м. Одеса, Україна, 2014, 2015, 2016, 2017), 10-ій Міжнародній науково-технічній конференції «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» (м. Одеса, Україна, 2015), 1st European Seminar on Supercritical CO<sub>2</sub> (sCO<sub>2</sub>) Power Systems (Vienna, Austria, 2016), 7-ій Міжнародній науково-технічній конференції «Казахстан – Холод 2017» (м. Алмати, Казахстан, 2017), 7-ому Міжнародному семінарі «NH<sub>3</sub>&CO<sub>2</sub>-2017» (м. Одеса, Україна, 2017).

**Публікації.** Основний зміст дисертації відображено в 14 публікаціях, з яких 5 статей опубліковано у спеціалізованих наукових журналах, затверджених ДАК МОН України, 1 стаття – у науковому журналі, що індексується у наукометричній базі Scopus, 2 статті – у міжнародних наукових виданнях та 6 тез доповідей на семінарах та конференціях.

**Об'єм і структура дисертації.** Дисертаційна робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел. Повний обсяг роботи складає 135 сторінок. Дисертаційна робота містить 80 рисунків, 13 таблиць, список використаних джерел із 98 найменувань на 11 сторінках.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ

#### 1.1 Загальні положення

Необхідність розробки та оновлення будь-яких технічних систем і устаткування диктується вимогами сучасного розвитку техніки.

Промислова політика в будь-якій галузі техніки включає науковий пошук нових технічних рішень, їх практичну реалізацію, подальше вдосконалення, а потім і зняття їх з виробництва.

Інтенсивне оновлення парку малих енергетичних установок (продуктивністю до 1 МВт) в сучасних умовах стало наслідком появи міжнародних документів, розпорядчих всій світовій спільноті, здійснення природоохоронних заходів в контексті раціонального використання всіх природних ресурсів, включаючи паливно-енергетичні.

В результаті, розвиток малих енергетичних установок, в поєднанні з екологічно чистими енергозберігаючими технологіями, пішов по шляху освоєння нових схемно-циклових рішень, робочих речовин, конструкційних матеріалів, нових типів компресорів, теплообмінних поверхонь і теплообмінників, методів регулювання і контролю режимів роботи машин. У зв'язку з цим змін зазнали уявлення про раціональні конструкції, параметри і характеристики обладнання, а разом з цим методи і прийоми проектування.

Сучасне проектування передбачає вже на стадії розробки проекту необхідність позначити раціональні конструкції обладнання відповідно до його режимів роботи.

#### 1.2 Класифікація енергоперетворювальних систем

Енергоперетворювальні системи відповідно до останнього корисного ефекту поділяються на три групи: теплові машини, холодильні машини та теплові насоси (рис. 1.1). Теплові машини перетворюють первинну теплову енергію в електричну, механічну й теплову. Корисним ефектом холодильної

машини є отримання холоду різного температурного потенціалу, теплового насосу – отримання тепла різного температурного потенціалу.

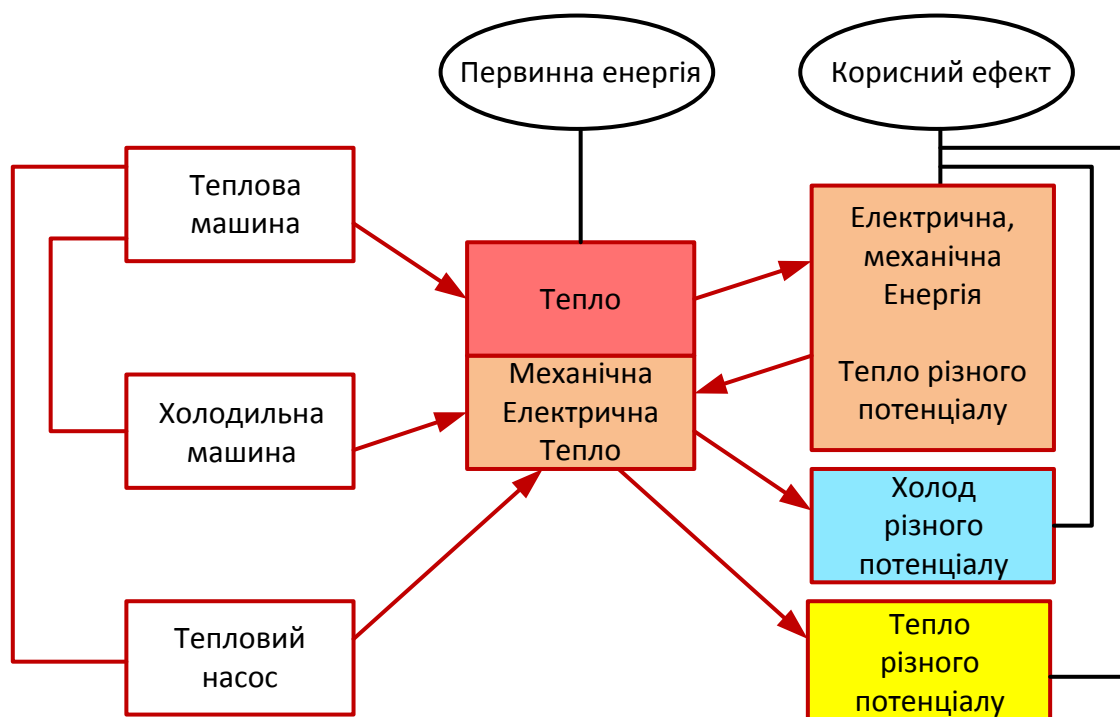


Рис.1.1. Взаємозв'язок енергоперетворювальних машин

Один з найпростіших і водночас перспективних шляхів використання первинної енергії (палива) для вироблення перших трьох корисних ефектів, теплової, електричної та механічної енергії, ґрунтується на концепції когенерації. Когенераційні технології передбачають використання теплової енергії викидних газів теплових машин у процесі виробництва електричної енергії. Когенераційні установки мають ряд істотних переваг: відсутність великих капіталовкладень; відповідність вимогам екологічної безпеки; можливість зниження втрат в мережах між виробником та споживачем; змога нетрадиційно розв'язувати енергетичні проблеми будь-якої країни. Утилізація високопотенційного скидного тепла енергетичних установок – метод економії енергетичних ресурсів планети [1].

Отримати два останні корисні ефекти можливо, але «необхідно совершити компенсуючий процесс, благодаря которому суммарная энтропия

веществ, участвующих во всех процессах оставалась бы, по крайней мере, неизменной» [2]. Другий закон термодинаміки не визначає характеру компенсуючого процесу, тому для його здійснення можна використовувати будь-який корисний ефект теплової машини: електричну, механічну та теплову енергію. Зрозуміло, холодильні машини та теплові насоси завжди пов'язані з тепловими машинами. Встановимо цей зв'язок з огляду робочих речовин, які здійснюють усі процеси.

Варіант перший – тепла та холодильна машина (тепловий насос) працюють з різними робочими речовинами. Машини мають самостійний конструктивний елементний склад, в холодильній машині здійснюється механічний компенсуючий процес, вони мають назву «компресорні».

Варіант другий – тепла та холодильна машина (тепловий насос) мають єдину робочу речовину – низькокиплячу (чисту або суміш) згідно умов холодильної машини (теплого насоса). При цьому здійснюється комплексний термодинамічний цикл, який складається з двох взаємопов'язаних простих – прямого (теплова машина) і зворотного (холодильна машина). Такі машини отримали назву «тепловикористальних».

У середині свого класу машини поділяються на групи за компенсуючим процесом. Згідно з класифікацією до тепловикористальних холодильних машин відносять: абсорбційні з термохімічним компенсуючим процесом [3], ежекторні з пароструйною компресією [4] та пароконпресорні з приводом від турбіни, яка працює на єдиній робочій речовині з холодильною машиною [5]. Механічний компенсуючий процес, в якому механічна робота розширення в прямому циклі безпосередньо передається на стиснення у зворотному, асоціюється з механічним компресором, а машина має назву «компресорна тепловикористальні». Кожна з машин має своє коло застосування та робочі речовини

Тепловикористальні холодильні машини мають сторічну історію, їхні шляхи розвитку були досить складними і суперечливими у різні часи становлення холодильної техніки. Основні напрями у розвитку вказаних машин

визначають сучасний стан і прогнозують перспективи їх удосконалення та подальшого розвитку.

### **1.3 Абсорбційні тепловикористальні холодильні машини.**

Робочими речовинами в абсорбційних машинах є рідкий абсорбент і холодильний агент. Широко відомими та перспективними дотепер є водяний розчин бромістого літія та водоаміачний розчин. Теорія та розвиток бромістолітєвих машин досягли своєї межі, а практичне використання обмежене кондиціонуванням повітря та отриманням технологічної води [6,7]. Найбільш перспективними є водоаміачні машини [8]. Все нове і перспективне в водоаміачних холодильних машинах і теплових насосах оприлюднено в різні роки вченими різних країн та наукових шкіл [3,6,9,10,11,12]. Численність запропонованих схем стала можливою завдяки глибокому термодинамічному аналізу процесів і синтезу на підставі схемно-циклового методу [8,11,13,14].

Абсорбційні машини орієнтовані на використання джерел тепла, які гріють з відносно низьким температурним потенціалом 90-250 °С та коефіцієнтом перетворення  $COP = 0,3 \dots 0,8$ .

### **1.4.Ежекторні тепловикористальні холодильні машини.**

Машини зі струминним компресором (ежектором) мають широкий інтервал продуктивностей з використанням різних робочих речовин: природніх та синтезованих, чистих і сумішей, високо- і низькокиплячих. Результати теоретичних досліджень ежекторних машин надані в роботах [15,16]. Застосування обмежене спеціальними умовами: системи кондиціонування малої продуктивності з приводом від відновлюваних джерел енергії або утилізованого тепла різного походження з температурним діапазоном 100...140 °С. Коефіцієнт перетворення вказаних машин становить  $COP = 0,28 \dots 0,30$ .

### **1.5. Компресорні тепловикористальні холодильні машини**

Компресорні машини з'явилися останніми в класифікаційній групі.

Теоретичні та експериментальні дослідження почалися в 50-х роках минулого століття реалізацією циклу Чистякова-Плотнікова на низькокиплячих робочих речовинах з використанням турботехніки в агрегаті «турбіна-компресор» [17].

Продовженням цього напрямку холодильного машинобудування становлять дослідно-конструкторські та експериментальні дослідження, оприлюднені в роботах [18-21], які стали останньою заключною науковою інформацією в області компресорних тепловикористальних машин за цілою низкою різних обставин. Науково-дослідні роботи в цьому напрямку припинені.

Однією з причин з'явилася заборона на відомі робочі речовини холодильної техніки. Ситуація на ринку робочих речовин виявилася досить складною, пропонуються до використання маловивчені в науковому плані робочі речовини. Повернення до дослідження компресорних машин спонукали науковців до розгляду CO<sub>2</sub> (діоксиду вуглецю) у якості робочої речовини нового покоління тепловикористальних машин. Тим більше, що CO<sub>2</sub> в даний час є одним з найбільш затребуваних робочих речовин в енергетиці та холодильній техніці. Науково-технічна інформація, щодо використання CO<sub>2</sub> в якості робочої речовини в холодильній техніці та енергетиці та створення нового покоління машин, присутня в роботах останніх 15 років [22-26].

В роботі [22] фірми GEA та BOCK інформують спеціалістів щодо конструкцій компресорів з CO<sub>2</sub>. В роботі [23] йдеться про теоретичні дослідження комбінованих установок (енергетичних та холодильних) як елементів мобільних систем. Роботу [24] присвячено 100-річчю холодильної техніки і впливу CO<sub>2</sub> на її розвиток. Технології підігрівання води тепловими насосами з CO<sub>2</sub> розглянуто в роботі [25]. Теплові насоси з циклом у надкритичній області CO<sub>2</sub> та устаткування для використання тепла, що відводиться, презентовані в роботі [26]. Реалізовано енергетичні докритичний [27,28] та надкритичний цикли Брайтона [29,30]. Машини за циклом Брайтона використовують в атомних електростанціях. Результати досліджень показали високу ефективність в порівнянні з аналогічними циклами Ренкіна [31].

Каскадні холодильні машини для отримання низьких температур на рівні  $-110 \dots -30$  °C з  $\text{CO}_2$  як у верхньому каскаді, так і в нижньому [32, 33], одноступеневі парокompресорні машини з процесами у надкритичній області розглянуто у цілому ряді робіт. Наприклад, в роботі [34] запропоновано до використання поршневої детандер як розширювальний пристрій з високим ККД. Комерційні холодильні машини розглядаються з проміжним холодоносієм  $\text{CO}_2$  в роботі [35], а робота [36] присвячена питанням впровадження холодильних машин з  $\text{CO}_2$  в системи тригенерації з акумуляцією енергії. Аналіз схемно-циклових рішень парокompресорних машин з  $\text{CO}_2$ , які працюють у надкритичній області, проведено в роботі [37]. Теоретичним дослідженням надкритичних циклів з  $\text{CO}_2$  в системах супермаркетів присвячено роботу [38]. Робота [39] – оглядова для надкритичних циклів холодильних машин та теплових насосів. Системи кондиціонування повітря на транспорті презентовані в [23]. В усіх вказаних машинах привід компресора здійснюється від електродвигуна та в транспортних – від турбіни, яка працює від викидних газів. Про практичну реалізацію  $\text{CO}_2$  в тепловикористальних машинах або створення схемно-циклового рішення подібної машини в іноземних виданнях інформації немає. З 2010 року здійснюються дослідження, в результаті яких запропоновано схемно-циклове рішення компресорної тепловикористальної холодильної машини з  $\text{CO}_2$  в якості робочої речовини [40]. Термодинамічний аналіз із залученням Першого та Другого законів (енергетичний та ексергетичний аналіз дійсних циклів) довів, що створене нове схемно-циклове рішення може мати практичну реалізацію й конкурентоспроможне з існуючими тепловикористальними машинами, сорбційними та ежекторними [41].

З огляду на удосконалення та підвищення енергетичної ефективності запропонованої тепловикористальної компресорної машини з розгалуженою можливістю утилізації або використанням самостійного джерела тепла з будь-яким температурним потенціалом, продовжуються дослідження нових схем та циклів.

## 1.6. Системи тригенерації.

Розвиток систем тригенерації в енергетичних установках з утилізацією тепла викидних газів пов'язане з ростом цін на енергоносії та електроенергію для експлуатації великих будівельних об'єктів різного призначення і забезпечення технологічних процесів промислових підприємств з різним температурним рівнем виробництва. Крім того, існує дефіцит електричних комунікацій у великій кількості населених пунктів, віддалених від централізованих постачальників електроенергії.

Рішення про доцільність застосування систем тригенерації для конкретних споживачів з вибором робочих параметрів блоків системи, потребує детального аналізу і збору даних відносно реальних величин термодинамічної досконалості кожного блоку. Ці дані можуть бути отримані із моніторингу дійсних установок і розвитку сучасного виробництва [42].

Отже, об'єднання в комплекс системи когенерації та тепловикористальної холодильної машини з виробництвом трьох корисних ефектів здатне дати максимальний ефект економії природних ресурсів [43]. Сучасні системи тригенерації складаються із газового двигуна з електрогенератором для отримання електричної енергії, обладнання регенерації тепла і тепловикористальної абсорбційної холодильної машини [44]. Для роботи системи можна використовувати і інші джерела тепла: сонячну енергію, дизельне паливо, газ, сміття, паливні елементи та інше [45]. В залежності від виду палива та конструкції елементів, можна отримувати великі діапазони температур (60...900 °C) для роботи системи тригенерації. Тригенераційна енергетична установка є високоефективною та перевищує в 3 рази за ефективністю стандартні центральні енергетичні системи [46]. Згідно з розрахунками авторів роботи [46] її ефективність досягає 86...93% проти 33% стандартної.

З існуючих систем тригенерації енергетичних установок виділяються в окрему групу системи малої енергетики. Вони найбільш затребувані, але мають найменшу технічну інформацію щодо розвитку.

Мала енергетика вирішує проблеми віддалених від централізованих енергетичних систем населених пунктів і незалежних малих виробництв, зокрема, сільськогосподарських. Приблизно, 60-70% територій багатьох держав не охоплені централізованим електропостачанням [47]. Реалізована в таких умовах система тригенерації малої енергетики здатна підвищити ефективність використання первинної енергії і відношення сумарної виробляємої потужності до маси обладнання, що використовується. В роботах [48-50] присутня інформація щодо наявності систем тригенерації в різних галузях промисловостей, які є типовими споживачами одночасно трьох корисних ефектів

Заслуговує окремої уваги робота [45]. В роботі висвітлюються нові розробки систем тригенерації із використанням паливних елементів, як базової технології отримання електроенергії та тепла для мікромереж, газових мікротурбін, двигунів Стірлінга та ін. Автори роботи наводять характеристики систем когенерації та тригенерації із паливними елементами, відмічаючи кондиціювання повітря як галузь першого порядку (75%) в багатьох країнах світу.

На підставі класифікації паливних елементів за електролітом, продуктивністю та робочими температурами (високими – 65...1000 °C та низькими – 60...250 °C) надані типи тепловикористальних машин у складі систем тригенерації, які задовольняють досягнення високої енергетичної ефективності (до 90%).

В контексті з цією роботою, набуває перспективи розглядання питань створення тепловикористальної машини з CO<sub>2</sub> для систем тригенерації з паливними елементами.

Новим напрямом в дослідженні малих систем тригенерації є використання ежекторних холодильних машин [16].

Системи тригенерації з компресорними тепловикористальними холодильними машинами у відкритій технічній літературі не розглянуті.

Цей факт свідчить про те, що предмет дослідження є важливою науково-практичною задачею, розв'язання якої забезпечує умови створення

високоєфективних енергоперетворювальних систем на засадах енергозбереження та екологічної безпеки.

### **1.7. Термодинамічний аналіз циклів.**

Поява нових і модернізація діючих енергоперетворювальних систем вимагає критичного ставлення до них і особливої уваги до тих аспектів, які можуть привести до економії енергетичних ресурсів. Реалізація нових технічних рішень і навіть створення технічних проектів пов'язані зі значними капітальними і інтелектуальними витратами. Однак при розгляді тієї чи іншої пропозиції дуже часто немає необхідності вдаватися до проектування і, тим більше, до створення установки, так як всебічний термодинамічний аналіз циклу, за яким працює установка, дозволяє досить повно з'ясувати переваги і недоліки даної енергоперетворювальної системи.

Ось чому так важливо встановити ті основні термодинамічні характеристики циклів, які дозволили б правильно і всебічно оцінювати різні цикли (прямі і зворотні) енергоперетворювальних систем. Звичайно, термодинамічний аналіз не завжди може дати остаточну оцінку вигідності пропозиції, але він завжди є початковою стадією будь-якого дослідження.

В останні десятиліття ексергетичний метод термодинамічного аналізу є невід'ємною частиною наукових досліджень. Він вказує на граничні можливості підвищення енергетичних характеристик системи і дає критерії для порівняння різних енергоперетворювальних систем за цими показниками.

Перші роботи з ексергетичного аналізу опубліковані в 1960-х роках [51], розширені та заглиблені в роботах [52-55] і сьогодні складають «золотий фонд» ексергетичного аналізу в світі.

Ексергетичний аналіз абсорбційних холодильних машин вперше оприлюднений в роботі [51] в 1964 р. і був використаним в якості базового для подальших досліджень. З розвитком прикладної термодинаміки змінився підхід і до ексергетичного аналізу абсорбційних машин. Новий підхід до аналізу абсорбційних машин дозволив підвищити точність одержуваних результатів,

розуміння термодинамічної неефективності, як наслідок, вказати на способи вдосконалення системи [55]. Аналіз проводився переважно для бромістолітєвих або гібридних абсорбційних і компресорних машин [56,57].

Ексергетичний аналіз абсорбційно-резорбційних машин не проводився через обмежений попит на ринку тепловикористальних машин. З розвитком систем тригенерації в енергетиці зі специфічними параметрами джерел тепла роблять абсорбційно-резорбційні машини конкурентоспроможними з іншими типами машин, а дослідження їх енергетичної ефективності стає актуальною проблемою.

Сучасний ексергетичний аналіз компресорних тепловикористальних машин здійснено в роботі [58] під час дослідження схемно-циклових рішень машини з CO<sub>2</sub> у якості робочої речовини. Саме ексергетичний аналіз показав можливість практичної реалізації циклів за температурами гріючого джерела 300...400 °С, тисках робочої речовини 20...30 МПа, температурою навколишнього середовища 25...35 °С та охолоджуваного об'єкту -15...-10 °С з ексергетичним коефіцієнтом ККД = 13...15% [58].

Усі розглянуті аспекти свідчать про те, що предмет дослідження є важливою науково-практичною задачею, розв'язання якої забезпечує умови створення високоефективних енергоперетворювальних систем на засадах енергозбереження та екологічної безпеки.

### **1.8. Висновки до розділу**

1. Оглядом літератури встановлено факти існування сучасних досліджень в області тепловикористальних машин різних типів: абсорбційних, ежекторних, компресорних різними світовими науково-дослідницьким групами.

2. Встановлено можливий температурний потенціал утилізованого тепла енергетичних установок з огляду його використання в системах тригенерації.

3. Встановлено, що всі типи тепловикористальних машин можуть комплектувати системи тригенерації, мають індивідуальну область застосування і не є альтернативою іншим.

4. Отримано інформацію щодо використання діоксиду вуглецю в якості робочої речовини енергетичної установки та холодильної машини, яка встановлює перспективність наукового дослідження.

## РОЗДІЛ 2

### НОВІ ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ ТРИГЕНЕРАЦІЇ В МАЛІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ

#### 2.1. Загальні положення

Терміну «тригенерація» можна надати таке визначення – процес одночасного виробництва електроенергії, тепла і холоду від однієї енергетичної установки, що виробляє електричну і утилізує теплову енергію, з тепловикористальною холодильною установкою, що використовує отриману теплову та незначну кількість електричної енергії.

Рішення про доцільність застосування систем тригенерації для конкретних споживачів з вибором робочих параметрів і характеристик блоків системи вимагає детального аналізу і збору даних щодо реальних величин термодинамічної досконалості кожного блоку. Ці дані можуть бути отримані з моніторингу дійсних установок і розвитку сучасного виробництва.

#### 2.2. Енергетичні потоки в системах тригенерації

У малій енергетиці тепло, вироблене комбінованою енергосистемою, призначається, головним чином, для опалення будь-яких приміщень. Період реальної потреби в теплі обмежується періодом року з низькою середньою температурою зовнішнього повітря, наприклад, в країнах з помірним кліматом. У той же час, існує значна потреба в холодопостачанні для кондиціонування тих же приміщень та зберігання охолоджених продуктів в теплий період року. В даних випадках, маючи комбіновану енергосистему, регенероване тепло можна експлуатувати протягом усього року [59].

В системі (рис. 2.1) головною є енергетична установка (ЕУ) з виробництвом електроенергії (ЕЕ). Первинною енергією (ПЕ) є паливо (тверде, рідке, газоподібне, біогаз і т. і.).

Система має два обов'язкових скидання в навколишнє середовище (ОС) – в енергетичній установці і холодильній, і внутрішні необоротні втрати в системі – Д (деструкція енергії). Співвідношення продуктивностей корисних ефектів

системи тригенерації повністю визначається термодинамічною досконалістю енергетичної установки.

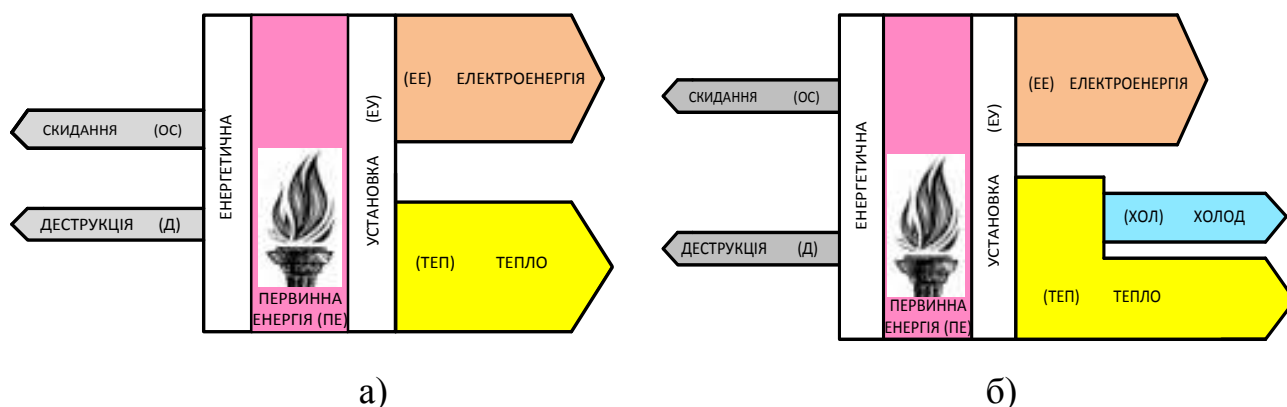


Рис. 2.1. Енергетичні потоки:  
а) системи когенерації; б) системи тригенерації.

Високотемпературне тепло використовується для отримання двох термічних ефектів – тепла (ТЕП) і холоду (ХОЛ). Для отримання холоду витрачають частину виробленого тепла, а систему комплектують тепловикористальною холодильною машиною, наприклад, абсорбційною.

Теоретично тригенерація дає можливість перетворювати в холод до 80% теплової потужності когенераційної установки, що значно збільшує її ККД й підвищує коефіцієнт її потужних ресурсів.

Співвідношення продуктивностей та температурних режимів установок виробництва тепла і холоду повністю визначаються конкретним споживачем.

У загальному випадку, енергетичний баланс системи тригенерації можна записати математичним виразом:

$$Q_{ne} = Q_{ee} + (Q_{мен} / COP_{мен}) + (Q_{хол} / COP_{хол}) + Q_{oc} + Q_o, \quad (2.1)$$

де  $Q_{ne}$  – первинна енергія;

$Q_{ee}$  – тепло, призначене для отримання електроенергії;

$Q_{мен}$  – тепло, призначене для опалення;

$Q_{хол}$  – тепло, призначене для отримання холоду;

$Q_{oc}$  – обов'язкове теплове скидання в навколишнє середовище;

$Q_o$  – деструкція енергії в системі;

$COP_{men}$  – коефіцієнт енергетичної ефективності теплового насоса (виробництво тепла);

$COP_{хол}$  – коефіцієнт енергетичної ефективності холодильної машини (виробництво холоду).

Для енергетичної установки рів.(2.1) має вигляд:

$$Q_{ne} = Q_{ee} + Q_{oc} + Q_d \quad (2.2)$$

Для системи когенерації відповідно:

$$Q_{ne} = Q_{ee} + (Q_{men} / COP_{men}) + Q_{oc} + Q_d \quad (2.3)$$

Ступінь утилізації тепла визначається його використанням за прямим призначенням (опаленням) для конкретного споживача. Максимальне використання тепла залежить від конструктивних особливостей системи опалення і характеризується величиною  $Q_d$  (рис. 2.1).

Для визначення величин всіх доданків в рів. (2.2, 2.3) слід враховувати широке розмаїття енергетичних установок (газопоршневі, газотурбінні, паливні елементи, дизель-генератори, сонячні батареї та ін.).

Найвищий електричний ККД досягає 35% у газовій турбіни, і близько 45% у газопоршневого двигуна під 100%-им навантаженням, а в режимі когенерації – близько 85%. При зниженні навантаження до 50%, застосовують газопоршневі двигуни, якщо необхідно виробляти рівну кількість теплової та електричної енергії, а газотурбінні – якщо необхідно виробляти в 2-2,5 рази більше теплової енергії, ніж електричної [60].

У існуючих паливних елементів електричний ККД становить 35-60%, в режимі когенерації – близько 80% і вище [61]. Наприклад, при самостійній експлуатації електрична потужність твердооксидних паливних елементів становить 60%, а загальна теплова потужність при когенерації – 85% [62]. Високоєфективні і екологічні паливні елементи відносяться до інноваційних продуктів, і тому ще не отримали достатньо широкого попиту.

В енергетичних установках невеликих встановлених потужностей й в мобільних генераторних установках застосовують дизель-генераторні

рідкопаливні установки.

Після аналізу рів. (2.2) та рів. (2.3) для подальших розрахунків були виведені середні значення, що характеризують вироблення електроенергії і тепла когенераційною установкою  $Q_{ee} = 35 \%$ ,  $Q_{мен} = 50 \%$ ,  $(Q_{\partial} + Q_{oc}) = 15 \%$ .

Тригенерація забезпечує використання генеруючого пристрою на протязі всього року, тим самим не знижуючи високого ККД енергетичної установки. У літній період, коли потреба в виробництві тепла падає, збільшується потреба в холоді.

Сумарне виробництво тепла і холоду залежить від потреб промислового виробництва, а для сільського господарства його величина безпосередньо визначається кліматичними умовами, в яких знаходиться конкретне виробництво, і родом його виробничої діяльності. При цьому важливий вплив надають сезонні і добові коливання температури зовнішнього повітря. Отже, другий та третій доданки у рів. (2.1) змінюються відповідно до потреб виробництва при збереженні загального енергетичного балансу.

Розподілення енергетичних потоків системи тригенерації може ускладнюватися в залежності від типу холодильних машин, які входять до складу системи. На рис. 2.2 зображено енергетичні потоки системи, в яких частка утилізованого тепла трансформується в два корисних ефекти – холод та додаткову електроенергію, на рис. 2.3 – додаткова електроенергія є первинною для виробництва холоду.

В таких системах утилізоване тепло є джерелом для трьох корисних ефектів: холоду (ХОЛ), тепла (ТЕП) та додаткової електроенергії (ДЕЕ). Енергетичний баланс систем (рис. 2.2, 2.3) може бути записано у вигляді:

$$Q_{ne} = Q_{ee} + Q_{ee}^* + (Q_{мен} / COP_{мен}) + (Q_{хол} / COP_{хол}) + Q_{oc} + Q_{\partial}$$

де  $Q_{ee}^*$  – додаткова електроенергія.

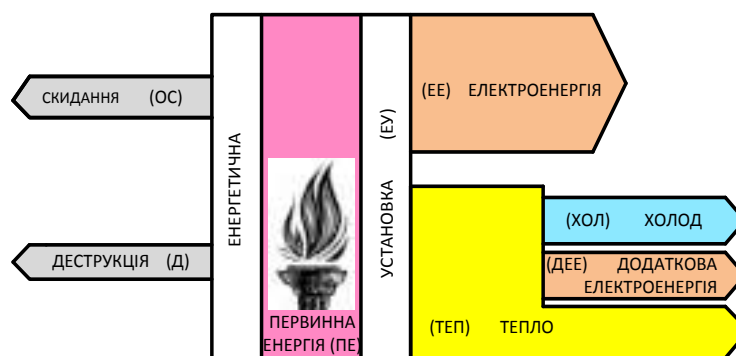


Рис. 2.2. Енергетичні потоки в системі тригенерації з трансформацією частки утилізованого тепла в холод та додаткову електроенергію

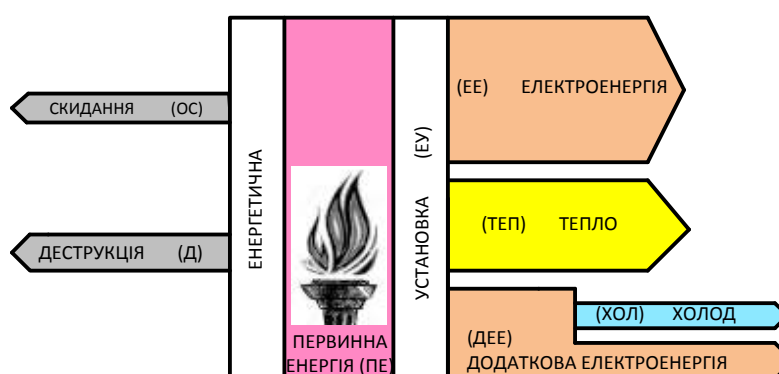


Рис. 2.3. Енергетичні потоки в системі тригенерації з трансформацією додаткової електроенергії в холод

Для виробництва холоду систему комплектують тепловикористальними холодильними машинами – абсорбційними, ежекторними або компресорними. Якщо отримана додаткова електроенергія витрачається на виробництво холоду (рис.2.3), то систему можна комплектувати парокомпресорною холодильною машиною з використанням робочих речовин, відмінних від головної машини: природних або синтезованих, чистих або сумішей. Обов'язковими умовами працездатності системи є баланс – кількість додаткової електроенергії  $Q_{ee}^*$  більше або дорівнює необхідній для роботи холодильної машини ( $Q_{хол} / COP_{хол}$ ).

Розглянуті системи мають головну енергетичну установку (ЕУ) зі своєю робочою речовиною, яка відрізняється від робочої речовини холодильної машини або співпадає з нею. Температурні рівні процесів в системі цілком залежать від властивостей робочих речовин як енергетичної, так і холодильної:

Температура  $T_{sp}$  визначається властивостями робочої речовини високотемпературного джерела: скидних газів спалюваного палива, утилізованого тепла енергетичних установок, вторинних промислових і природних поновлюваних енергетичних ресурсів. Для тепловикористальних холодильних машин максимальна температура генерації повністю залежить від властивостей робочих речовин: абсорбційних бромістолітєвих – 90...120°C [6], для абсорбційних водоаміачних – 180°C [7], для компресорних і ежекторних з робочими речовинами типу HFC і HCFC – 250°C [4]. Для CO<sub>2</sub> максимальна температура генерації залежить лише від можливостей конструкції елементів високотемпературного блоку холодильної машини [63].

Загальний цикл тепловикористальної машини складається з двох простих циклів, прямого (силового) і зворотного (холодильного), з трьома джерелами тепла: високотемпературним  $T_{sp}$ , середньотемпературним  $T_{сер}$  і низькотемпературним  $T_{хол}$ . Для простих циклів середньотемпературне джерело є загальним, температура його дорівнює температурі навколишнього середовища. З трьох джерел тепла для тепловикористальної машини два можуть бути задані довільно, третій – функція від перших двох. Згідно роботі [64]

$$T_{sp} = \frac{T_{хол} \cdot T_{сер}}{2 \cdot T_{хол} - T_{сер}} \quad (2.4)$$

Температури  $T_{сер}$  і  $T_{хол}$  відомі, виходячи з призначення машини та умов її експлуатації, пов'язаних з навколишнім середовищем. Тоді згідно з рів. (2.4) існує мінімальна температура  $T_{sp}$ , за якої конкретна тепловикористальна машина має практичну реалізацію. Якщо відома температурна характеристика високотемпературного джерела, тоді висвітлюється допустима мінімальна температура низькотемпературного джерела і, як наслідок, конструкція машини, здатної реалізувати потреби замовника.

Розглянемо декілька конструктивних схем тригенерації, енергетичні потоки яких розглянуто вище.

### 2.3. Технологічні схеми систем тригенерації .

Схему сучасної системи тригенерації з холодильною машиною великої продуктивності, яка широко представлена на світовому ринку, зображено на рис. 2.4.

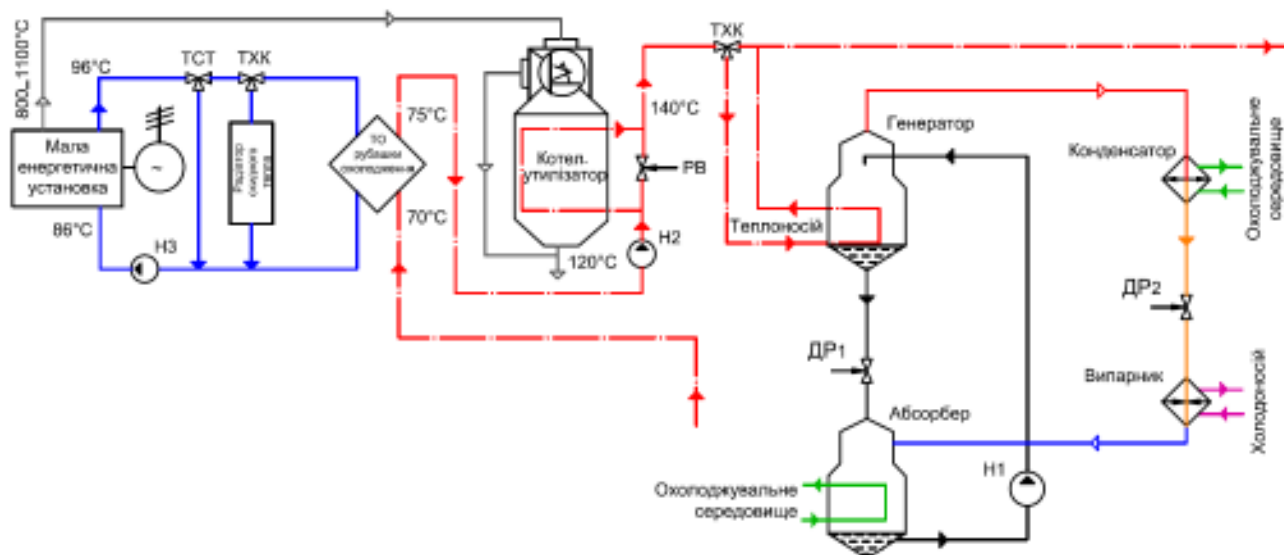


Рис. 2.4. Схема системи тригенерації з абсорбційною холодильною машиною

Система складається з головної енергетичної установки з котлом-утилізатором для отримання тепла і абсорбційної холодильної машини. Газопоршневий агрегат працює на природному газі і виробляє електроенергію. Обов'язковим скиданням є відпрацьовані димові гази при температурі близько 800...1100°C. Вони направляються в котел-утилізатор для отримання гарячої води з температурою на рівні 140°C, тим самим забезпечуючи потреби споживача в опаленні. За необхідністю частина гарячої води з котла-утилізатора відбирається для роботи тепловикористальної холодильної машини. Якщо холод необхідний для кондиціонування та/або отримання технологічної води на рівні 7...10°C, доцільно комплектувати систему бромістолітєвою установкою [3]. Якщо існує потреба в низькотемпературному зберіганні продуктів або виробничому технологічному процесі, доцільно використовувати водоаміачну холодильну машину [65]. Системи випускає фірма Thermax [66].

Новою пропозицією можна врахувати схему, надану на рис. 2.5.

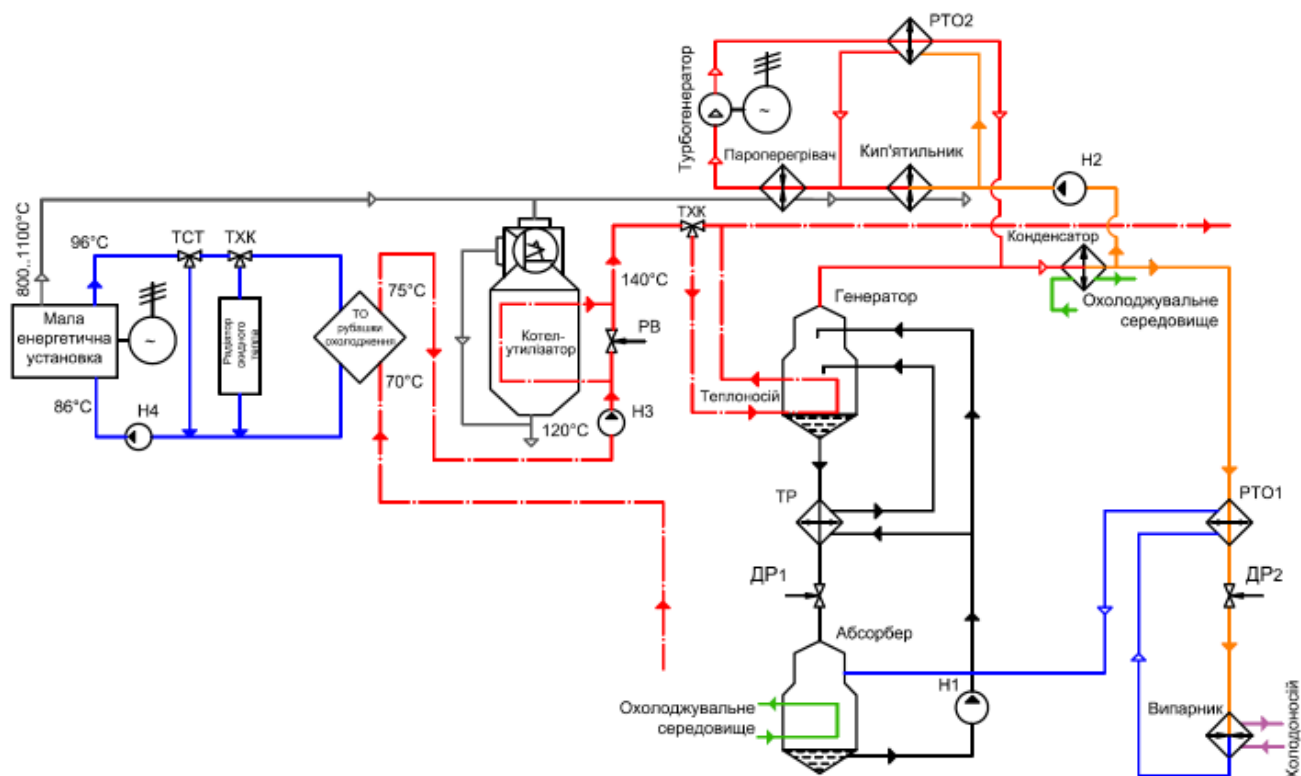


Рис. 2.5. Схема системи тригенерації з водоаміачною абсорбційною машиною та отриманням додаткової електроенергії

Тепловикористальну машину запропоновано на підставі роботи [67]. Гарячі відпрацьовані гази енергетичної установки з температурами  $800...1100^{\circ}\text{C}$  розподіляються на два потоки. Перший потік прямує до котла-утилізатора, де виконує пряму функцію – виробництво гарячої води з температурою  $140^{\circ}\text{C}$ . Вода йде у генератор абсорбційної машини, забезпечуючи виробництво холоду.

Для отримання додаткової електроенергії (ДЕЕ) в схемі передбачені самостійні контури циркуляції: другого потоку відпрацьованих газів високої температури і частини потоку холодоагенту, відібраної після конденсатора абсорбційної машини. В наслідок теплової взаємодії цих потоків здійснюється цикл Ренкіна з паровою турбіною [67]. Енергетичні потоки, відповідні розглянутій схемі, демонструє рис. 2.2.

Умовами для роботи абсорбційної машини в складі системи тригенерації можуть бути:

- широкий інтервал температур гріючого джерела, яким є проміжний теплоносіє котла-утилізатора, переважно вода;
- широкий інтервал температур виробництва холоду;
- можливе різне поєднання температурних режимів роботи споживачів тепла і холоду в системі;
- можливість значного підігріву охолоджуючого середовища в процесах відведення тепла в елементах холодильної машини.

З цих позицій слід розглянути принципову відмінність між резорбційною та звичайною абсорбційною машинами, яка визначає переваги першої в складі системи тригенерації (рис. 2.6). Всі чотири процеси фазових перетворень робочої речовини відбуваються при змінних температурах: виробництво холоду в дегазаторі і віддавання тепла охолоджуючому середовищу в резорбері резорбційного ступеня, а також в генераторі і абсорбері. Ця особливість вирішальним чином впливає на термодинамічну досконалість машини і визначає область раціонального застосування, якою, зокрема, є розглянута система [6].

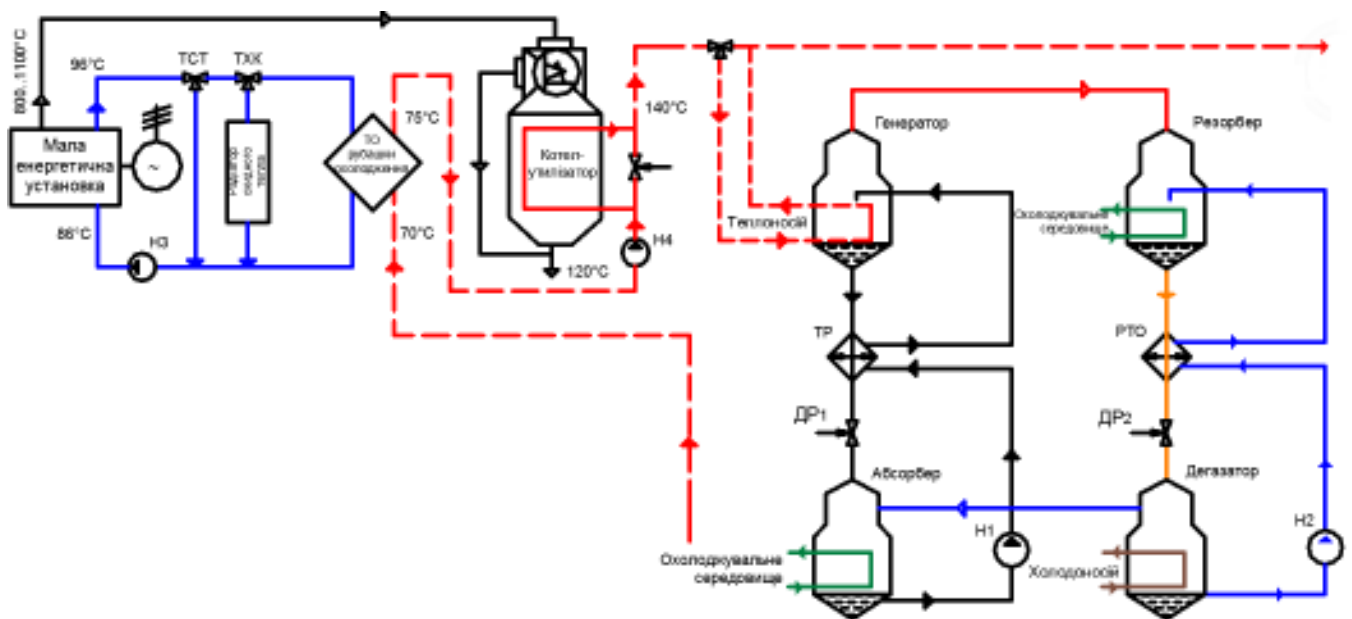


Рис. 2.6. Схема системи тригенерації з абсорбційно-резорбційною холодильною машиною [68]

Ще одним важливим фактором, що впливає на вибір резорбційної машини, є робочі тиски в апаратах. Низький тиск в машині визначено температурою

кипіння в дегазаторі, а високий тиск в генераторі та резорбері є незалежною величиною. Його вибір визначає усі характеристики машини: теплові навантаження на апарати, енергетичну ефективність та експлуатаційну надійність.

Компресорні машини у складі систем тригенерації представлені циклом Чистякова-Плотнікова. Термодинамічний цикл здійснюється низькокиплячими робочими речовинами з використанням агрегату «турбіна-компресор» [5].

На підставі проведених теоретичних досліджень [41] пропонується нове технічне рішення системи тригенерації, схему якого зображено на рис. 2.7.

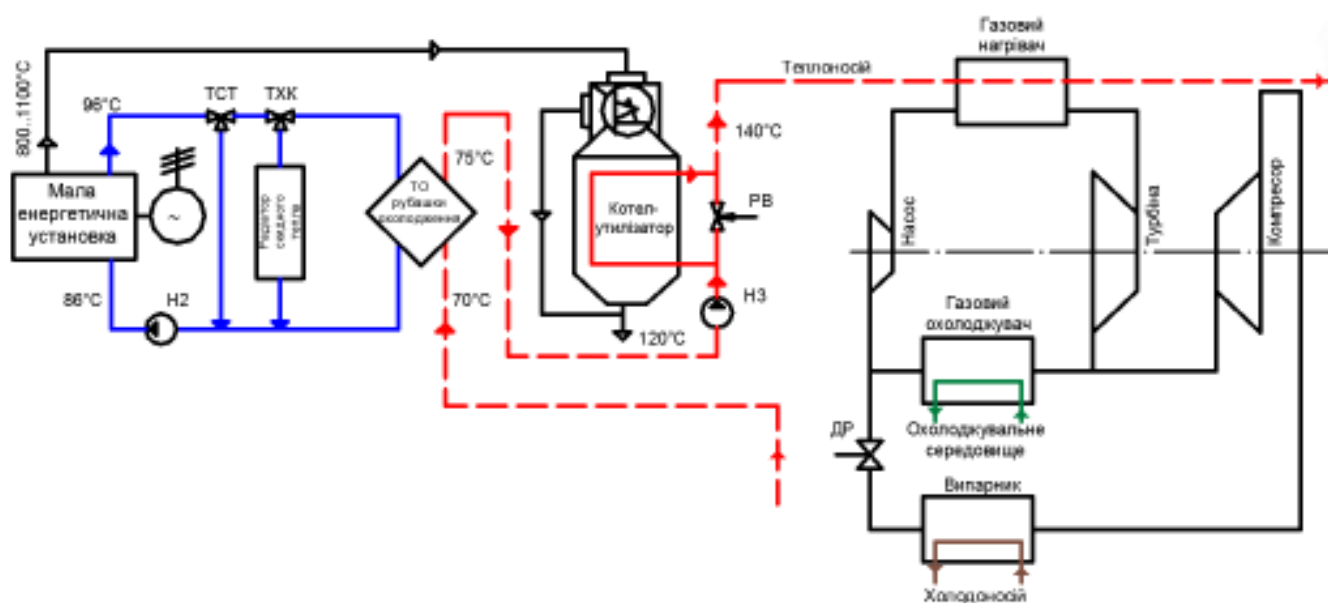


Рис. 2.7. Схема системи тригенерації з компресорною тепловикристалною машиною

Газопоршневий агрегат з утилізатором є базовою тепловою машиною, холодильна машина – компресорна з  $\text{CO}_2$  в якості робочої речовини. Цикл холодильної машини реалізується в двох областях: прямий – в надкритичній, зворотний – в двофазній. Робочі процеси в газовому нагрівачі та газовому охолоджувачі машини відбуваються за змінними температурами як робочої речовини, так і двох джерел тепла – високотемпературного та середньо температурного. Розглянута система розширює можливості утилізації обов'язкових скидань енергетичної установки. Використання  $\text{CO}_2$  дозволило

розширити температурний діапазон роботи котла-утилізатора до  $300...500^{\circ}\text{C}$ , температурний інтервал отриманого тепла до  $200^{\circ}\text{C}$ , температурний інтервал отриманого холоду до  $-30^{\circ}\text{C}$  з відповідним підвищенням енергетичної ефективності та екологічної безпеки системи [28]. Устаткування для енергоперетворювальних систем з  $\text{CO}_2$  випускають провідні світові фірми [69].

Термодинамічний аналіз циклу з  $\text{CO}_2$  довів, що енергетична установка з утилізатором не використовує повністю потенціал гріючого джерела для нагрівання робочої речовини у газовому нагрівачі й не відповідає екологічній безпеці системи [63].

Для підвищення енергетичної ефективності та екологічної безпеки системи тригенерації запропоновано схему, в якій енергетична установка та холодильна машина матимуть єдину робочу речовину  $\text{CO}_2$  [63]. У цьому випадку тепловикористальна компресорна холодильна машина виступає як самостійна тригенераційна установка. Схему енергетичних потоків системи зображено на рис. 2.8.

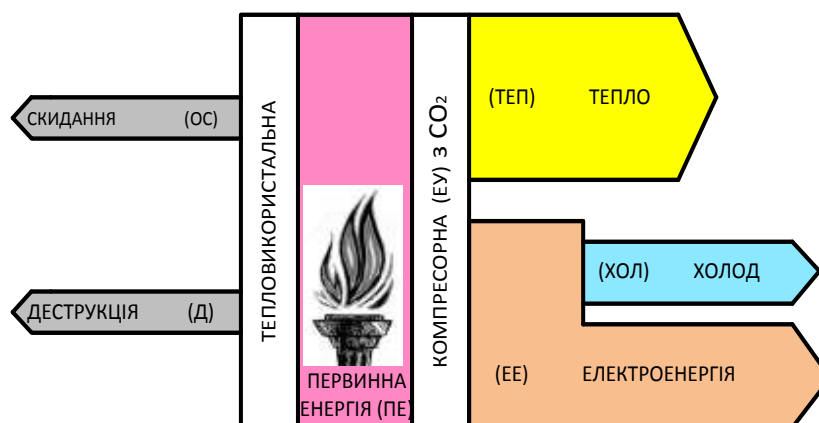


Рис. 2.8. Енергетичні потоки системи тригенерації з єдиною робочою речовиною.

В системі використовується високотемпературне тепло автономного джерела (ПЕ). Тепло, як корисний ефект (ТЕП), є частиною скидного тепла прямого та зворотного циклів системи.

Отримана робота в прямому циклі розподіляється між двома корисними ефектами – виробництвом електроенергії (ЕЕ) та холоду (ХОЛ).

Кількісна характеристика теплових потоків має математичний вигляд:

$$Q_{ne} = Q_{ee} + Q_{ee}^* + Q_{men} + (Q_{хол} / COP_{хол}) + Q_{oc} + Q_{o} \quad (2.5)$$

Технологічна схема машини (рис. 2.9) складається з: газового нагрівача (ГН), газового охолоджувача (ГО), випарника (В), турбіни (Т) з електрогенератором, компресора (КМ), насоса (Н), регенеративного теплообмінника (РТО), комерційного теплообмінника (ТО).

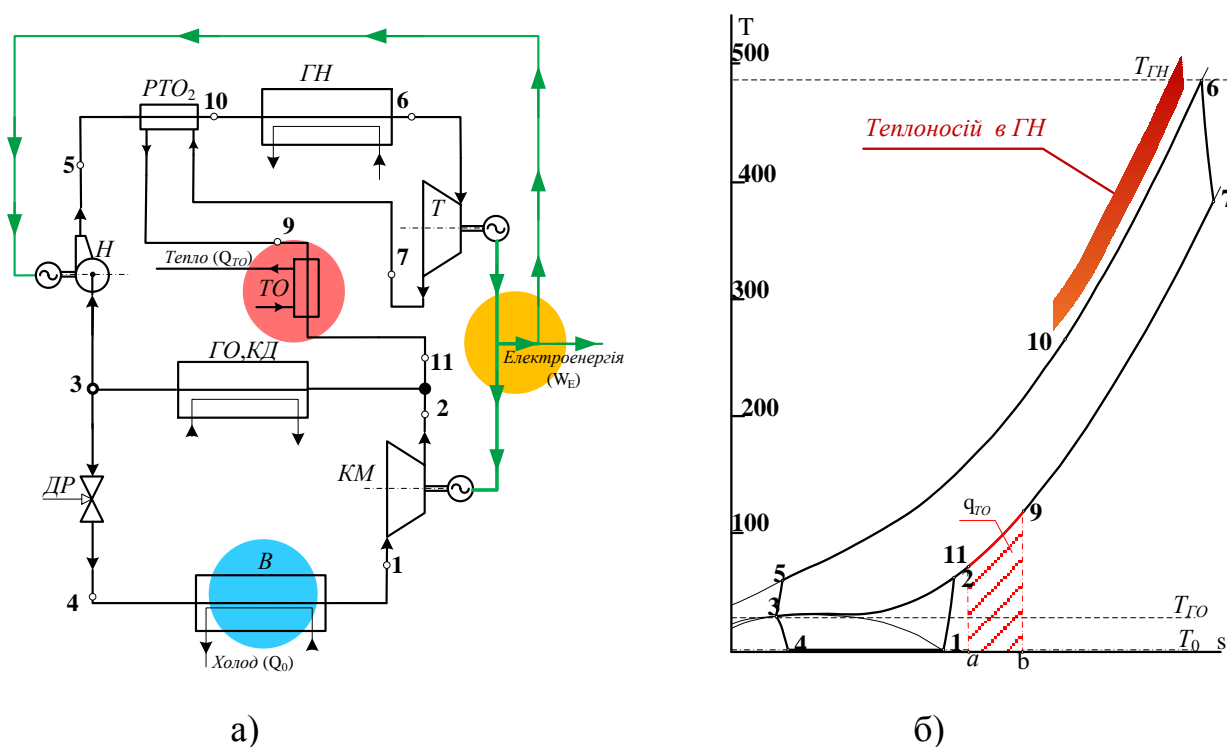


Рис. 2.9. Технологічна схема (а) та цикл (б) системи тригенерації з єдиною робочою речовиною [70].

В газовому нагрівачі генерується потік CO<sub>2</sub> високого тиску та температури за теплообміном з гріючим джерелом. Надалі здійснюється розширення в турбіні з отриманням електроенергії. Електрична енергія розподіляється між стороннім споживачем, компресором, насосом із зберіганням енергетичного балансу системи. Конструкція компресора для машини не оговорюється. Машина може бути будь-якої продуктивності з широким інтервалом температур отриманого холоду. Можливо регулювання холодопродуктивності в широкому діапазоні від 100 % до 0%. Виявлені особливості роблять схемне рішення універсальним і

дозволяють машині працювати цілий рік, незважаючи на сезонність отримання холоду.

Автономність систем тригенерації забезпечує третій корисний ефект – виробництво тепла, як самостійний, з огляду на його продуктивність та температурний рівень (наприклад, нагрівання води, інших теплоносіїв для технічних потреб підприємств, систем опалення приміщень та ін.).

Нові схеми та цикли автономних систем тригенерації з CO<sub>2</sub> як робочою речовиною надані в роботі [63].

#### 2.4. Система тригенерації для фермерського господарства.

Розглянемо можливість реалізації системи тригенерації малої енергетичної установки на окремому прикладі фермерського сільськогосподарського виробництва [71-74] (рис. 2.10).

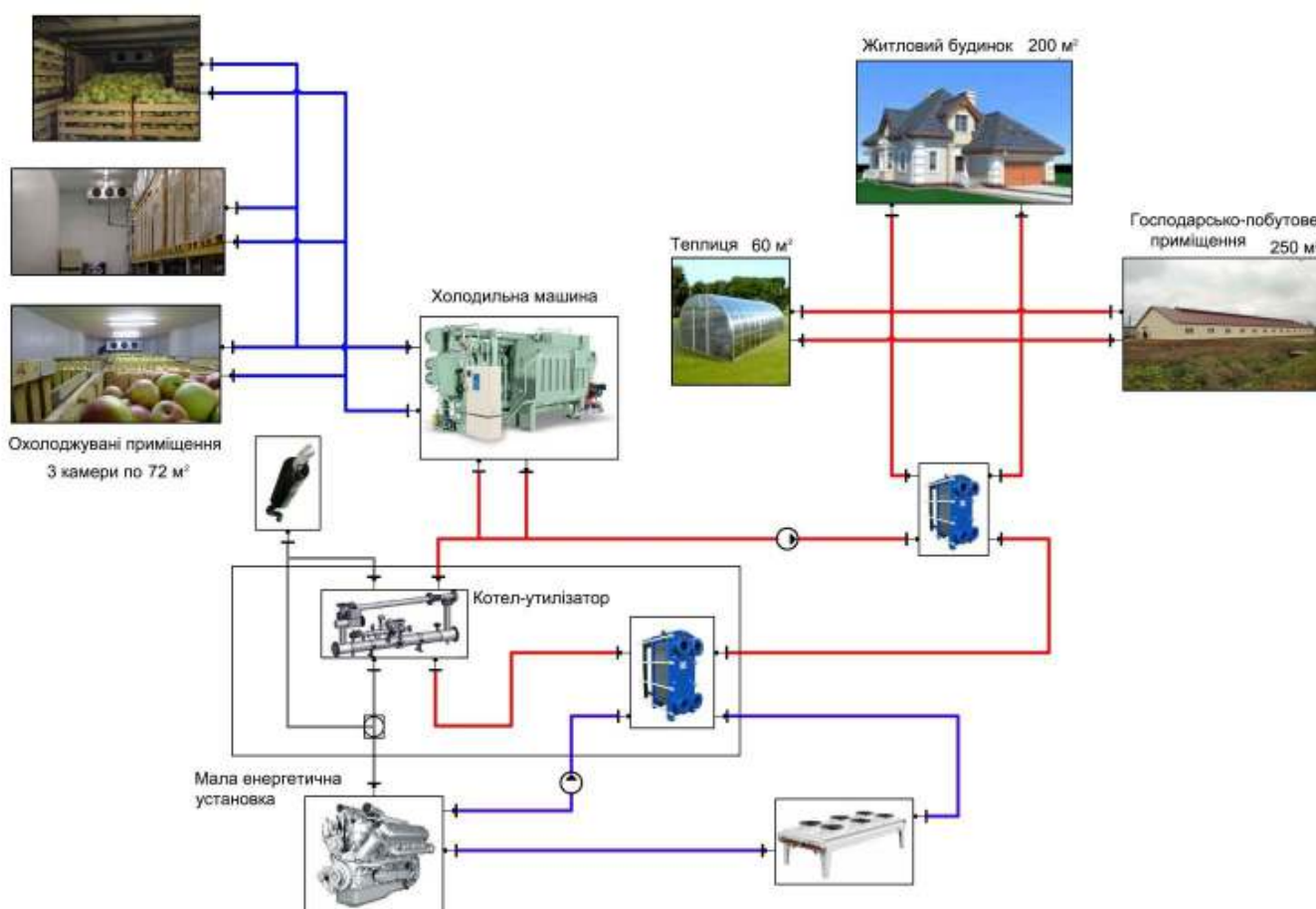


Рис. 2.10. Загальний вигляд господарства з індивідуальною енергетичною установкою.

Невелике фермерське господарство включає житловий будинок загальним об'ємом  $600 \text{ м}^3$ , господарсько-побутове приміщення об'ємом  $1000 \text{ м}^3$ , теплицю об'ємом  $120 \text{ м}^3$ , три самостійні охолоджувані приміщення для зберігання продуктів сільськогосподарського виробництва загальним об'ємом  $750 \text{ м}^3$ . Отже, господарство має одночасну і постійну потребу в певних обсягах електричної енергії, холоду та теплової енергії – для опалення та господарсько-побутових потреб.

Тепло, утилізоване в малій енергетичній установці фермерського господарства  $Q_{yt}$  згідно енергетичному балансу

$$Q_{yt} = Q_{on} + Q_{mk} + Q_{mv} + Q_{ml} + Q_{хол} + Q_{oc} \quad (2.6)$$

може розподілятися за потребою (рис. 2.11):

$Q_{on}$  – опалення житлових, виробничих і підсобних приміщень в холодну пору року;

$Q_{mk}$  – кондиціонування або підтримання мікроклімату в житлових і виробничих приміщеннях в теплу пору року;

$Q_{mv}$  – цілорічне отримання теплої води для побутових і виробничих потреб;

$Q_{ml}$  – сезонне опалення теплиці;

$Q_{хол}$  – сезонне охолодження та низькотемпературне зберігання швидкопсувних продуктів рослинного і тваринного походження;

$Q_{oc}$  – обов'язкові теплові скидання в навколишнє середовище.

Співвідношення продуктивностей корисних ефектів і температурних режимів виробництва тепла і холоду повністю залежать від потреб певного виробника, безпосередньо визначаються коливаннями температури зовнішнього повітря і енергетичною ефективністю установок, які виробляють кожен ефект.

Тут слід зазначити, що виробництво холоду є дуже важливим фактором для фермерського господарства, оскільки дозволяє виробнику самостійно переробляти сировину і зберігати вироблений продукт, забезпечуючи його надходження на ринок з високою якістю протягом цілого року.

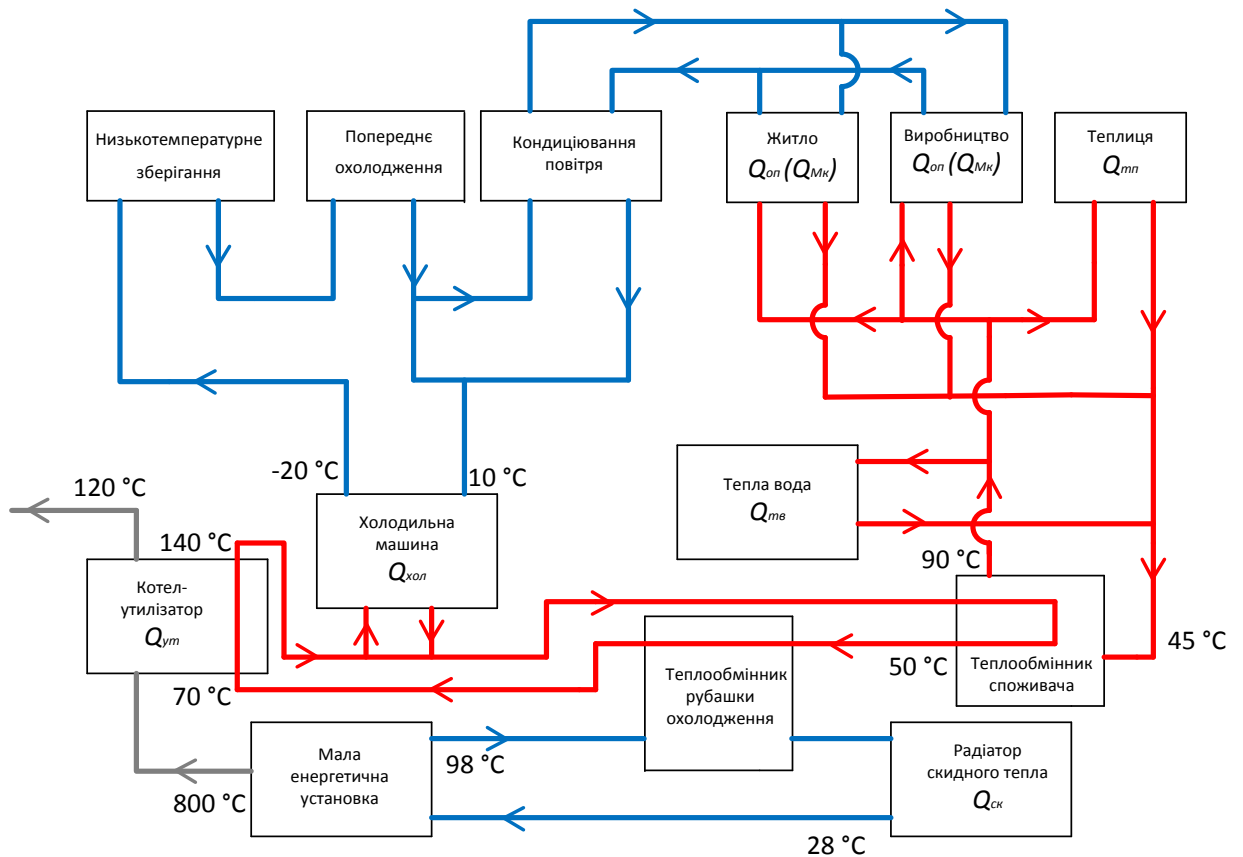


Рис. 2.11. Схема енергетичних потоків в системі тригенерації.

Основні кліматичні і технічні дані, прийняті у якості розрахункових [75]:

- температура зовнішнього повітря в зимовий період:  $t_{нз} = -10\text{ °C}$ ;
- температура зовнішнього повітря в літній період:  $t_{нл} = 28,6\text{ °C}$ ;
- температура зовнішнього повітря у весняно-осінній період:  $t_{нво} = 5\text{ °C}$ ;
- температура повітря в житлових приміщеннях:  $t_г = 20\text{ °C}$ ;
- температура в охолоджуваних об'єктах:  $t_{кам} = 4\text{ °C}$ ;
- температура повітря в теплиці:  $t_{мл} = 15\text{ °C}$ ;
- температура гарячої води:  $t_{гв} = 70\text{ °C}$ ;
- температура водопровідної води:  $t_{гв} = 20\text{ °C}$ .

Утилізація тепла відпрацьованих газів малої енергетичної установки відбувається в котлі-утилізаторі, тепло передається проміжному теплоносію (воді). Основні температурні дані, прийняті в якості розрахункових [76]:

- температура відпрацьованих газів:  $t_{ог} = 800\text{ °C}$ ;

– температура теплоносія, що входить:  $t_{ex} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

– температура теплоносія, що виходить:  $t_{vux} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Розрахунок потреб тепла та холоду фермерського господарства протягом року здійснюється за рекомендаціями довідкової технічної інформації та нормативних документів СНП:

– на опалення приміщень об'ємом  $600 \text{ м}^3$  та  $1000 \text{ м}^3$ :

$$Q_{on} = q_{on} \cdot V \cdot (t_g - t_{n3}), \text{ кВт} \quad (2.7)$$

де  $q_{on} = 0,52 \text{ Вт/м}^3 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$  – питома опалювальна характеристика будівель [77];

– на опалення теплиці площею  $F = 200 \text{ м}^2$ :

$$Q_{ml} = k \cdot F \cdot (t_{ml} - t_{n3}), \text{ кВт} \quad (2.8)$$

де  $k = 5,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  – коефіцієнт теплопередавання для теплиці зі скляним покриттям [77];

– для підтримання температурного режиму в трьох охолоджуваних приміщеннях загальною площею  $810 \text{ м}^2$ :

$$Q_{хол} = 3 \cdot k \cdot F \cdot (t_{кам} - t_{n3}), \text{ кВт} \quad (2.9)$$

Слід зазначити, що тепло  $Q_{хол}$  необхідне для опалення охолоджуваних приміщень, щоб уникнути підмерзання продуктів.

в інші періоди року

$$Q_{хол} = 3 \cdot k \cdot F \cdot (t_{кам} - t_{нво}) / COP_{хол}, \text{ кВт} \quad (2.10)$$

де  $k = 0,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  – коефіцієнт теплопередавання для конструкцій приміщень зберігання рослинної сировини [77].

$COP_{хол} = 0,5 \dots 0,7$  – коефіцієнт перетворення циклу абсорбційної тепловикорис- тальної холодильної машини [65].

– на господарсько-побутові потреби.

$$Q_{en} = a \cdot m \cdot c_g \cdot \rho \cdot \beta \cdot (t_{es} - t_{es}) \cdot (1 - K) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт} \quad (2.11)$$

де  $a = 0,0141 \text{ м}^3 / \text{люд}$  – норма витрати гарячої води на 1 людину відповідно до [77];

$m = 10$  – кількість осіб, що користуються водою;

$\beta = 0,8$  – коефіцієнт зміни середньої витрати води;

$K = 0,35$  – коефіцієнт, що враховує втрати тепла трубопроводами гарячого водопостачання.

Розрахунки потреб тепла виконуються для усіх періодів року.

Для подальшого аналізу результати розрахунків наведені в графічній формі на рис. 2.12, а розрахунки зведено в таблицю 2.1.

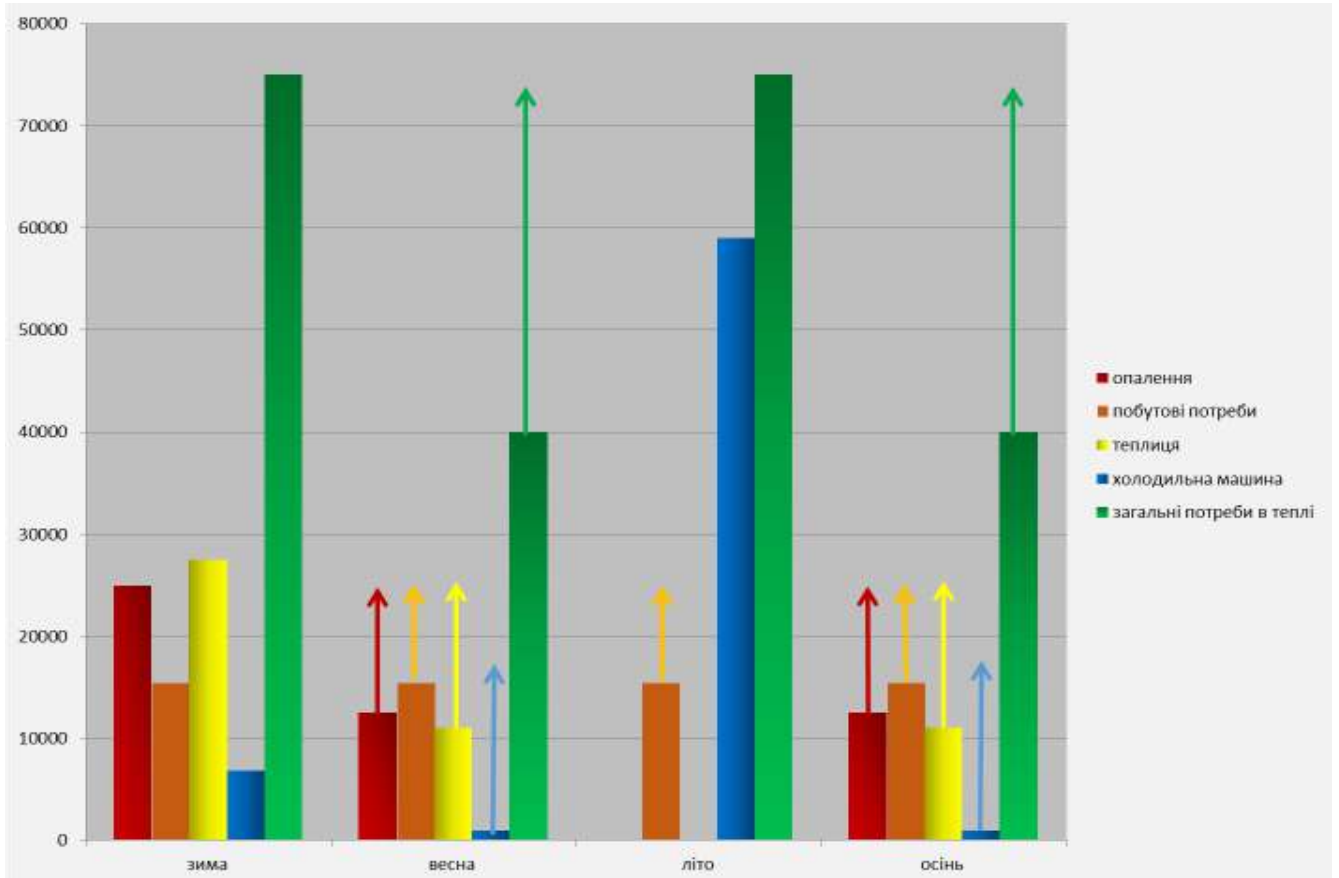


Рис. 2.12. Сезонні потреби тепла для господарства.

Відповідно до розрахунків потреба тепла в зимовий період становить 75 кВт, що є максимальною тепловою продуктивністю енергетичної установки.

У весняно-осінній період потреба тепла становить 40 кВт. Резерв тепла в кількості 35 кВт використовується за температурами зовнішнього повітря, відмінних від розрахункових, як для опалення житлових приміщень і теплиці (при зниженні температури), так і для підтримки температурного режиму в охолоджуваних приміщеннях (при підвищенні температури).

**Потреби тепла фермерського господарства**

Таблиця 2.1

	Зимовий період	Літній період	Весняно-осінній період
Опалення приміщень, кВт	24,96	0	12
Опалення теплиці, кВт	27,5	0	11
Підтримання температурного режиму в трьох охолоджуваних приміщеннях, кВт	6,804	59	0,972
Господарсько-побутові потреби, кВт	15,36	15,36	15,36
Господарсько-побутові потреби, кВт	15,36	15,36	15,36
Загалом	75	75	40

У літній період потреба в теплі становить 40 кВт. Резерв по теплу в кількості 35 кВт може бути спрямовано на кондиціонування повітря в житлових приміщеннях.

**2.5. Висновки до розділу**

1. Отримані результати теоретичних досліджень свідчать про перспективність практичної реалізації систем тригенерації в малій енергетиці.

2. Цілорічне кондиціонування повітря є споживачем першого порядку і забезпечує стабільну роботу енергетичної системи (збільшення попиту на охолодження, що збігається зі зниженням попиту на опалення).

3. В організації тригенерації головним і важливим є наявність споживачів тепла і холоду з відповідними співвідношеннями продуктивностей та температурних режимів.

## РОЗДІЛ 3

### ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ

#### В АБСОРБЦІЙНО-РЕЗОРБЦІЙНИХ МАШИНАХ (АРХМ)

### 3.1. Загальні положення

Вибір машини базується на порівняльному аналізі двох схем і циклів водоаміачних холодильних машин: одноступеневої абсорбційної і одноступеневої абсорбційно-резорбційної (рис. 3.1). В обох схемах присутній термохімічний компресор (рис. 3.1а), в якому здійснюється прямий термодинамічний цикл. Процеси в зворотних циклах абсорбційної (рис. 3.1б) і резорбційного ступеня абсорбційно-резорбційної машин (рис. 3.1в) відбуваються в теплообмінних апаратах: конденсаторі і випарнику, резорбері і дегазаторі.

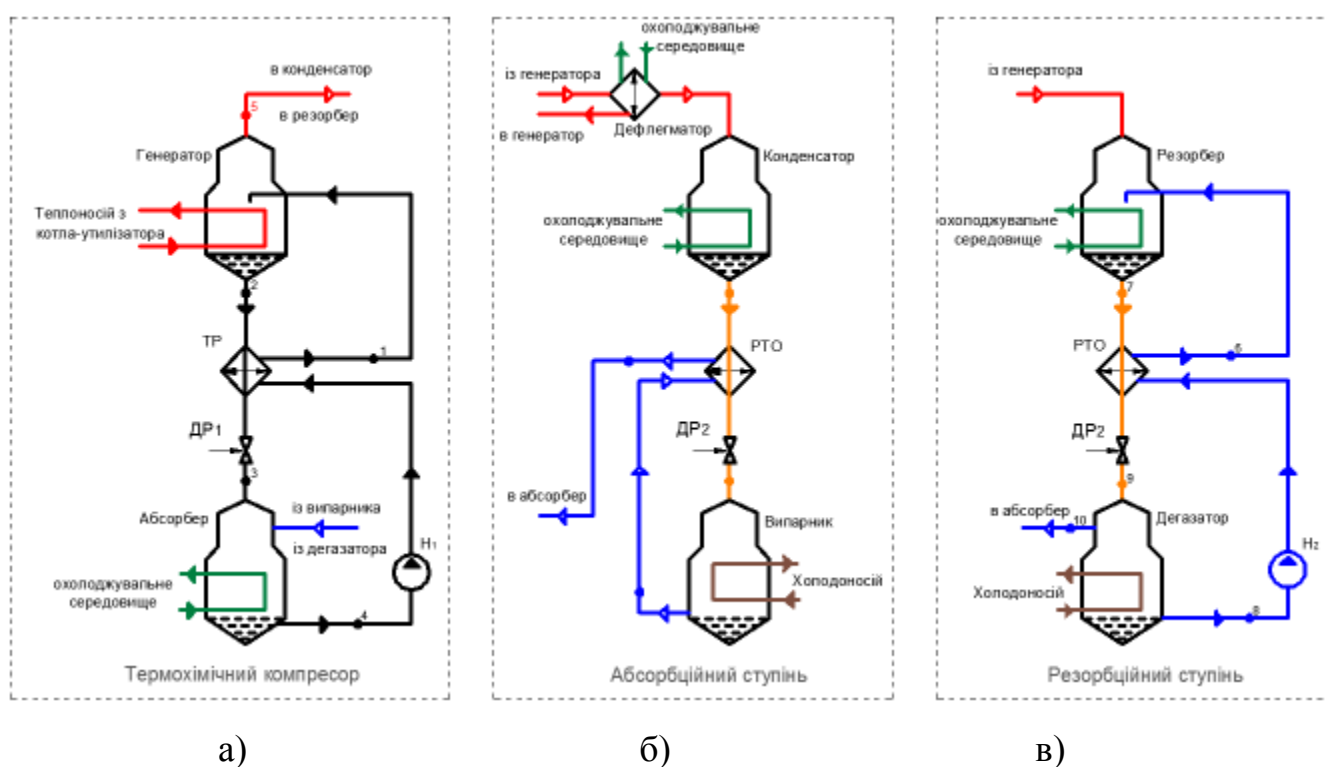


Рис. 3.1. Принципові схеми одноступеневих водоаміачних машин, абсорбційної (АХМ) і абсорбційно-резорбційної (АРХМ)

Принципова відмінність резорбційної від звичайної абсорбційної машини полягає в тому, що всі чотири процеси фазових перетворень робочої речовини відбуваються при змінних температурах: виробництво холоду в дегазаторі і

віддавання тепла охолоджувальному середовищу в резорбері резорбційного ступеня, а також в генераторі і абсорбері термохімічного компресора. Ця особливість вирішальним чином впливає на термодинамічну досконалість машини і визначає область раціонального застосування, якою, зокрема, є розглянута система [6].

Ще одним важливим фактором, що впливає на вибір резорбційної машини, є робочі тиски в апаратах. Низький тиск в абсорбері та дегазаторі визначено мінімальною температурою кипіння в дегазаторі, а високий тиск в генераторі та резорбері є незалежною змінною. Його вибір визначає всі характеристики машини: теплові навантаження на апарати, енергетичну ефективність та експлуатаційну надійність.

Реальні умови роботи системи тригенерації встановлюють різні поєднання вихідних параметрів для холодильної машини і визначають її енергетичну ефективність. Вибір вихідних параметрів полягає в забезпеченні реалізації технічного завдання споживача з максимальною ефективністю термодинамічного циклу тепловикористальної холодильної машини.

Оцінка енергетичної ефективності абсорбційно-резорбційної холодильної машини вирішує такі завдання:

- встановлює можливість практичної реалізації умов технічного завдання споживача на створення системи тригенерації;
- визначає вихідні робочі параметри холодильної машини для забезпечення максимальної ефективності термодинамічного циклу.

Ексергетичний аналіз абсорбційно-резорбційної холодильної машини підвищує точність отриманих результатів, поглиблює розуміння причин термодинамічних неефективностей та, як наслідок, вказує на способи вдосконалення машини в цілому [17].

Ексергетичний аналіз абсорбційно-резорбційних машин не проводився через обмежений попит на ринку тепловикористальних машин. З розвитком систем тригенерації в енергетиці зі специфічними параметрами джерел тепла

роблять АРХМ конкурентоспроможними з іншими типами машин, а дослідження їх енергетичної ефективності стає необхідним.

### **3.2. Термодинамічні характеристики схемно-циклового рішення машини**

У відповідності зі схемою, яку зображено на рис. 3.1в, цикл в резорбційному ступені здійснюється таким способом. Циркуляція забезпечується водоаміачним насосом  $H_2$ , який нагнітає слабкий розчин із дегазатора до резорбера. Зворотний потік міцного розчину із резорбера до дегазатора повертається через дросельний пристрій  $ДР_2$ . Потоки міцного і слабого розчинів між резорбером та дегазатором проходять регенеративний теплообмінник РТО.

Зв'язок термохімічного компресора (рис. 3.1а) з резорбційним ступенем (рис. 3.1в) існує по лініям: генератор-резорбер і абсорбер-дегазатор.

Цикл одноступеневої абсорбційно-резорбційної холодильної машини зображено на рис. 3.2 в діаграмі  $h$ - $\xi$  (ентальпія-концентрація).

Незалежними вихідними параметрами для циклу є:

- температура гріючого джерела  $T_{cp}$ ;
- температура охолоджувального середовища  $T_{сер}$ ;
- температура споживача холоду  $T_{хол}$ ;
- робочий тиск в генераторі і резорбері  $p_r$ .

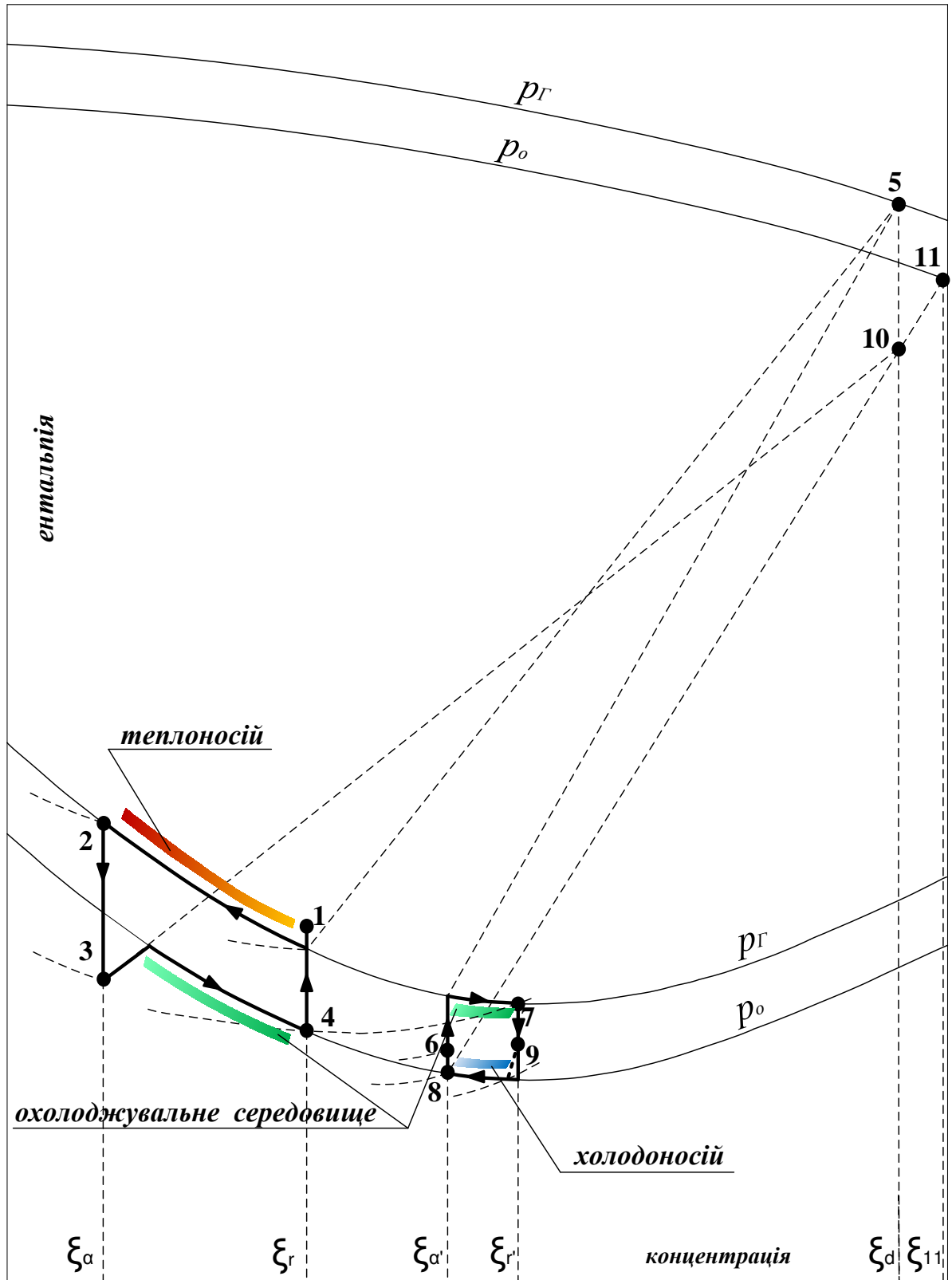
Температури у вузлових точках 2,3,4,6,8 циклу задають з урахуванням різниці температур на теплопередавання у відповідних апаратах машини [71].

Концентрація  $\xi_{11}$  вища за концентрацію пари  $\xi_d$ , тому для кількісного рівняння потоків між термохімічним компресором та резорбційним ступенем потрібно зменшувати концентрацію  $\xi_{11}$  до концентрації  $\xi_d$  шляхом впорскування  $\delta$  кг/кг розчину, стан якого характеризується точкою 8. Кількість розчину визначають з матеріального балансу:

$$\delta = (\xi_{11} - \xi_d) / (\xi_{11} - \xi_a). \quad (3.1)$$

В результаті з дегазатора виходить парорідинна суміш з ентальпією  $h_{10}$ .

## 3.2.1. Питомі характеристики циклу

Рис. 3.2. Цикл АРХМ в діаграмі  $h$ - $\xi$ 

1. Кратність циркуляції розчину в термохімічному компресорі:

$$f = (\xi_d - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a), \text{ кг/кг} \quad (3.2)$$

2. Питоме теплове навантаження на теплообмінник розчинів термохімічного компресора:

$$q_{TP} = (f - 1)(h_2 - h_3), \text{ кДж/кг} \quad (3.3)$$

3. Ентальпія міцного розчину на вході в генератор:

$$h_1 = h_4 + q_{TP} / f, \text{ кДж/кг} \quad (3.4)$$

4. Питоме теплове навантаження на генератор:

$$q_G = (h_5 - h_2) + f(h_2 - h_1), \text{ кДж/кг} \quad (3.5)$$

5. Питоме теплове навантаження на абсорбер:

$$q_A = (h_{10} - h_3) + f(h_3 - h_4), \text{ кДж/кг} \quad (3.6)$$

6. Ентальпія вологої пари на вході в абсорбер:

$$h_{10} = h_{11} - (\xi_{11} - \xi_{10}) \cdot (h_{11} - h_8) / (\xi_{11} - \xi_8), \text{ кДж/кг} \quad (3.7)$$

7. Питоме теплове навантаження на регенеративний теплообмінник резорбційного ступеня:

$$q_{PTO} = (f' - 1)(h_6 - h_8), \text{ кДж/кг} \quad (3.8)$$

8. Кратність циркуляції в резорбційному ступені:

$$f' = (\xi_d - \xi_a) / (\xi_{d'} - \xi_{a'}), \text{ кг/кг} \quad (3.9)$$

9. Питоме теплове навантаження на резорбер:

$$q_P = h_5 - (h_6 - f'(h_6 - h_7)), \text{ кДж/кг} \quad (3.10)$$

10. Питома холодопродуктивність:

$$q_o = h_{10} + h_8(f' - 1) - f'h_9, \text{ кДж/кг} \quad (3.11)$$

11. Тепловий баланс машини:

$$q_o + q_G = q_P + q_A, \text{ кДж/кг} \quad (3.12)$$

12. Коефіцієнт перетворення (енергетична ефективність циклу):

$$COP = q_o / q_G \quad (3.13)$$

### 3.2.2. Аналіз енергетичної ефективності машини

Розглянемо окремі завдання термодинамічного аналізу з подальшим їх об'єднанням.

Для розрахунку обрані вихідні параметри, які відповідають дійсним температурним режимам систем тригенерації для сільськогосподарського господарства [71,78,79]:

- температура проміжного теплоносія у котлі-утилізаторі (джерело високопотенційного тепла для холодильної машини):  $T_{zp} = 70...140^{\circ}\text{C}$ ;
- температура охолоджувального середовища (джерело середньотемпературного тепла для холодильної машини):  $T_{cep} = 20...40^{\circ}\text{C}$ ;
- робочий тиск в генераторі та резорбері:  $p_r = 0,4...1,0\text{МПа}$ ;
- температура проміжного холодоносія в дегазаторі (джерело низькотемпературного тепла для холодильної машини):  $T_{хол} = 0...15^{\circ}\text{C}$ .

Розглянемо чотири задачі.

Задачі вирішені з використанням рівнянь (3.2-3.13). Результати наведені в графічній формі на рисунках (3.3-3.10) та таблицях (3.1-3.8)

**Задача 1.** Визначити  $COP$  АРХМ при:  $T_{zp} = 110...130^{\circ}\text{C} = var$ ;

$T_{хол} = -5^{\circ}\text{C} = const$ ;  $T_{cep} = 30^{\circ}\text{C} = const$ ;  $p_r = 0,5\text{МПа} = const$ .

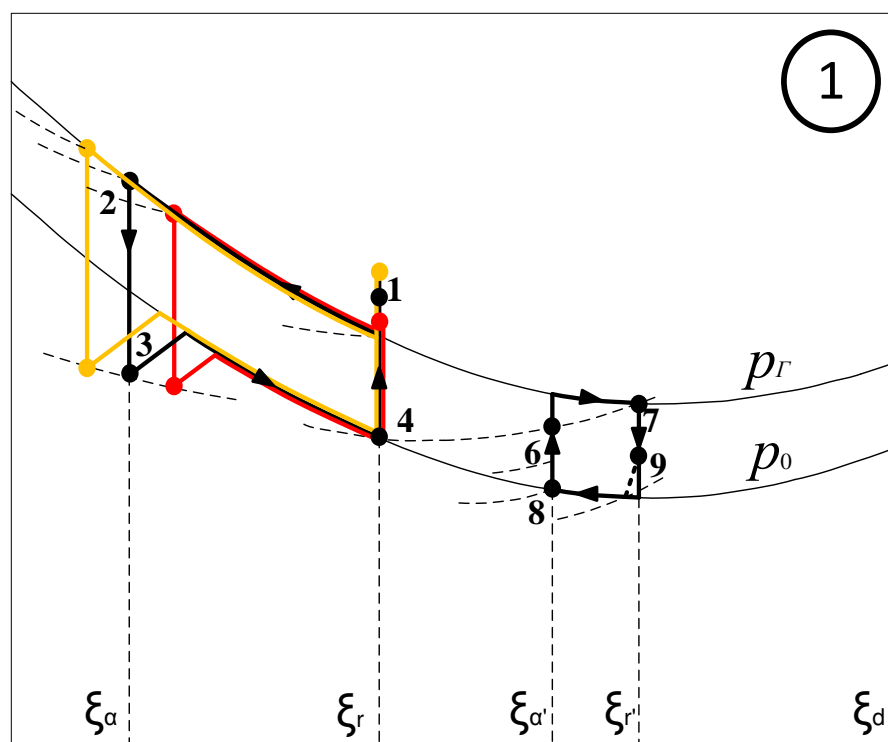


Рис. 3.3. До задачі 1: цикл в діаграмі  $h$ - $\xi$

## Параметри циклу

Таблиця 3.1.

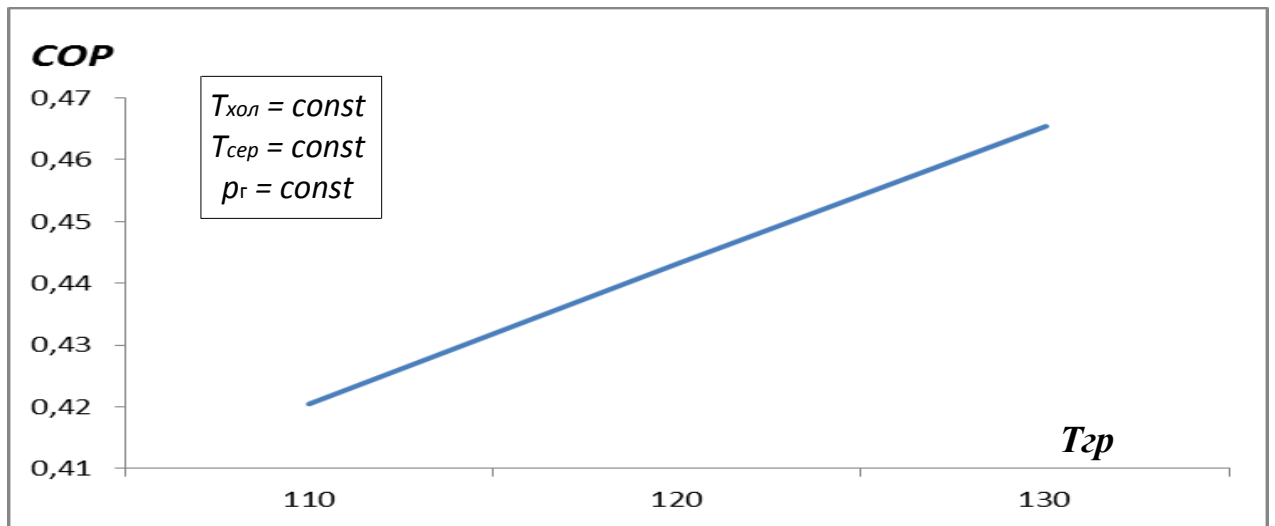
№ точок	T, °C			p, МПа			ξ, кг/кг			h, кДж/кг		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1				0,5	0,5	0,5	0,319	0,319	0,319	254,2	276,9	292,3
2	110	120	130	0,5	0,5	0,5	0,142	0,102	0,067	414,3	476,2	525,9
3	40	40	40	0,13	0,13	0,13	0,142	0,102	0,067	109,3	125,5	139,2
4	30	30	30	0,13	0,13	0,13	0,319	0,319	0,319	16,2	16,2	16,2
5				0,5	0,5	0,5	0,948	0,948	0,948	1819,5	1819,5	1819,5
6	20	20	20	0,5	0,5	0,5	0,468	0,468	0,468	-13,8	-13,8	-13,8
7	30	30	30	0,5	0,5	0,5	0,544	0,544	0,544	77,1	77,1	77,1
8	5	5	5	0,13	0,13	0,13	0,468	0,468	0,468	-77,1	-77,1	-77,1
9	-5	-5	-5	0,13	0,13	0,13	0,544	0,544	0,544	-90,9	-90,9	-90,9
10				0,13	0,13	0,13	0,948	0,948	0,948	1500,3	1500,3	1500,3
11							0,995	0,995	0,995	1654,8	1654,8	1654,8

## Питомі характеристики циклу

Таблиця 3.2.

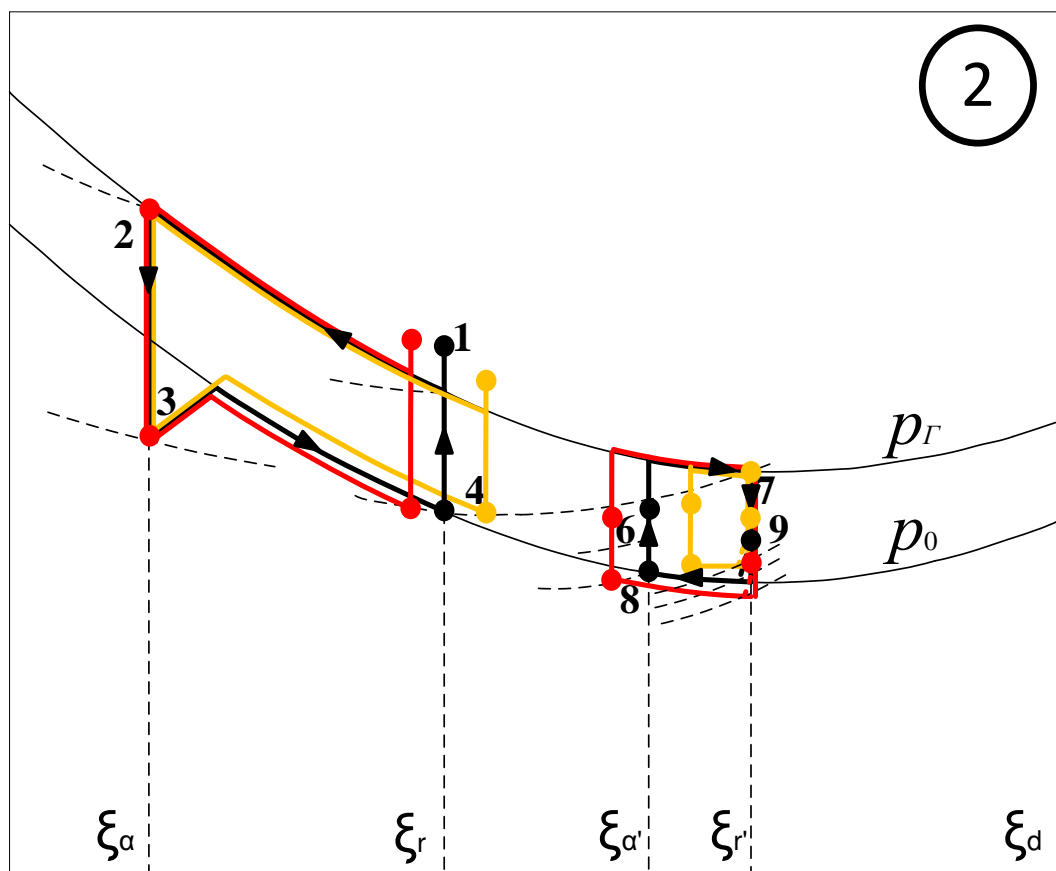
	$q_o$ , кДж/кг	$q_A$ , кДж/кг	$q_p$ , кДж/кг	$q_G$ , кДж/кг	$COP$
Режим I	940	1815	1259	2134	0,425
Режим II	940	1801	1259	2120	0,444
Режим III	940	1791	1259	2110	0,464

Найвища температура кипіння розчину в генераторі повністю залежить від температурного інтервалу теплоносія котла-утилізатора. Для розглянутих умов з урахуванням різниці температур на теплопередавання  $(T_2)_{\max} \approx 130^\circ\text{C}$ . Нижню межу  $(T_2)_{\min} \approx 90^\circ\text{C}$  визначено зоною дегазації, і в дійсних машинах не менше  $(\xi_r - \xi_a)_{\min} = 6\%$

Рис. 3.4. До задачі 1:  $COP = f(T_{сп})$ 

Енергетична ефективність характеризується величинами 0,4 ... 0,5.

**Задача 2.** Визначити  $COP$  АРХМ при:  $T_{хол} = -10...0\text{ }^\circ\text{C} = var$ ;  
 $T_{сп} = 120\text{ }^\circ\text{C} = const$ ;  $T_{сеп} = 30\text{ }^\circ\text{C} = const$ ;  $p_r = 0,5\text{ МПа} = const$ .

Рис. 3.5. До задачі 2: цикл в діаграмі  $h-\xi$

## Параметри циклу

Таблиця 3.3.

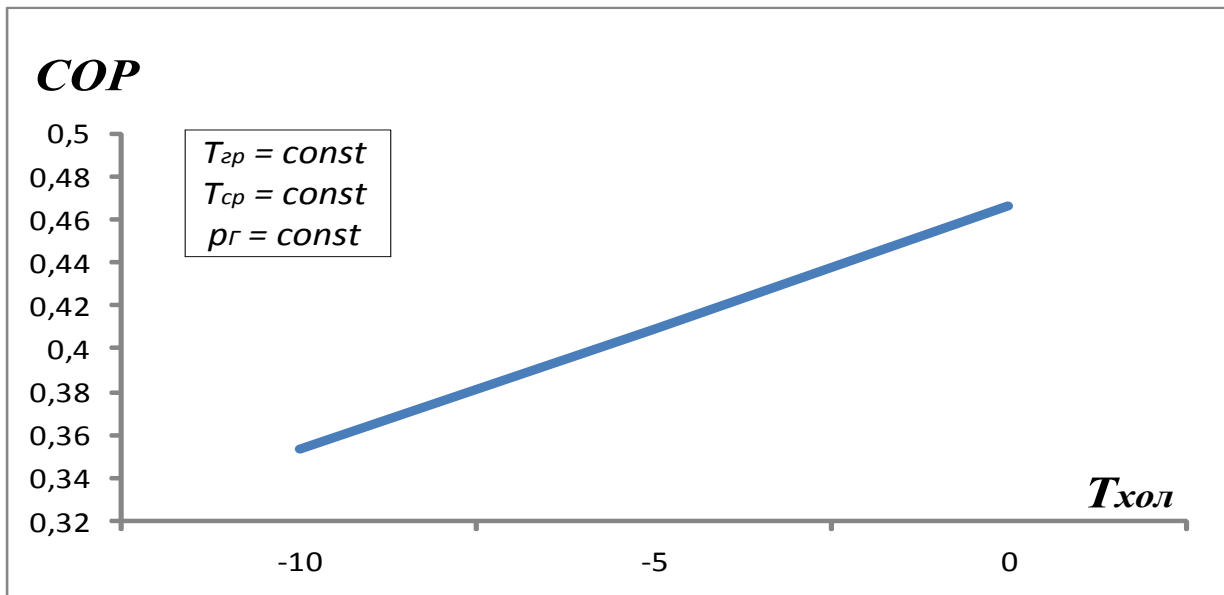
№ точок	T, °C			p, МПа			$\xi$ , кг/кг			h, кДж/кг		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1				0,5	0,5	0,5	0,295	0,319	0,347	292,3	276,9	266,8
2	120	120	120	0,5	0,5	0,5	0,102	0,102	0,102	476,2	476,2	476,2
3	40	40	40	0,11	0,13	0,16	0,102	0,102	0,102	125,5	125,5	125,5
4	30	30	30	0,11	0,13	0,16	0,295	0,319	0,347	23	16,2	16,1
5				0,5	0,5	0,5	0,934	0,948	0,961	1845,9	1819,5	1798,7
6	20	20	20	0,5	0,5	0,5	0,441	0,468	0,5	-25,3	-13,8	0
7	30	30	30	0,5	0,5	0,5	0,544	0,544	0,544	77,1	77,1	77,1
8	5	5	5	0,11	0,13	0,16	0,441	0,468	0,5	-86,3	-77,1	-67,8
9	-10	-5	0	0,11	0,13	0,16	0,544	0,544	0,544	-111,6	-90,9	-71
10				0,11	0,13	0,16	0,934	0,948	0,961	1472,1	1500,3	1535,5
11				0,11	0,13	0,16	0,994	0,995	0,996	1661,8	1654,8	1657,2

## Питомі характеристики циклу

Таблиця 3.4.

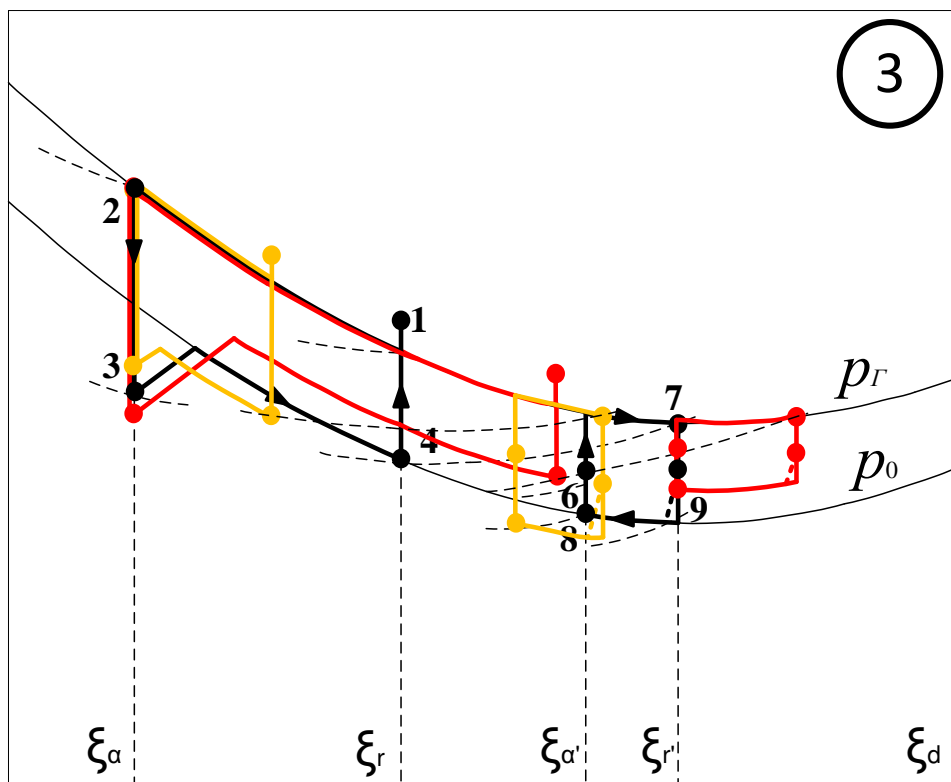
	$q_0$ , кДж/кг	$q_A$ , кДж/кг	$q_P$ , кДж/кг	$q_G$ , кДж/кг	$COP$
Режим I	728	1794	991	2057	0,3538
Режим II	940	1801	1259	2120	0,4434
Режим III	1007	1788	1381	2162	0,4659

Зі зниженням  $T_{хол}$  зменшується тиск  $p_0$  і зменшується концентрація міцного розчину в термохімічному компресорі  $\xi_r$  (рис. 3.5), як наслідок, зменшується  $COP$  (рис. 3.6). При мінімальній зоні дегазації  $(\xi_r - \xi_a)_{min} = 6\%$  в дійсних водоаміачних машинах [65] мінімальна температура кипіння в розглянутих умовах може досягати  $T_{хол} = -20^\circ\text{C}$ .

Рис. 3.6. До задачі 2:  $COP = f(T_{хол})$ 

Енергетична ефективність при цьому знижується до  $\approx 0,25$ .

**Задача 3.** Визначити  $COP$  АРХМ при:  $T_{ср} = 20...40^{\circ}C = var$ ;  
 $T_{сп} = 120^{\circ}C = const$ ;  $p_{Г} = 0,5 \text{ МПа} = const$ ;  $T_{хол} = -5^{\circ}C = const$ .

Рис. 3.7. До задачі 3: цикл в діаграмі h- $\xi$

## Параметри циклу

Таблиця 3.5.

№ точок	T, °C			p, МПа			$\xi$ , кг/кг			h, кДж/кг		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1				0,5	0,5	0,5	0,446	0,319	0,215	226,1	276,9	342,6
2	120	120	120	0,5	0,5	0,5	0,102	0,102	0,102	476,2	476,2	476,2
3	30	40	50	0,13	0,13	0,13	0,102	0,102	0,102	79,4	125,5	171,7
4	20	30	40	0,13	0,13	0,13	0,446	0,319	0,215	-17,5	16,2	84
5				0,5	0,5	0,5	0,993	0,948	0,852	1691,7	1819,5	1952,8
6	13	20	20	0,5	0,5	0,5	0,544	0,468	0,415	0	-13,8	-26,7
7	20	30	40	0,5	0,5	0,5	0,642	0,544	0,485	88,6	77,1	88,6
8	5	5	5	0,13	0,13	0,13	0,544	0,468	0,415	-34,5	-77,1	-93,2
9	-5	-5	-5	0,13	0,13	0,13	0,642	0,544	0,485	-25,3	-90,9	-113,9
10				0,13	0,13	0,13	0,993	0,948	0,852	1630,4	1500,3	1231,9
11				0,13	0,13	0,13	0,999	0,995	0,993	1652,6	1654,8	1659,5

## Питомі характеристики циклу

Таблиця 3.6.

	$q_0$ , кДж/кг	$q_A$ , кДж/кг	$q_P$ , кДж/кг	$q_G$ , кДж/кг	$COP$
Режим I	1224,4	1801,9	1285,8	1863,3	0,6571
Режим II	940	1801	1259,1	2120,1	0,4434
Режим III	538,8	1642,3	1259,7	2363,2	0,228

Інтервал температур охолоджувального середовища визначається кліматичними умовами, в яких працює система. При зниженні  $T_{сер}$  і постійному тиску  $p_G = const$  в генераторі і резорбері збільшується зона дегазації ( $\xi_{r'} - \xi_{a'}$ ) в резорбційному ступені.

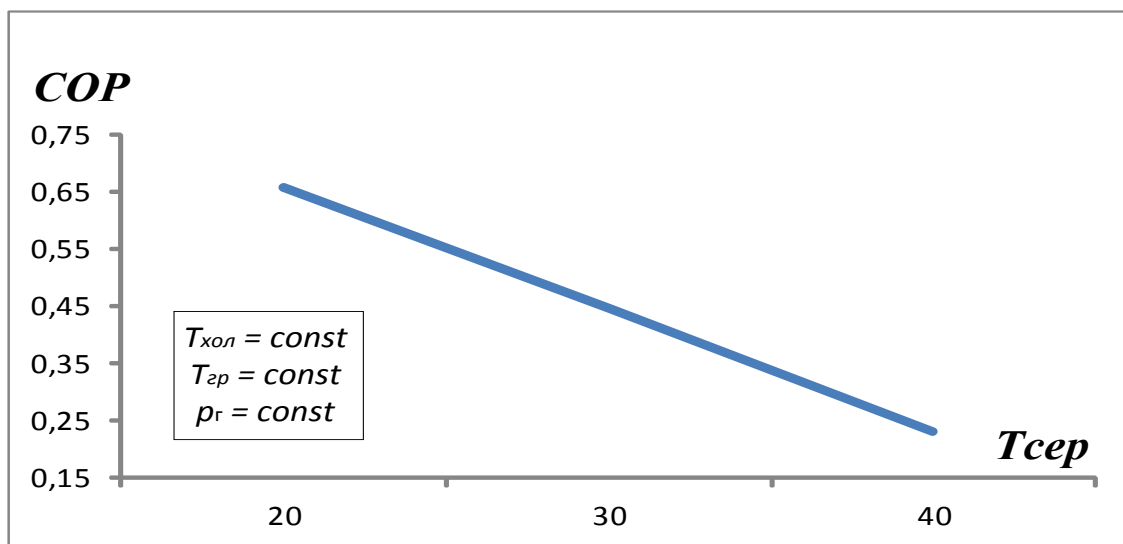


Рис. 3.8. До задачі 3:  $COP = f(T_{cer})$

При постійній температурі  $T_{хол} = const$  збільшується холодопродуктивність і зростає енергетична ефективність, величина якої в задачі становить  $\approx 0,65$ .

**Задача 4.** Визначити  $COP$  АРХМ при:  $p_r = 0,4 \dots 0,6$  МПа = var;  
 $T_{хол} = -5^\circ\text{C} = const$ ;  $T_{cer} = 30^\circ\text{C} = const$ ;  $T_{гp} = 120^\circ\text{C} = const$ .

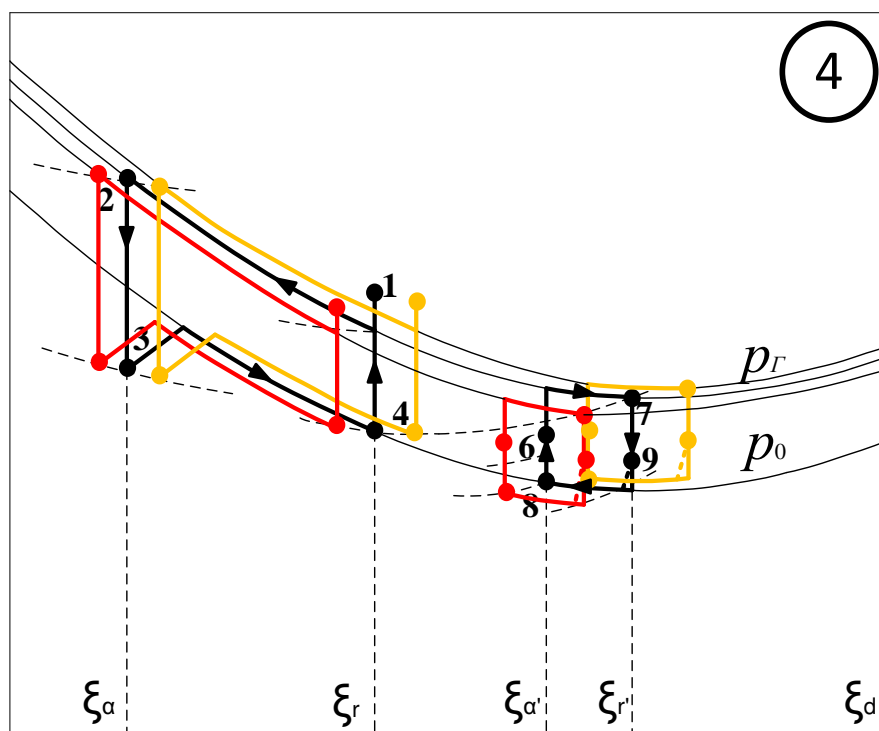


Рис. 3.9. До задачі 4: цикл в діаграмі  $h$ - $\zeta$

Параметри циклу

Таблиця 3.7.

№ точок	T, °C			p, МПа			$\xi$ , кг/кг			h, кДж/кг		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
1				0,4	0,5	0,6	0,281	0,319	0,351	285,8	276,9	264,5
2	120	120	120	0,4	0,5	0,6	0,069	0,102	0,125	484,4	476,2	461,3
3	40	40	40	0,13	0,13	0,13	0,069	0,102	0,125	139,2	125,5	116,2
4	30	30	30	0,13	0,13	0,13	0,281	0,319	0,351	25,3	16,2	13,8
5				0,4	0,5	0,6	0,933	0,948	0,951	1843,6	1819,5	1817,2
6	20	20	20	0,4	0,5	0,6	0,427	0,468	0,5	-29,9	-13,8	0
7	30	30	30	0,4	0,5	0,6	0,5	0,544	0,587	48,4	77,1	97,8
8	5	5	5	0,13	0,13	0,13	0,427	0,468	0,5	-90,9	-77,1	-65,5
9	-5	-5	-5	0,13	0,13	0,13	0,5	0,544	0,587	-111,6	-90,9	-69
10				0,13	0,13	0,13	0,933	0,948	0,951	1466,4	1500,3	1502
11				0,13	0,13	0,13	0,995	0,995	0,995	1657,2	1654,8	1654,9

Питомі характеристики циклу

Таблиця 3.8.

	$q_0$ , кДж/кг	$q_A$ , кДж/кг	$q_P$ , кДж/кг	$q_G$ , кДж/кг	<i>COP</i>
Режим I	953,5	1791,4	1330,8	2168,6	0,4397
Режим II	940	1801	1259,1	2120,1	0,4434
Режим III	995	1760	1310,2	2075,2	0,4795

У абсорбційно-резорбційних холодильних машинах відсутній однозначний зв'язок між відповідними температурами і тисками, тому вибір одного з тисків в допустимих межах довільний. При підвищенні  $p_G$  збільшуються масогабаритні характеристики машини, при його зниженні зменшується *COP*. У задачі використані значення тисків  $p_G$ , виходячи з досвіду експлуатації дійсних установок [65]. В системі тригенерації енергетична ефективність АРХМ як функція тиску  $p_G$  представлена значеннями 0,4 ... 0,5.

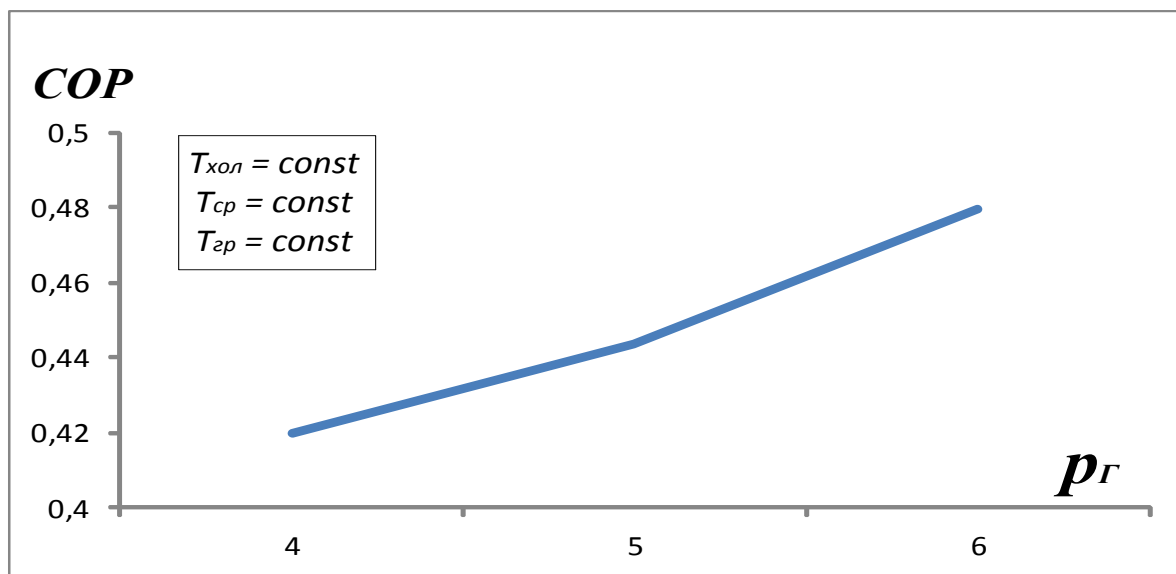


Рис. 3.10. До задачі 4:  $COP = f(p_{\Gamma})$

Загальний діапазон величин енергетичної ефективності абсорбційно-резорбційної холодильної машини, що працює в температурному режимі системи тригенерації малої енергетики, становить 0,25 ... 0,65.

### 3.2.3. Аналіз ексергетичної ефективності машини

#### 3.2.3.1. Основні ексергетичні критерії

Головними напрямками ексергетичного аналізу стали питання розрахунку ексергії потоку. Аналіз ґрунтувався на ексергетичному балансі, який записано в термінах вхідної та вихідної ексергії:

$$E_{ex} = E_{вих} + \Delta E, \quad (3.14)$$

з подальшим визначенням ексергетичного ККД:

$$\varepsilon = E_{вих} / E_{ex}. \quad (3.15)$$

Такий підхід використовується досі, так як є простим, легким у застосуванні до хіміко-технологічних систем.

Основні висновки щодо вдосконалення енергоперетворювальної системи виникали на підставі аналізу величини втрати ексергії ( $\Delta E$ ) в компоненті і ексергетичного ККД системи ( $\varepsilon$ ) в цілому.

Першим істотним внеском в розвиток ексергетичного аналізу стало введення понять «ексергія палива» і «ексергія продукту» [52]. Як показує аналіз, не всі вхідні ексергетичні потоки являють собою «паливо» і не усі вихідні - «продукт». Така заміна дає можливість більш точно описати процеси, що відбуваються з потоком робочої речовини при проходженні через кожен компонент енергоперетворювальної системи. Одночасно з цим поняття «ексергетичні втрати» як єдиний доданок у рів. (3.14) також змінилося. У сучасному ексергетичному аналізі розрізняють поняття «деструкція ексергії» ( $E_D$ ) і «втрати ексергії» ( $E_L$ ) за аналогією з виробництвом ентропії і потоком ентропії в термодинаміці необоротних процесів [52]:

$$\Delta E = E_D + E_L. \quad (3.16)$$

Перший доданок у рів. (3.16) описує необоротності, що мають місце в кожному компоненті системи, другий – при взаємодії цих компонентів системи з навколишнім середовищем [53].

Для проведення аналізу використовують рівняння ексергетичного балансу кожного компонента системи і системи в цілому [52, 54]:

$$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} \quad (3.17a)$$

$$E_{F,tot} = E_{P,tot} + \sum_k E_{D,k} + E_{L,tot} \quad (3.17b)$$

Ексергетичними критеріями є:

– деструкція ексергії  $E_{D,k}$ ;

– втрати ексергії  $E_{L,tot}$ ;

– ексергетичний ККД

$$\varepsilon_k = E_{P,k} / E_{F,k} = 1 - E_{D,k} / E_{F,k} \quad (3.18a)$$

$$\varepsilon_{tot} = E_{P,tot} / E_{F,tot} \quad (3.18b)$$

– відносна деструкція ексергії

$$y_{D,k} = E_{D,k} / E_{F,tot} \quad (3.19)$$

– відносні втрати ексергії

$$y_{L,k} = E_{L,tot} / E_{F,tot} \quad (3.20)$$

– доля деструкції ексергії у  $k$ -ому компоненті системи до загальної деструкції ексергії в системі

$$y_{D,k}^* = E_{D,k} / \sum_k E_{D,k} \quad (3.21)$$

У такому вигляді ексергетичний аналіз набув широкого застосування та подальший розвиток при дослідженні енергетичних систем [52].

### 3.2.3.2. Схемно-циклове рішення до ексергетичного аналізу

Схему простої АРХМ представлено на рис. 3.11, цикл – на рис. 3.12. Для здійснення термодинамічного циклу АРХМ (рис. 3.12) необхідно три джерела тепла різних температурних потенціалів [65]:

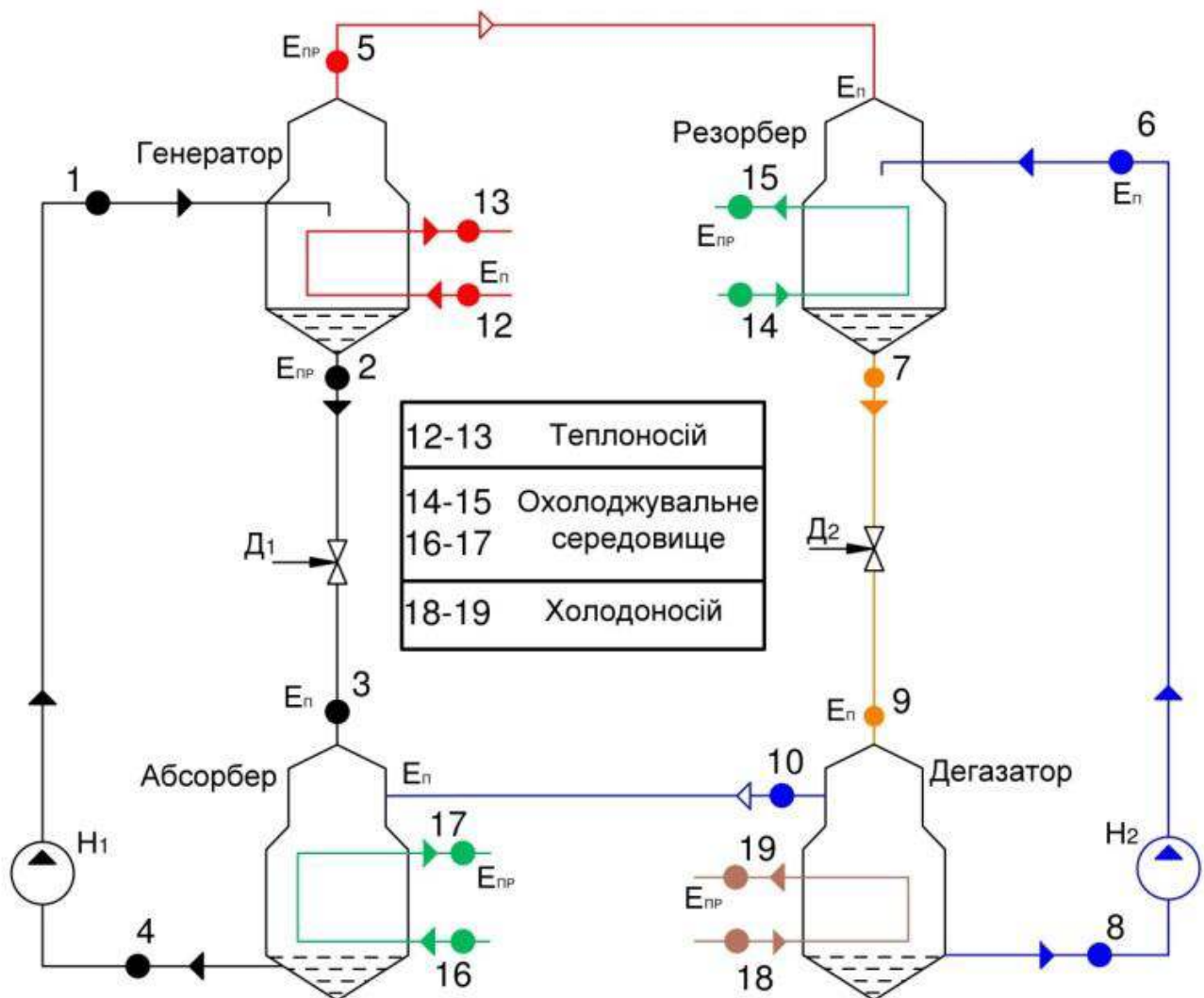


Рис. 3.11. Схема до ексергетичного аналізу

– високотемпературне джерело тепла  $Q_{ep}$  з  $T_{ep}$  у якості зовнішньої енергії (ексергії) для генератора. Це джерело тепла асоціюється з «паливом» для всієї АРХМ, тобто  $E_{F,G} = E_{F,tot}$ ;

– середньотемпературне джерело тепла  $Q_{cep}$  з  $T_{cep}$  у якості охолоджувального середовища для резорбера і абсорбера;

– низькотемпературне джерело тепла  $Q_{хол}$  з  $T_{хол}$  як продукт для дегазатора. Це теплове джерело асоціюється з «продуктом» всієї АРХМ, тобто  $E_{P,E} = E_{P,tot} = \text{const}$  для аналізу.

Термодинамічний цикл відповідно до рис 3.12. представлено такими параметрами [80]:

– температура холодоносія на виході з дегазатора:  $T_{хол} = T_{19}$ ;

– мінімальна температура дегазації:  $T_9 = T_{19} - \Delta T_{хол}$ ;

– тиск в дегазаторі:  $p_o = f(T_9, \xi_r)$ ;

– максимальна температура дегазації:  $T_8 = T_{18} - \Delta T_{хол}$ ;

– тиск в абсорбері:  $p_A = p_o(1 - \Delta p_A)$ ;

– мінімальна температура резорбції:  $T_7 = T_{14} + \Delta T_{\kappa}$ ;

– тиск в резорбері:  $p_{\kappa}$  – незалежна змінна;

– тиск в генераторі:  $p_2 = p_{\kappa}(1 + \Delta p_2)$ ;

– максимальна температура генерації:  $T_2 = T_{12} - \Delta T_2$ ;

– температура початку кипіння в генераторі:  $T_{1*} = f(\xi_r, p_2)$ ;

– мінімальна температура абсорбції:  $T_4 = T_{16} + \Delta T_A$ ;

– концентрація слабкого розчину в термохімічному компресорі:  $\xi_a = f(T_2, p_2)$

– концентрація міцного розчину в термохімічному компресорі:  $\xi_r = f(T_4, p_A)$ ;

– концентрація холодоагенту в резорбційному ступені:  $\xi_d = f(T_5, p_{\kappa})$ ;

– концентрація слабкого розчину в резорбційному ступені:  $\xi_{a'} = f(T_8, p_o)$ ;

– концентрація міцного розчину в резорбційному ступені:  $\xi_{r'} = f(T_7, p_{\kappa})$ .

Температура  $T_5$  представляє середню температуру у процесі кипіння в

генераторі:  $T_5 = (T_2 + T_{1*})/2$

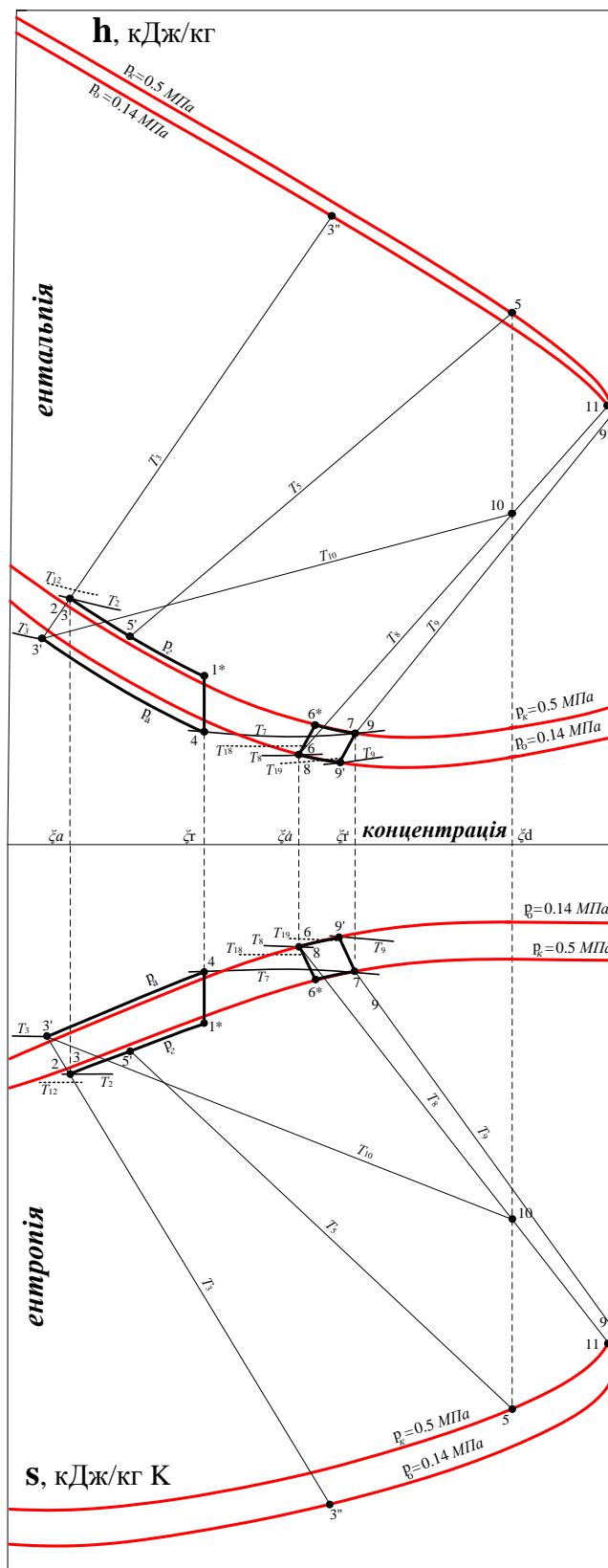


Рис. 3.12. Цикл до ексергетичного аналізу

Для ексергетичного аналізу загальний цикл АРХМ може бути

представлено двома окремими – циклом термохімічного компресора і циклом резорбційного ступеня.

### 3.2.3.3. Витратні характеристики резорбційного ступеня

Процеси резорбційного ступеня здійснюються у чотирьох конструктивних компонентах резорбері (РЗ), дросельному пристрої (Д<sub>2</sub>), дегазаторі (ДЗ) та насосі (Н<sub>2</sub>): резорбція (поглинання) 6-7, розширення 7-9, дегазація (видалення) 9-8 і стиснення 8-6. Цикл обмежують вузлові точки 5-6-7-9-8. Робоча речовина в ступені є сумішшю з концентраціями  $\xi_r'$  для міцного розчину і  $\xi_a'$  для слабкого розчину.

Холодоагент в циклі є сумішшю з концентрацією  $\xi_d$ , а його масову витрату може бути визначено як:

$$m_{хол} = Q_{хол} / [h_{10} + h_8 (f' - 1) - f' h_9] \quad (3.22)$$

Масова витрата для суміші з концентрацією  $\xi_r'$ :

$$m_7 = m_9 = f' m_{хол} \quad (3.23)$$

Масова витрата для суміші з концентрацією  $\xi_a'$ :

$$m_8 = m_6 = (f' - 1) m_{хол} \quad (3.24)$$

Тут  $f'$  – кратність циркуляції суміші з концентрацією  $\xi_r'$

$$f' = (\xi_d - \xi_a') / (\xi_r' - \xi_a') \quad (3.25)$$

### 3.2.3.4. Витратні характеристики термохімічного компресора

Цикл термохімічного компресора здійснюється в чотирьох конструктивних компонентах: генераторі (Г), абсорбері (А), дросельному пристрої (Д<sub>1</sub>), дегазаторі (ДЗ) і насосі (Н) зі всіма процесами прямого термодинамічного циклу та зі стисненням від зворотного термодинамічного циклу. Цикл обмежують вузлові точки 1-2-3-4-5. Робоча речовина являє собою суміш з концентраціями  $\xi_r$  для міцного розчину і  $\xi_a$  для слабкого розчину.

Масова витрата суміші з концентрацією  $\xi_r$ :

$$m_4 = m_1 = f m_{хол} \quad (3.26)$$

Масова витрата для суміші з концентрацією  $\xi_a$ :

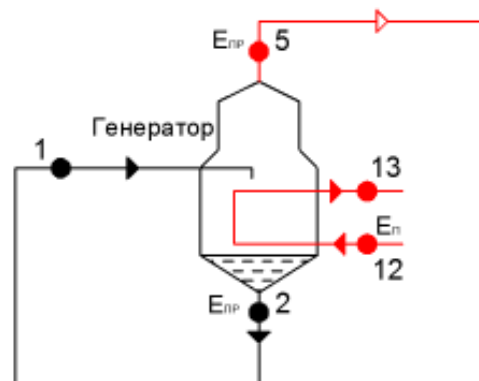
$$m_2 = m_3 = (f - 1) m_{хол} \quad (3.27)$$

Тут  $f$  – кратність циркуляції суміші з концентрацією  $\xi_r$ :

$$f = (\xi_d - \xi_a) / (\xi_r - \xi_a) \quad (3.28)$$

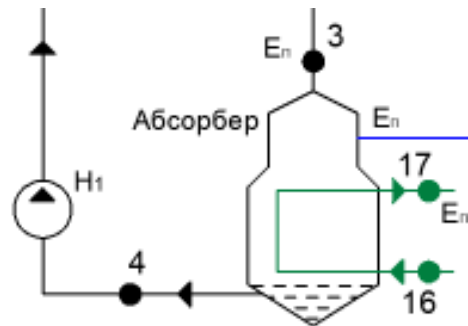
Масові витрати холодоносія і теплоносія визначаються з рівнянь енергетичних балансів відповідних компонентів машини:

– генератора:



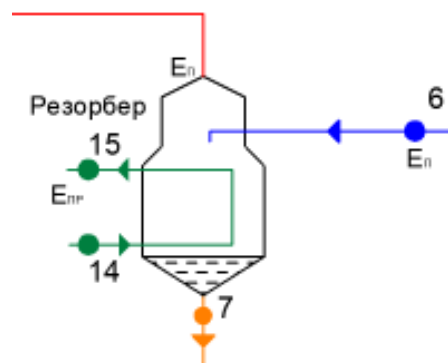
$$Q_G = m_{хол} [(h_5 - h_2) + f (h_2 - h_1)] = m_{12-13} (h_{12} - h_{13}) \quad (3.29)$$

– абсорбера:



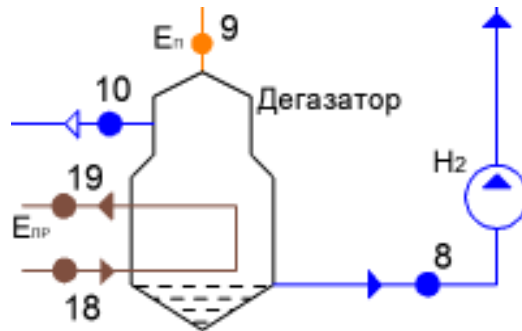
$$Q_A = m_{хол} [(h_{10} - h_3) + f (h_3 - h_4)] = m_{16-17} (h_{16} - h_{17}) \quad (3.30)$$

– резорбера:



$$Q_{P3} = m_{хол} [h_5 - (h_6 - f (h_6 - h_7))] = m_{14-15} (h_{14} - h_{15}) \quad (3.31)$$

– дегазатора:



$$Q_{ДЗ} = m_{хол} [h_{10} + h_8 (f' - 1) - f' h_9] = m_{18-19} (h_{18} - h_{19}) \quad (3.32)$$

Процеси стиснення в насосах можна вважати ідеальними ( $s_4 = s_1$ ) і ( $s_8 = s_6$ ), оскільки витрачена робота дуже мала і в дійсних машинах становить не більше 1,0...1,5%. Введення в аналіз процесів в насосах не може надати будь-якого значного впливу. Насоси будуть виключені з аналізу [65].

### 3.2.3.5. Ексергетичні характеристики компонентів машини

Абсорбційно-резорбційні холодильні машини містять найбільш складне поєднання компонентів і процесів в класі сорбційних машин.

Проведемо аналіз всіх процесів АРХМ з ексергетичної точки зору [80]. Відповідно до рис. 3.7 рівняння ексергетичних балансів мають вигляд:

– генератор:

$$E_{D,G} = (E_{12} - E_{13}) - (E_2 + E_5 - E_1) \quad (3.33)$$

– абсорбер:

$$E_{D,A} = (E_3 + E_{10} - E_4) - (E_{16} - E_{17}) \quad (3.34)$$

– резорбер:

$$E_{D,P3} = (E_5 + E_6 - E_7) - (E_{14} - E_{15}) \quad (3.35)$$

– дросельний пристрій:

$$E_{D,D} = (E_9^M - E_7^M) - (E_9^T - E_7^T) \quad (3.36)$$

– дегазатор:

$$E_{D,D3} = (E_9 - E_{10} - E_8) - (E_{18} - E_{19}) \quad (3.37)$$

До складу машини входять два дросельних пристрої:  $D_1$  для суміші з концентрацією  $\xi_a$ , що працює вище за температуру середовища та  $D_2$  для суміші з концентрацією  $\xi_r$ , що працює за температурою нижче середовища. Відповідно до понять «продукту» і «палива»  $D_1$  і  $D_2$  аналізують різним чином.  $D_1$  тільки зменшує тиск від  $p_e$  до  $p_a$  та є дисипативним компонентом. Призначення  $D_2$  для суміші з концентрацією  $\xi_r$  – досягнення низької температури  $E_{P,D_2} = (E_9^T - E_7^T)$  за рахунок механічної ексергії  $E_{P,D_2} = (E_9^M - E_7^M)$  [55].

Для аналізу АРХМ розділимо загальну ексергію, пов'язану з потоками речовини, на фізичну і хімічну складові для потоку  $E_j$  через  $E_{10}$ :

$$E_j = E_j^{\text{PH}} - E_j^{\text{CH}} \quad (3.38)$$

Питома фізична ексергія  $j$ -го потоку

$$e_j^{\text{PH}} = h_j - h_{j,0} - T_0(s_j - s_{j,0}) \quad (3.39)$$

Для потоків  $E_7$  і  $E_9$  необхідно розділити фізичну ексергію на термічну і механічну складові

$$e_j^{\text{PH}} = \underbrace{[(h_j - h_{j,M}) - T_0(s_j - s_{j,M})]_{p=\text{const}}}_{e^T} + \underbrace{[(h_{j,M} - h_{j,0}) - T_0(s_{j,M} - s_{j,0})]_{T_0=\text{const}}}_{e^M} \quad (3.40)$$

з точкою М, параметри якої рівні тиску  $p$  и температурі  $T_0$ .

Питому хімічну ексергію суміші холодоагенту і абсорбенту  $j$ -го потоку може бути визначено рівнянням [55]

$$e_j^{\text{CH}} = \xi_j \cdot e_{\text{ref}}^{\text{CH}} + (1 - \xi_j) \cdot e_{\text{abs}}^{\text{CH}} + w_{\xi_j}^{\text{rev}}, \quad (3.41)$$

де  $w_{\xi_j}^{\text{rev}}$  – питома робота змішання чистого холодоагенту ( $\xi_d = 1$ ) і чистого абсорбенту ( $\xi_d = 0$ ), яка дорівнює:

$$w_{\xi_j}^{\text{rev}} = [h_{j,0} - \xi_j h_{\text{ref},0} - (1 - \xi_j) h_{\text{abs},0}] - T_0 [s_{j,0} - \xi_j s_{\text{ref},0} - (1 - \xi_j) s_{\text{abs},0}] \quad (3.42)$$

Пояснимо математичні вирази за допомогою діаграм  $h - \xi$  і  $s - \xi$  (рис. 3.13).

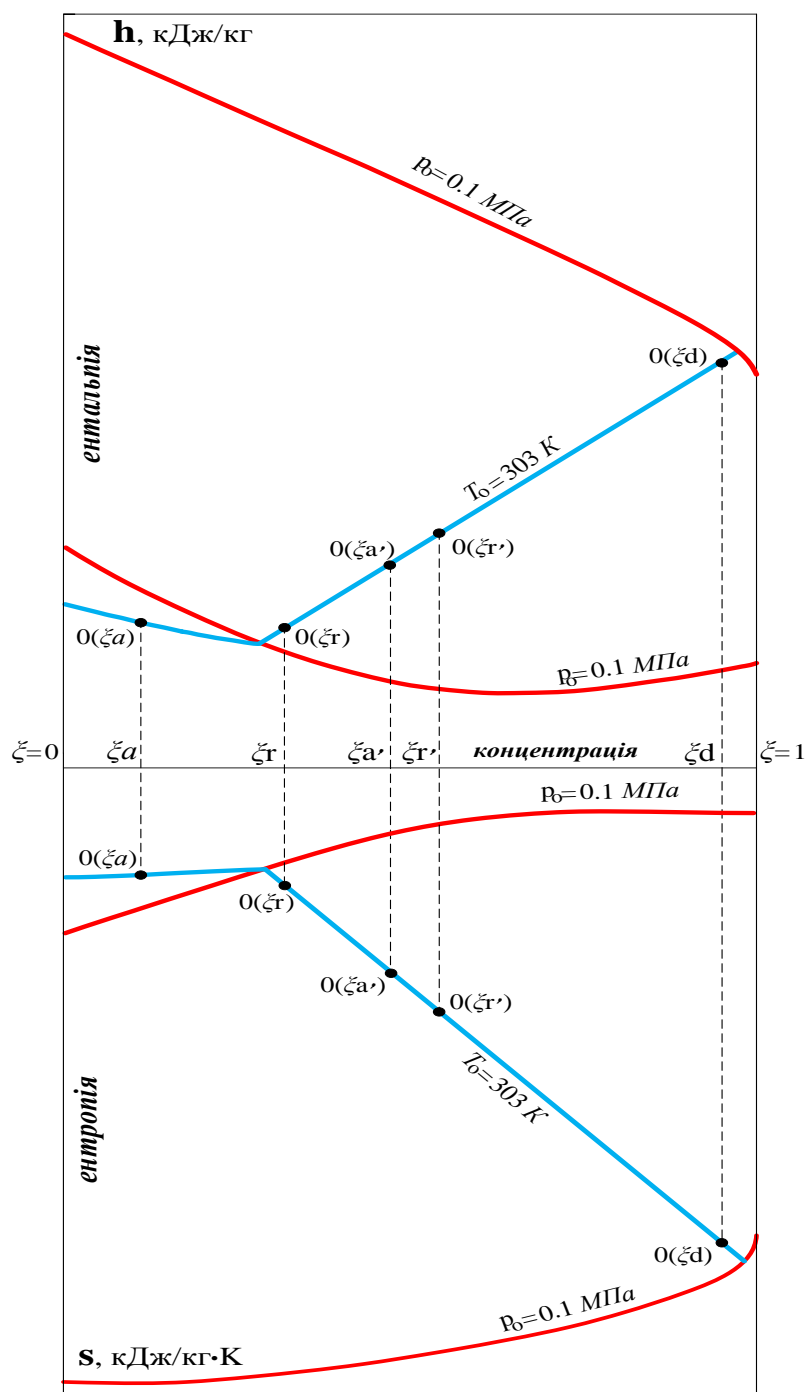


Рис. 3.13. Визначення точок 0 для значень ексергії сумішей із різними концентраціями ( $\xi_a, \xi_r, \xi_d, \xi_a', \xi_r'$ )

Принципова відмінність резорбційної машини полягає в тому, що чотири процесу фазових перетворень робочої речовини (суміші) відбуваються за змінними температурами: підведення тепла в генераторі і виробництво холоду в дегазаторі, відведення тепла охолоджувальним середовищем в резорбері та абсорбері. В аналізі ця особливість врахована підсумовуванням фізичної і

хімічної ексергії для кожного потоку речовини. На окремому прикладі наведено спосіб визначення параметрів точок рівноваги з навколишнім середовищем для розрахунку фізичної ексергії сумішей з різними концентраціями за допомогою діаграм  $h - \xi$  і  $s - \xi$ .

Параметри точок 0 для розрахунку фізичної ексергії залежать від концентрації суміші  $\xi$ . Ізотерма  $T_0$  (наприклад,  $T_0 = 303 \text{ K}$ ) є геометричним місцем точок з різною концентрацією при  $p_0$  (наприклад,  $p_0 = 0.1 \text{ МПа}$ ).

В результаті, для ексергетичного аналізу АРХМ повинно бути визначено п'ять значень питомої хімічної ексергії для концентрацій  $\xi_a, \xi_r, \xi_d, \xi_a', \xi_r'$ , також п'ять точок 0 для розрахунку фізичної ексергії при відповідних концентраціях суміші.

### 3.3. Ексергетичний аналіз реального циклу

На рис. 3.12 представлено реальний термодинамічний цикл в діаграмах  $h - \xi$  і  $s - \xi$ . Вихідними незалежними постійними параметрами є: холодопродуктивність  $Q_{хол}$ , температури  $T_{12}, T_{14}, T_{16}, T_{18}, T_{19}$ . Температури  $T_{13}, T_{15}, T_{17}$  також задані, але в процесі аналізу можуть змінюватися.

Робочою речовиною є водоаміачна суміш. Всі процеси теплопередавання можна вважати ізобарними. Реальний термодинамічний цикл в АРХМ включає всі необоротності:  $\Delta T_{P3}, \Delta T_{ДЗ}, \Delta T_{Г}$  і  $\Delta p_{Г}, \Delta T_{А}$  і  $\Delta p_{А}$ .

На підставі експериментальних даних [8] можна прийняти:

$$\Delta T_{P3} = 5 \dots 10 \text{ K}, \Delta T_{ДЗ} = 2 \dots 6 \text{ K}, \Delta T_{Г} = 10 \dots 20 \text{ K}, \Delta p_{Г} = 0.01 \dots 0.02 \text{ МПа},$$

$$\Delta T_{А} = 5 \dots 10 \text{ K}, \Delta p_{А} = 0.01 \dots 0.015 \text{ МПа}.$$

Аналіз проводиться для кожного компонента індивідуально з урахуванням відповідних необоротностей в припущенні, що всі інші компоненти є теоретичними. Параметри всіх точок та питомі характеристики наведено в таблиці 3.9 [81], результати аналізу – в таблиці 3.10.

Аналіз абсорбера здійснювався разом з дросельним пристроєм  $D_1$ , їх необоротності підсумовувалися.

Параметри циклу

Таблиця 3.9 [81]

Потік	Робоча речовина	m, кг/с	T, К	p, МПа	$\xi$ , кг/кг	h, кДж/кг	s, кДж/кгК	$e^{CH}$ , кДж/кг	$e^{PH}$ , кДж/кг	Стан робочої речовини
1	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0849	303	0,51	0,319	-698,0	0,35	6241	1,17	Переохолоджений міцний розчин
2	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0631	393	0,51	0,102	436,7	1,57	1973	59,57	Слабкий розчин з генератора
3	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0631	365	0,15	0,102	437,0	1,59	1973	55,22	Міцний розчин після Д <sub>1</sub>
4	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0849	303	0,15	0,319	-69,3	0,36	6241	0,79	Міцний розчин з абсорбера
5	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0218	367	0,5	0,948	1548,0	5,42	18768	246,50	Пара з генератора на вході в резорбер
6	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0574	278	0,5	0,468	-217,2	-0,091	9208	11,23	Слабкий розчин РС на вході в резорбер
7	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0791	303	0,5	0,600	-96,3	0,28	11837	49,13	Міцний розчин РС на виході з резорбера
8	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0574	278	0,16	0,468	-217,5	-0,09	9208	10,82	Слабкий розчин РС на виході з дегазатора
9	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0791	273	0,16	0,600	-99,5	0,30	11837	37,30	Міцний розчин РС після Д <sub>2</sub>
10	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0218	278	0,16	0,948	1142,0	4,66	18768	63,15	Пара з РС на вході в абсорбер
11	NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O	0,0218	278	0,16	0,995	1292,0	5,18	19704	67,42	Насичена пара, рівноважна слабкому розчину РС
12	вода	0,0282	413	0,15	-	2752	7,37	-	595,30	Вхід в генератор
13	вода	0,0282	363	0,15	-	376,4	1,19	-	30,33	Вихід з генератора
14	вода	0,3450	293	0,1	-	83,3	0,29	-	0	Вхід в резорбер
15	вода	0,3450	313	0,1	-	167	0,57	-	2,73	Вихід з резорбера
16	вода	0,6967	293	0,1	-	83,3	0,29	-	0	Вхід в абсорбер
17	вода	0,6967	313	0,1	-	167,0	0,57	-	2,73	Вихід з абсорбера
18	вода	0,5950	283	0,12	-	41,5	0,15	-	0,75	Вхід в дегазатор
19	вода	0,5950	275	0,12	-	7,9	0,03	-	2,44	Вихід з дегазатора

## Результати ексергетичного аналізу

Таблиця 3.10

Компонент	$E_{F,k}$ , кВт	$E_{P,k}$ , кВт	$E_{D,k}$ , кВт	$\varepsilon_k$ , %
Генератор	15,94	12,81	3,13	80
Абсорбер	8,57	1,90	6,67	22
Резорбер	3,51	0,94	2,57	27
$D_2$			0,93	-
$D_1$			0,27	-
Дегазатор	1,42	1,0	0,42	70
Насос			0,95	-
Машина в цілому	15,94	1	14,94	6

Дросельний пристрій  $D_2$  є єдиним компонентом в холодильній машині, який не може бути поліпшено за рахунок деструкції в ньому. Зменшення деструкції ексергії можливе за рахунок поліпшення інших компонентів та їх структури в загальній системі.

Як свідчать показники, проста АРХМ, яка не ускладнена внутрішньою регенерацією тепла, має ексергетичний ККД на рівні 6%. Це взагалі позитивний показник для абсорбційної техніки з перспективою зростання. Серед окремих компонентів високі значення ексергетичних ККД мають генератор та дегазатор, відповідно 80% та 70%. Низька ефективність апаратів, охолоджуваних навколишнім середовищем, абсорбера та резорбера потребує уваги проєктантів. Для удосконалення вказаних апаратів є перспективи.

### 3.4. Практична реалізація схемно-циклового рішення АРХМ

#### 3.4.1. Передумови реалізації

Термодинамічний аналіз продемонстрував можливість реалізації схемно-циклового рішення АРХМ для комплектації системи тригенерації малої енергетики. Практична реалізація після цього пов'язана з вибором конструкцій компонентів машини.

Інформація про використання водоаміачних машин в системах тригенерації малої енергетики в літературі відсутня. Однак саме такі машини доцільно

використовувати у віддалених від централізованих енергетичних систем населених пунктах та незалежних малих виробництвах, зокрема, в сільськогосподарських підприємствах з малими енергетичними установками.

Перспективи водоаміачного розчину визначають: природне походження, низька вартість, середні робочі тиски, широкий інтервал реалізованих температур (-20 ... 190 °С). Сучасні конструкції пластинчастих теплообмінних апаратів для водоаміачних абсорбційних машин пропонує фірма AlfaLaval [82].

З використанням матеріалів фірми, представляємо конструктивну схему абсорбційно-резорбційної машини з  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  (рис 3.14).

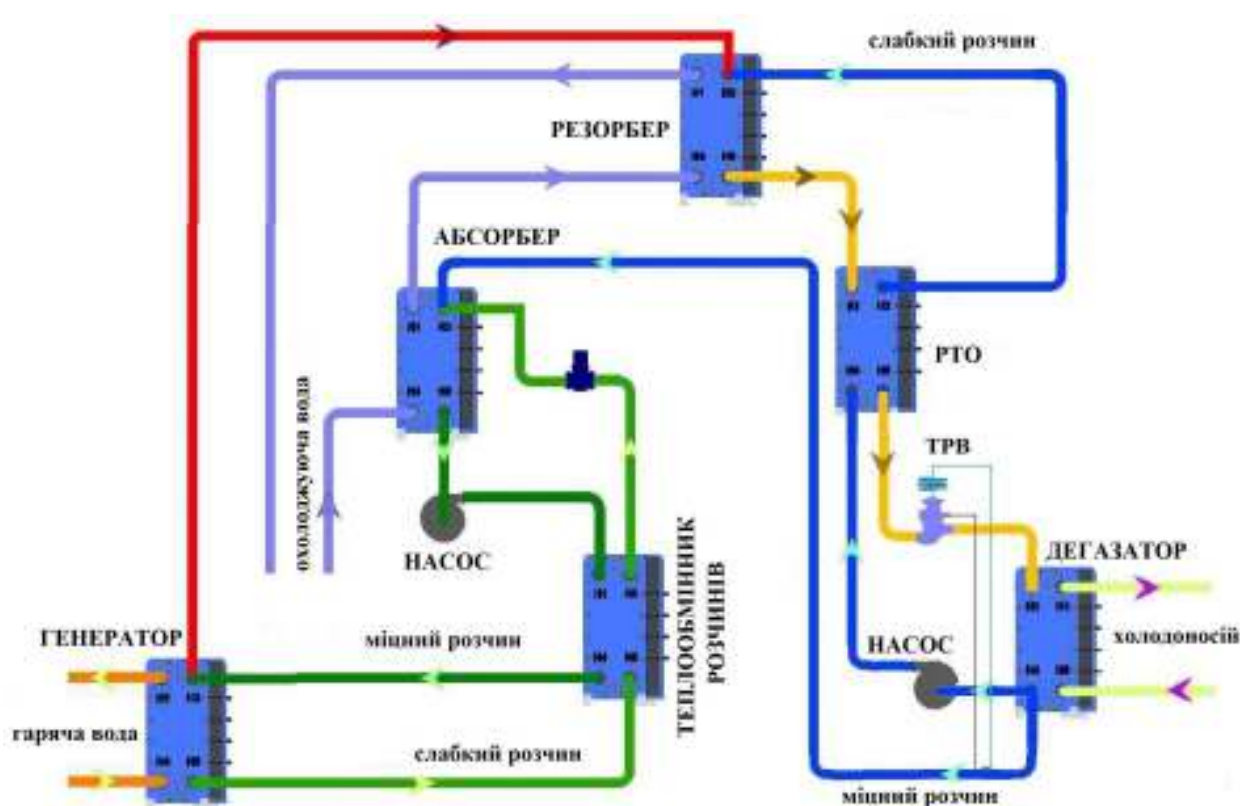


Рис 3.14. Конструктивна схема абсорбційно-резорбційної машини на основі пластинчастих апаратів фірми AlfaLaval

Випарник, конденсатор, теплообмінник розчинів і регенеративний теплообмінник в звичайних абсорбційних машинах – звичайні двопоточні теплообмінники. Процеси, що відбуваються в них, пов'язані з теплообміном однофазних потоків робочої речовини або фазових перетворень чистих

компонентів суміші. Абсорбер і генератор – теплообмінні апарати з процесами змішування і конденсації або кипіння з поділом суміші.

В резорбційній машині всі теплообмінні апарати представляють трьопотокові конструкції з двома потоками робочої речовини в одному каналі. Конструктивне рішення таких теплообмінників, на прикладі абсорбера [82], наведено на рис 3.15.

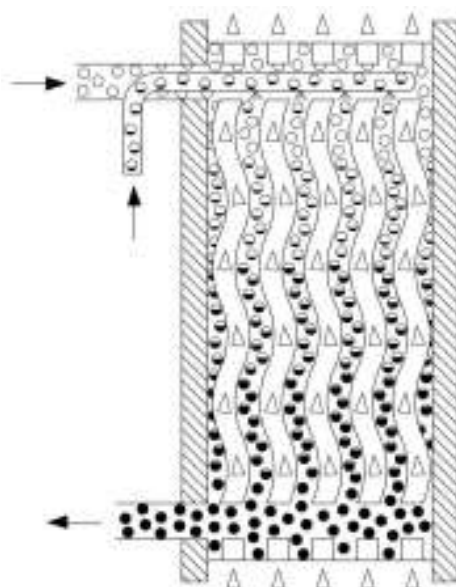


Рис 3.15. Схема потоків робочої речовини та теплоносія у абсорбері:

- – пара з дегазатора; ◐ – слабкий розчин з генератора;
- – міцний розчин з абсорбера; Δ – проміжний теплоносієй [82].

Проблемою для теплообмінника є розподіл суміші рівномірно по всіх каналах. Для вирішення проблеми вхідний патрубок виконано у вигляді конструкції «труба в трубі». По внутрішній трубі подається слабкий розчин і через отвори інжектуються рівномірно по каналах, захоплюючи пару, що прийшла із випарника.

За аналогією з конструкцією абсорбера вирішується проблема інших теплообмінників АРХМ.

### 3.4.2. Теплові і конструктивні розрахунки компонентів

Теплові і конструктивні розрахунки компонентів АРХМ виконано на окремому прикладі із залученням критеріальних рівнянь і методик (табл.3.11),

що використовуються для розрахунку пластинчастих теплообмінників в світовій практиці [83].

### Критеріальні рівняння і методики

Таблиця 3.11

Назва теплообмінника	Тепловідавання зі сторони робочої речовини	Тепловідавання зі сторони теплоносія чи холодоносія
Абсорбер [84]	$\alpha_{ар} = 0.2 \cdot \alpha_{Nu} \cdot Re_{п}^{0.12} \cdot Pr_{п}^{-0.33}$	$\alpha_{о.в.} = (Nu \cdot \lambda) / (n^{0.8} \cdot d_{екв})$
Резорбер [84]	$\alpha_{ар} = 0.2 \cdot \alpha_{Nu} \cdot Re_{п}^{0.12} \cdot Pr_{п}^{-0.33}$	$\alpha_{о.в.} = (Nu \cdot \lambda) / (n^{0.8} \cdot d_{екв})$
Дегазатор [85]	$q_a = 3800 \cdot (t_{ст} - t_o)^{2.2}$	$\alpha_{о.в.} = (Nu \cdot \lambda) / (n^{0.8} \cdot d_{екв})$
Генератор [86]	$\alpha = 5.52 \cdot q^{0.6}$	

Графоаналітичним методом визначено розрахункові густини теплових потоків при різній кількості пластин з наступним вибором величини теплообмінної поверхні апаратів (рис.3.16.. 3.21).

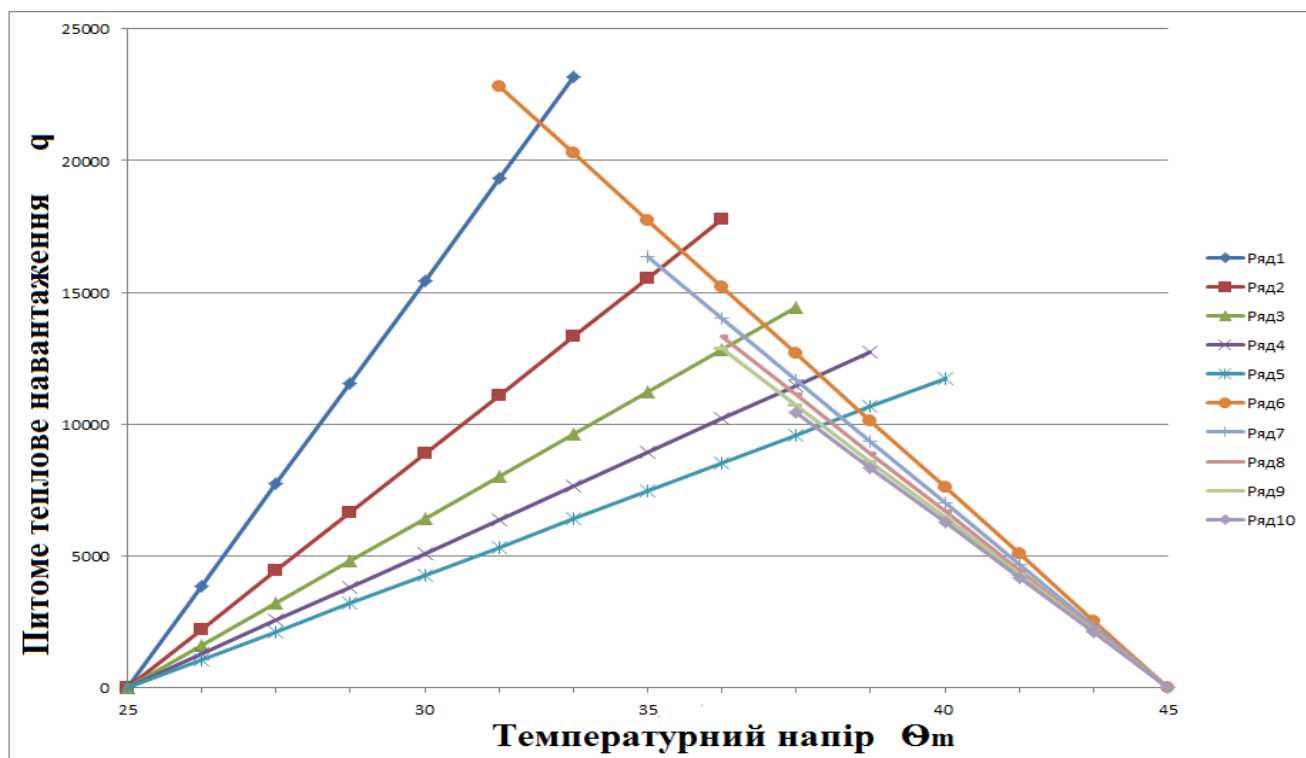


Рис. 3.16. Ілюстрація графо-аналітичного розрахунку абсорбера

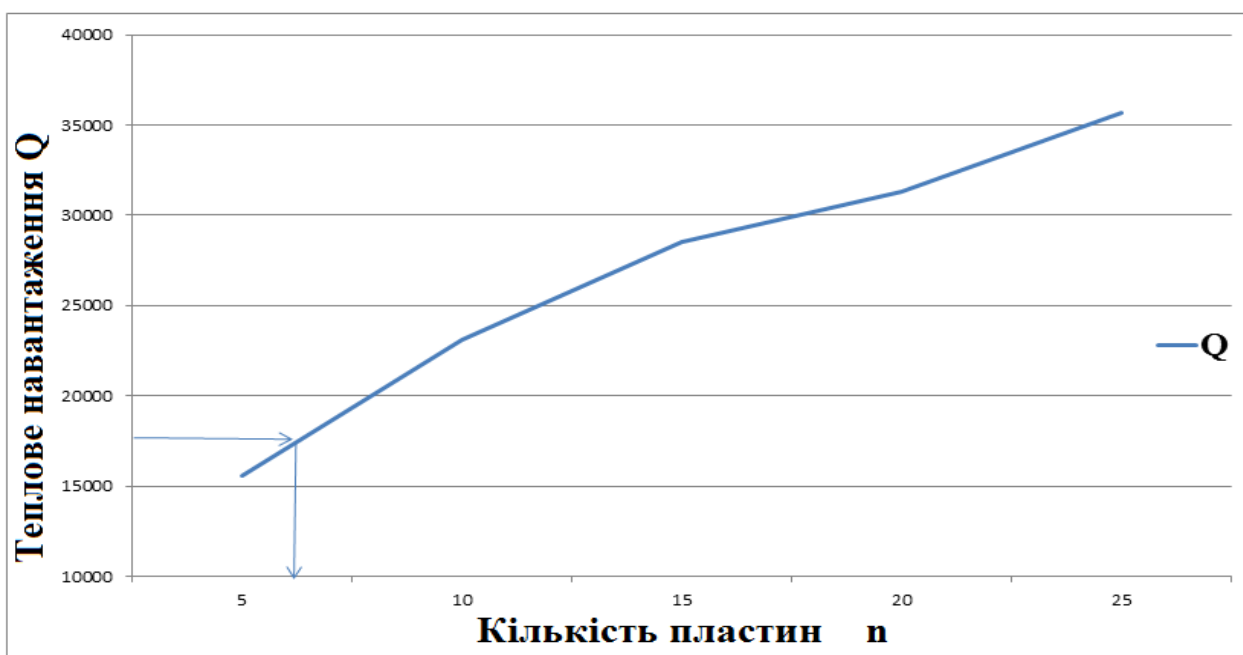


Рис.3.17. До визначення масогабаритних характеристик абсорбера

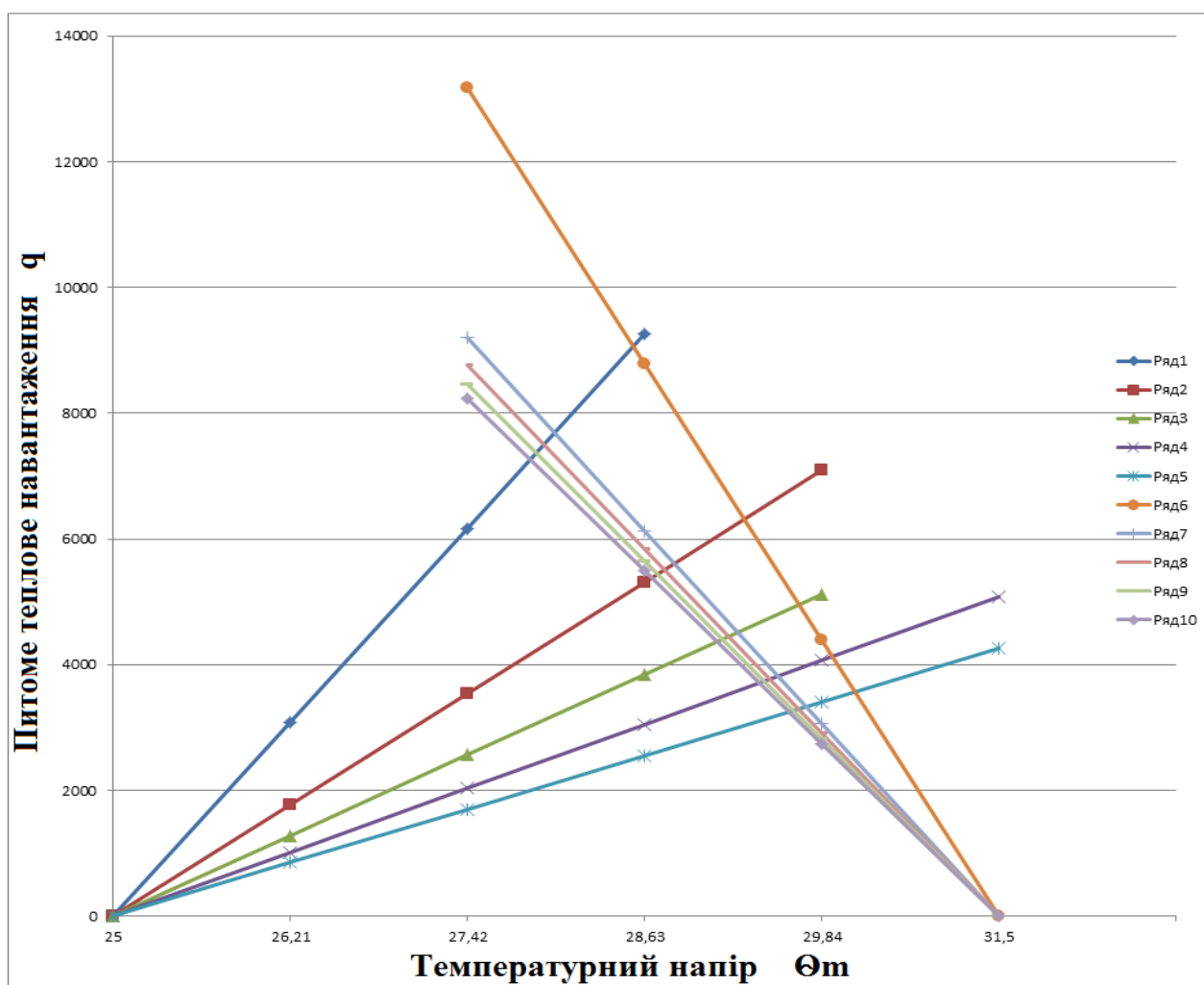


Рис. 3.18. Ілюстрація графо-аналітичного розрахунку резорбера

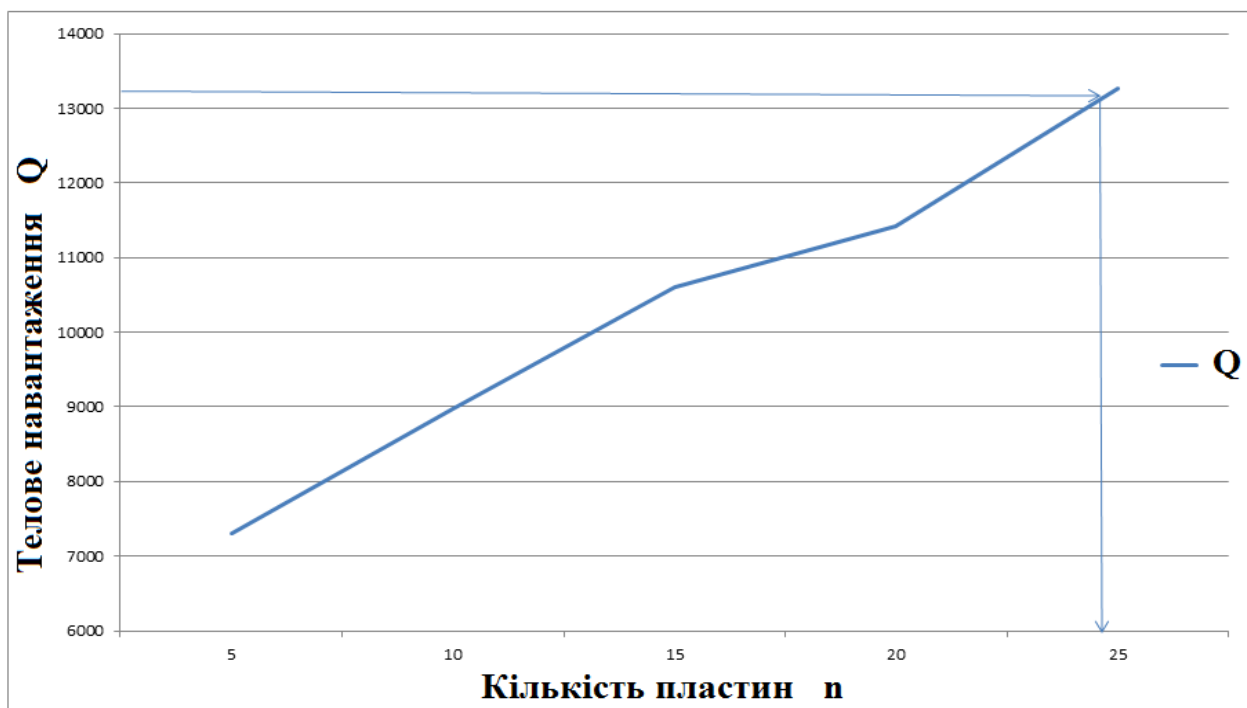


Рис. 3.19. До визначення масогабаритних характеристик резорбера

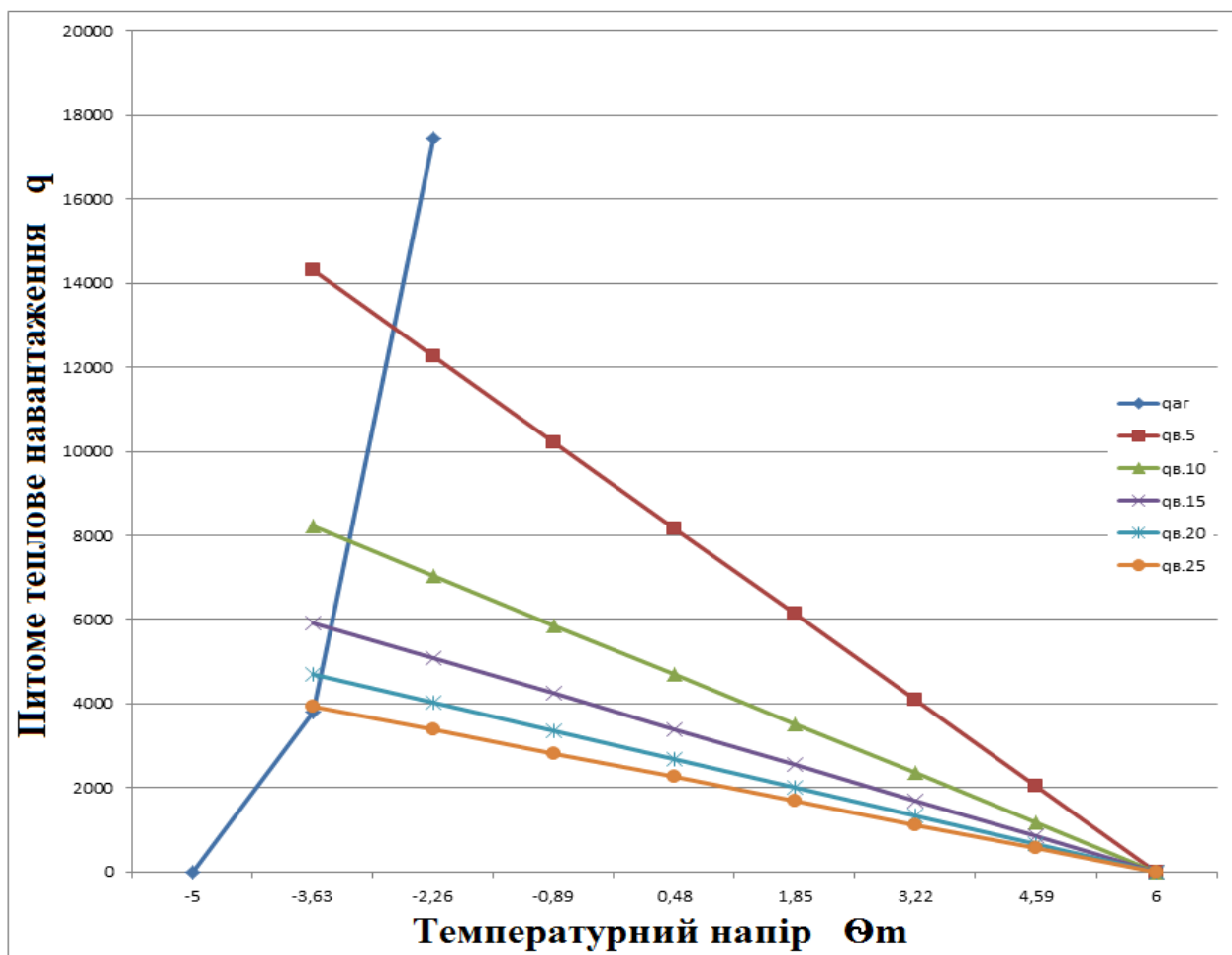


Рис. 3.20. Ілюстрація графо-аналітичного розрахунку дегазатора

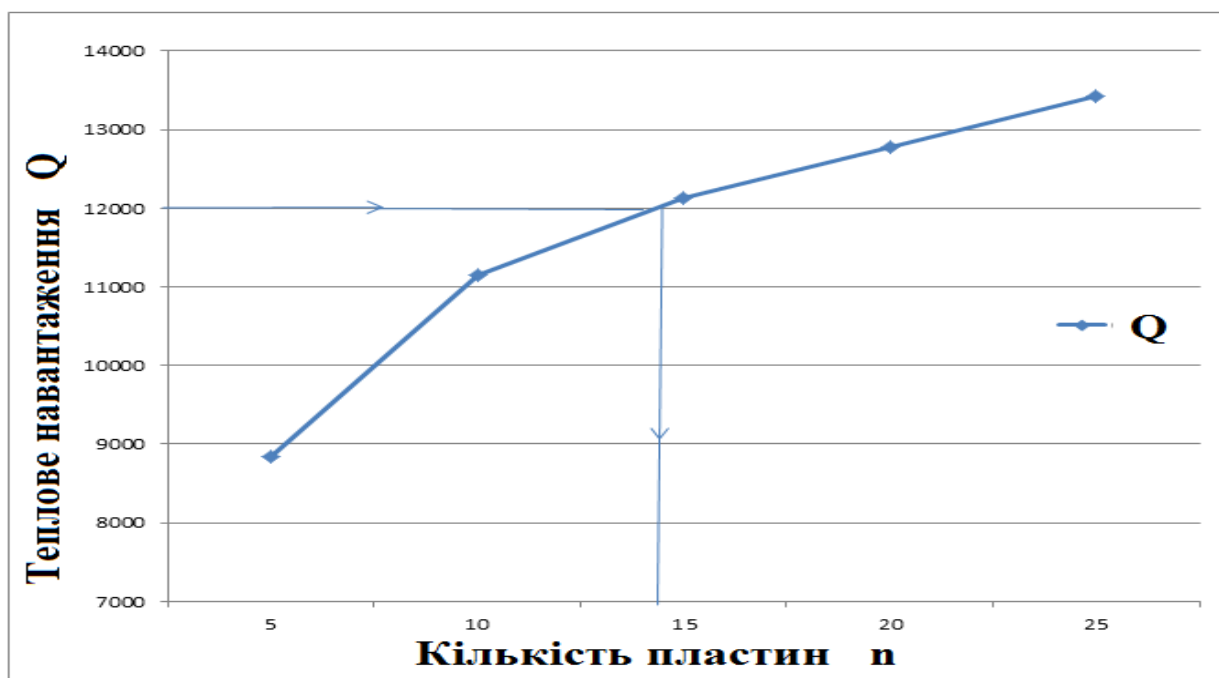


Рис. 3.21. До визначення масогабаритних характеристик дегазатора

### 3.4.3. Масогабаритні характеристики

Витрата металу на виготовлення апаратів резорбційної машини може бути визначена за укрупненими вимірюваннями на підставі існуючих каталогів різних фірм або дійсних установок. Питома витрата металу (кг/кВт) для абсорбційних машин середньої холодопродуктивності (80...400 кВт), які працюють у стандартному режимі, укомплектовані кожухотрубними конструкціями змінюється відносно мало і складає орієнтовно 40...50 кг/кВт [65].

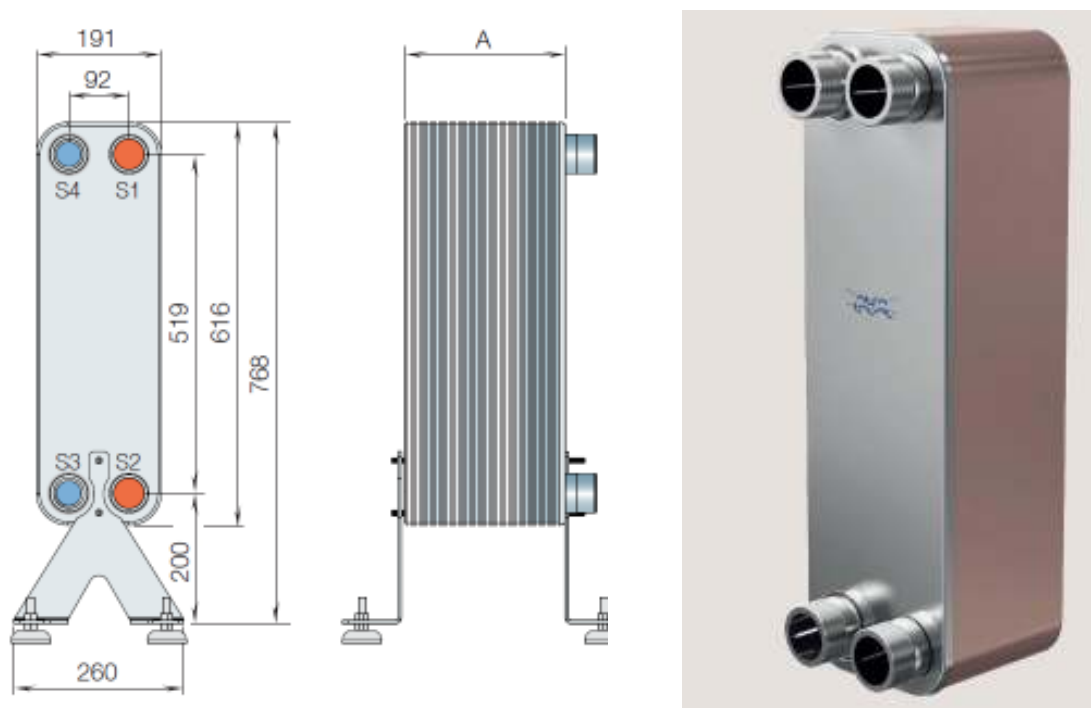
Теплообмінні поверхні апаратів в даному проекті визначені за вибором конструкції однієї пластини (рис.3.22) [87].

Розрахункові масогабаритні характеристики апаратів наведено в таблиці 3.12.

#### Розрахункові масогабаритні характеристики апаратів

Таблиця 3.12

№ з/п	Апарат	Габаритні розміри, мм	Об'єм, м <sup>3</sup>	Маса, кг
1	Абсорбер	191x616x31	0,0036	6,92
2	Резорбер	191x616x79	0,0093	13,57
3	Дегазатор	191x616x54	0,0064	10,07
4	Генератор	191x616x46	0,0054	9,02
Машина			0,0247	39,58



$S_1, S_2, S_3, S_4$  – патрубки теплообмінника на передній пластині;

$A$  – глибина теплообмінника, мм;

Матеріал виготовлення пластин – нержавіюча сталь

Число пластин, шт	Глибина, мм	Маса, кг
$n$	$15 + 2.56n$	$4.82 + 0.35n$

Рис. 3.22. Конструкція та габаритні розміри пластинчатого паяного теплообмінника

Питома витрата металу, який безпосередньо йде тільки на теплообмінні апарати, становить 3,3 кг/кВт. Відмінність отриманих результатів і даних роботи [65] полягає у масштабному факторі та зміні існуючих технологій виробництва теплообмінних апаратів. Вартість всіх теплообмінників, за цінними даними фірми AlfaLaval складає приблизно 1000 євро [88].

### 3.5. Висновки до розділу

1. Позитивними якостями одноступеневих абсорбційно-резорбційних холодильних машин у складі систем тригенерації малих енергетичних установок є можливість використання низьких температур гріючого джерела, низьких

робочих тисків в генераторі та резорбері і можливість більшого підігріву охолоджувального середовища в резорбері, у порівнянні зі звичайними абсорбційними машинами.

2. Алгоритм ексергетичного аналізу окремих компонентів і резорбційної машини в цілому може бути використано для дослідження будь-яких абсорбційних систем, незалежно від роду робочої суміші і схемно-циклових рішень.

3. Практична реалізація абсорбційно-резорбційної холодильної машини можлива з використанням компактних сучасних теплообмінних апаратів.

4. Енергетична ефективність абсорбційно-резорбційної холодильної машини в режимах тригенерації в залежності від співвідношення вихідних параметрів становить 0,25...0,65.

5. Як свідчать показники, проста АРХМ, яка не ускладнена внутрішньою регенерацією тепла, має ексергетичний ККД на рівні 6%. Це взагалі позитивний показник для абсорбційної техніки з перспективою зростання.

6. В машині виконуються умови зовнішньої оборотності в процесах генерації та дегазації (температура робочої речовини змінюється так, як змінюється температура джерела), що підтверджується високими значеннями ексергетичного ККД генератора (80%) та дегазатора (70%) відповідно.

## РОЗДІЛ 4

### ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСІВ В ТЕПЛОВИКРИСТАЛЬНИХ КОМПРЕСОРНИХ МАШИНАХ

#### 4.1. Загальні положення

Складний цикл тепловикористальної машини з  $\text{CO}_2$  складається з двох простих циклів, прямого і зворотного з трьома джерелами тепла: високої температури  $T_{гн}$ , середньої температури  $T_{го}$  низької температури  $T_o$ . Для простих циклів середньотемпературне джерело є загальним, температура якого дорівнює температурі навколишнього середовища  $T_{го} \approx T_{сер}$ , близька або дорівнює критичній для  $\text{CO}_2$ . Створюються умови, за яких процеси в прямому циклі здійснюються у надкритичній області, а в зворотному – в двох областях, надкритичній і двофазній.

Прямий цикл працює за принципом прямого циклу Брайтона [89] з вільним вибором робочих тисків  $p_{гн} > p_{го} > p_{кр}$  і температур  $T_{гн} > T_{го} > T_{кр}$ .

Процеси в зворотному циклі здійснюються в межах температур і тисків  $T_{кр}$ ,  $p_{кр}$  (критичних) і  $T_{пт}$ ,  $p_{пт}$  (потрійної точки).

#### 4.2. Термодинамічні характеристики схемно-циклового рішення машини

Принципову схему компресорної тепловикористальної машини розроблено, синтезовано та оприлюднено в роботі [58].

Нагадаємо основні процеси та їх характеристики. В газовому нагрівачі (ГН)  $\text{CO}_2$  за високим тиском нагрівається зовнішнім високопотенційним джерелом тепла (рис.4.1) [40]. З високим тиском та температурою  $\text{CO}_2$  розширюється в турбіні (Т) до середнього тиску. Отримана робота витрачається в компресорі (КМ) та насосі (Н).

Пара низького тиску з випарника (В) стискається в компресорі (КМ) до середнього тиску.

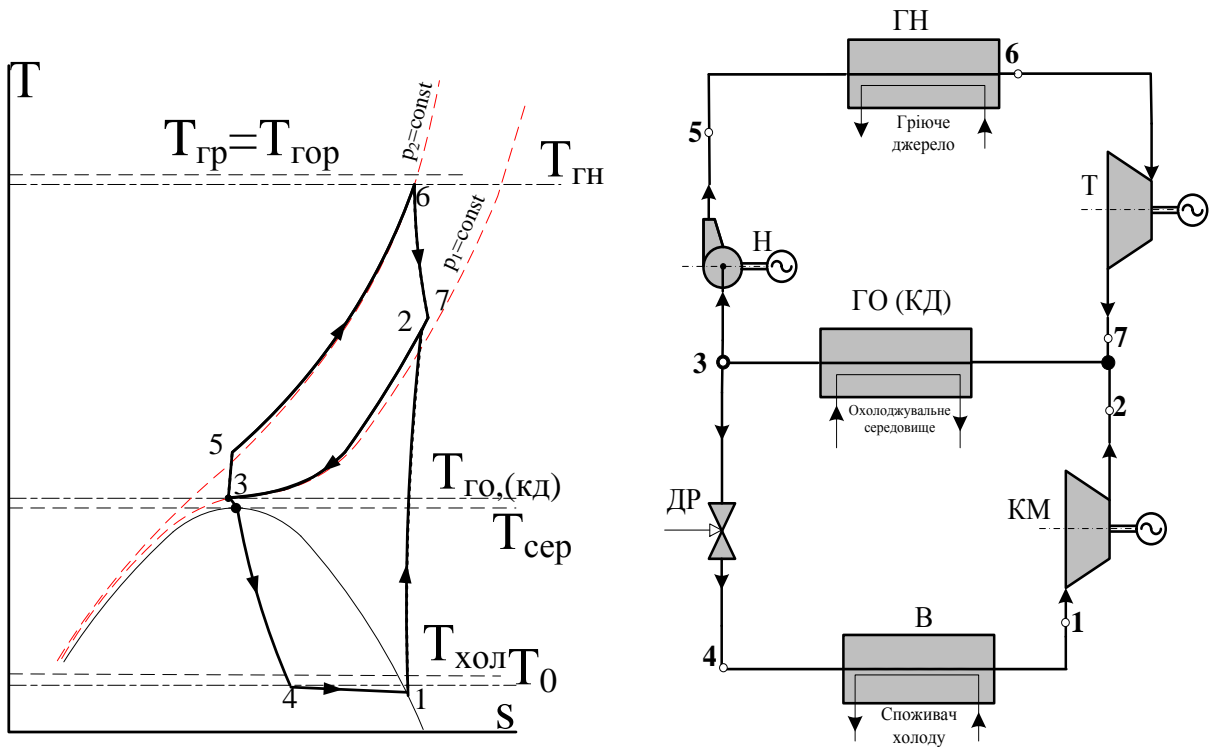


Рис. 4.1. Принципова схема та цикл компресорної тепловикористальної холодильної машини

Два потоки пари середнього тиску змішуються, охолоджуються або конденсуються (ГО або КД) шляхом відведення тепла в навколишнє середовище. Після конденсації (охолодження) потоки розподіляються. Один поступає в насос (Н) а другий – в дросель (ДР).

Процес отримання холоду реалізується в випарнику при теплообміні з охолоджуванним об'єктом.

#### 4.2.1. Питомі характеристики циклу

Теплове навантаження на газовий нагрівач

$$q_{\text{ен}} = h_6 - h_5, \text{кДж/кг} \quad (4.1)$$

Адіабатна робота розширення в турбіні

$$w_T = h_6 - h_7, \text{кДж/кг} \quad (4.2)$$

Дійсна робота турбіни

$$w_{T\text{д}} = (h_6 - h_7) \cdot \eta_T = w_T \cdot \eta_T, \text{кДж/кг} \quad (4.3)$$

Адіабатна робота насосу

$$w_H = h_5 - h_3, \text{кДж/кг} \quad (4.4)$$

Дійсна робота насосу

$$w_{H0} = (h_5 - h_3) / \eta_H = w_H / \eta_H, \text{кДж/кг} \quad (4.5)$$

Адіабатна робота стиснення в компресорі

$$w_{KM} = h_2 - h_1, \text{кДж/кг} \quad (4.6)$$

Дійсна робота компресора

$$w_{KM0} = (h_2 - h_1) / \eta_{KM} = w_{KM} / \eta_{KM}, \text{кДж/кг} \quad (4.7)$$

Теплове навантаження на випарник

$$q_0 = h_1 - h_4, \text{кДж/кг} \quad (4.8)$$

Теплове навантаження на газовий охолоджувач в зворотному циклі

$$q_{озв} = h_2 - h_3, \text{кДж/кг} \quad (4.9)$$

Теплове навантаження на газовий охолоджувач в прямому циклі

$$q_{comp} = h_7 - h_3, \text{кДж/кг} \quad (4.10)$$

#### 4.2.2. Загальні характеристики елементів машини

Масова витрата робочої речовини в зворотному циклі

$$M_{азв} = Q_0 / q_0, \text{кг/с} \quad (4.11)$$

Баланс роботи машини

$$M_{анр} \cdot (h_6 - h_7) \cdot \eta_{ез} - M_{анр} \cdot ((h_5 - h_3) / \eta_{ед}) - M_{азв} \cdot ((h_2 - h_1) / \eta_{ед}) = 0 \quad (4.12)$$

де  $M_{анр}$ ,  $M_{азв}$  – масові витрати робочої речовини в прямому та зворотному циклах відповідно, кг/с.

Масова витрата робочої речовини в прямому циклі з балансу

$$M_{анр} = \left( M_{азв} \cdot \frac{h_2 - h_1}{\eta_{ед}} \right) / \frac{1 \cdot (h_3 - h_5 + \eta_{ез} \cdot \eta_{ед} \cdot h_6 - \eta_{ез} \cdot \eta_{ед} \cdot h_7)}{\eta_{ед}}, \text{кг/с} \quad (4.13)$$

Потужність турбіни:

на валу (без електрогенератора)

$$W_T = M_{анр} \cdot w_T, \text{кВт} \quad (4.14)$$

на виході з електрогенератора

$$W_{T_{ez}} = W_T \cdot \eta_{ez}, \text{кВт} \quad (4.15)$$

Потужність насоса:

без електродвигуна

$$W_H = M_{anp} \cdot w_H, \text{кВт} \quad (4.16)$$

з врахуванням втрат електродвигуна

$$W_{Heo} = W_H / \eta_{eo}, \text{кВт} \quad (4.17)$$

Потужність компресора:

без електродвигуна

$$W_{KM} = M_{азв} \cdot w_{KM}, \text{кВт} \quad (4.18)$$

з врахуванням втрат електродвигуна

$$W_{KMeo} = W_{KM} / \eta_{eo}, \text{кВт} \quad (4.19)$$

Теплове навантаження на газовий нагрівач

$$Q_{zn} = M_{anp} \cdot q_{zn}, \text{кВт} \quad (4.20)$$

Коефіцієнт перетворення енергії  $COP$

$$COP = Q_0 / Q_{zn} \quad (4.21)$$

Термодинамічний аналіз схемно-циклового рішення машини передбачає визначення енергетичної та екологічної його ефективності.

Енергетичний аналіз визначає максимальну ефективність, але не висвітлює ефективність окремо кожного з елементів та взаємний вплив їх при зміні параметрів роботи.

Ексергетичний аналіз оцінює термодинамічну досконалість як окремих елементів, так і циклу в цілому, базуючись на другому законі термодинаміки. Математичну модель такого аналізу розроблено для схемно-циклового рішення, що розглядається, відповідно до неї проведено аналіз, результати опубліковано в роботі [41].

### 4.3. Регенерація тепла в машині як метод підвищення ефективності.

Регенерація тепла є енергетичною стратегією в підвищенні ефективності

енергоперетворювальних систем.

Регенерація тепла в будь-якому прямому циклі зменшує кількість тепла, підведеного від високотемпературного зовнішнього джерела або створює запас тепла для додаткової реалізації його в циклі. Регенерація тепла в зворотному циклі сприяє підвищенню холодопродуктивності машини і експлуатаційної надійності компресора.

Проаналізуємо можливості регенерації тепла в схемно-цикловому рішенні тепловикористальної холодильної машини з  $\text{CO}_2$  в якості робочої речовини.

#### 4.3.1. Регенерація тепла в зворотному циклі

Схема та цикл з регенеративним теплообмінником РТО<sub>1</sub> ілюстровані на рис. 4.2. Аналіз характеристик проведено за допомогою зображення циклу в діаграмі  $T-s$  (рис. 4.2а) та діаграмі  $Q-t$  (теплове навантаження – температура) теплових потоків в теплообмінних апаратах (рис. 4.3).

Аналіз констатує, що регенерація тепла в зворотному циклі призводить до збільшення питомої холодопродуктивності на величину  $\Delta q'_0$

$$\Delta q'_0 = \text{нл.}(b' - 4 - 4' - a') = h_4 - h_{4''}, \quad (4.22)$$

що є позитивним показником для циклу. Одночасно збільшується робота компресора на величину  $\Delta w'_{KM}$

$$\Delta w'_{KM} = \text{нл.}(0 - 1' - 2'_s - 2_s) = (h_{2s'} - h_1) - (h_{2s} - h_0). \quad (4.23)$$

За співвідношенням  $\Delta q'_0 / \Delta w'_{KM} = 1$ ,  $COP$  машини залишається без змін. Зі зниженням температури від  $T'_{хол}$  до  $T''_{хол}$  ( $p_0' > p_0''$ ) співвідношення  $\Delta q''_0 / \Delta w''_{KM} < 1$ ,  $COP$  машини зменшується.

Збільшення роботи компресора зворотного циклу потребує додаткової витрати робочої речовини в прямому циклі  $M_{анр}$  відповідно до рівняння (4.12) та додаткового підведення тепла в газовому нагрівачі.

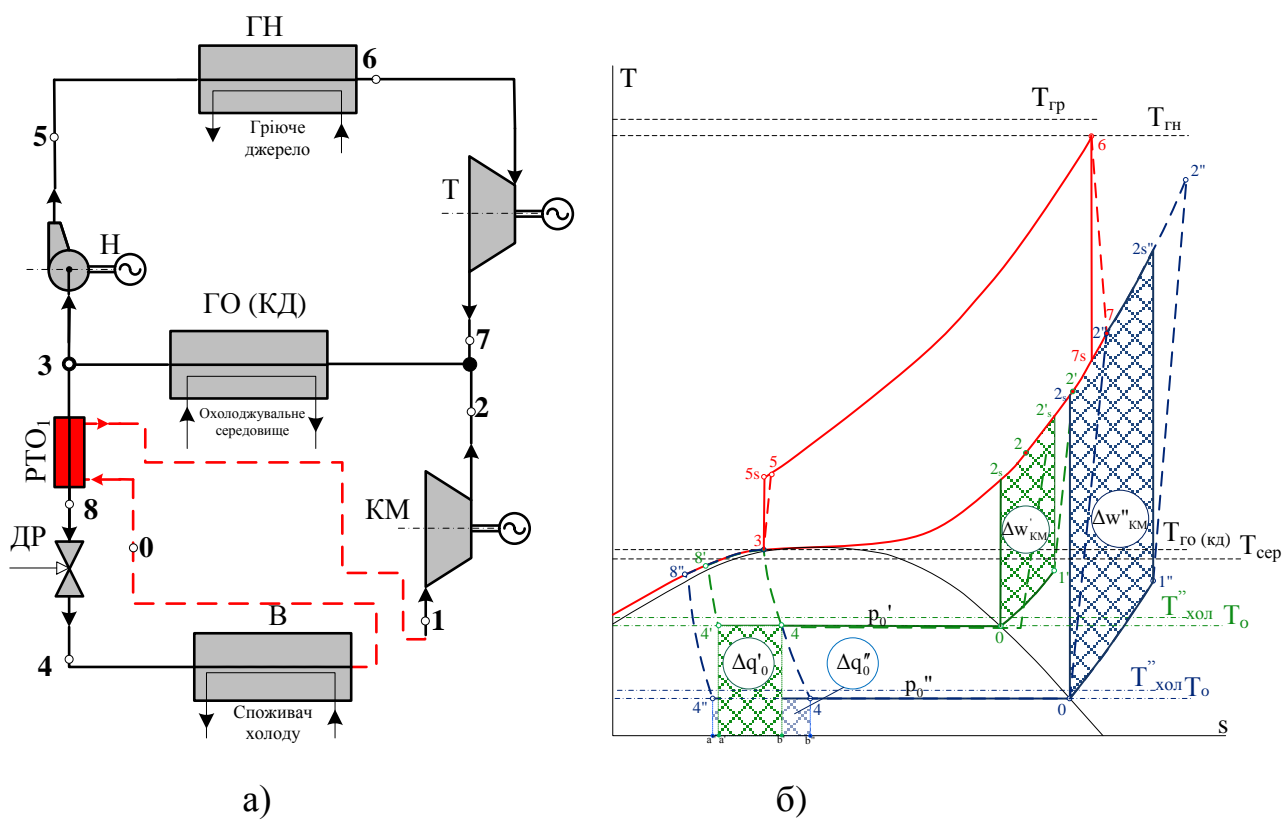


Рис. 4.2. Схема та цикл машини з регенерацією тепла в зворотному циклі: а) схема; б) цикл

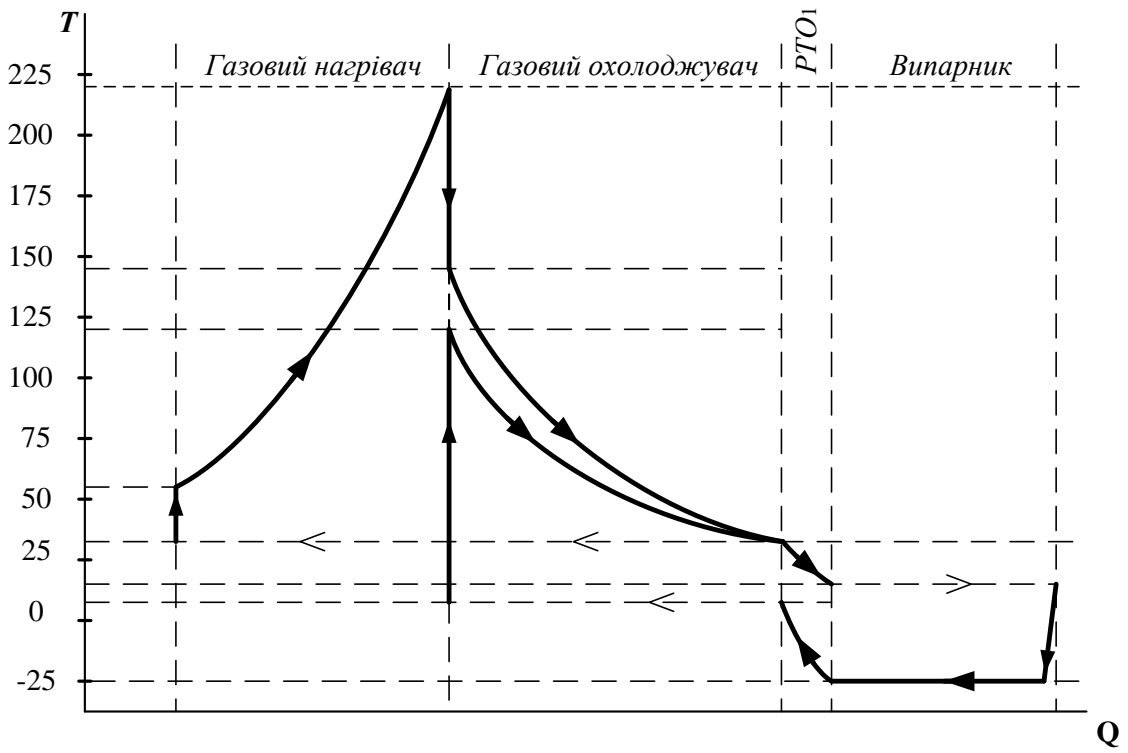


Рис. 4.3. Теплові потоки в машині з РТО<sub>1</sub>

Можна сказати, що фактично регенерація тепла в зворотному циклі тепловикористальної холодильної машини з  $\text{CO}_2$  не призведе до підвищення енергетичної ефективності всієї машини, що підтверджує і проведений аналіз іншими дослідниками [90]. Таке явище є наслідком аномальної поведінки властивостей  $\text{CO}_2$ , пов'язане з критичними явищами, які в класичній термодинаміці мають назву фазового переходу другого роду.

При фазовому переході другого роду спостерігається зміна питомої ізобарної теплоємності (рис. 4.4.) [91], коефіцієнта стиснення та коефіцієнта теплового розширення. В 1860 р. Д. І. Менделєєв, досліджуючи залежність поверхневого натягу рідини від її температури, виявив момент, коли поверхневий натяг зникає. При цьому дві фази (рідина і пара) робочої речовини існують одночасно і є тотожними (ідентичними). У такому випадку виникнення нової фази робочої речовини (пари або рідини) не супроводжується виникненням поверхневої енергії, через це при безперервному переході речовини (фазовий перехід другого роду) перегрівання або переохолодження неможливі [92].

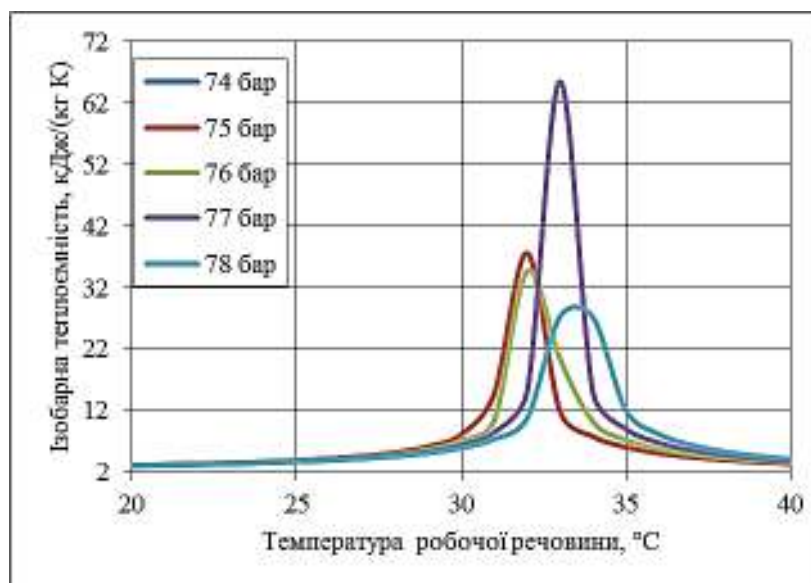


Рис. 4.4. Залежність ізобарної теплоємності  $\text{CO}_2$  в області критичної точки за тисками 74...78 бар.

#### 4.3.2. Регенерація тепла в прямому циклі

У порівнянні зі зворотним циклом, прямий цикл має широкий температурний діапазон реалізації регенерації та певні температурні обмеження,

за яких регенерація тепла є неможливою.

Розглянемо температурні обмеження на використання регенерації тепла (рис. 4.5).

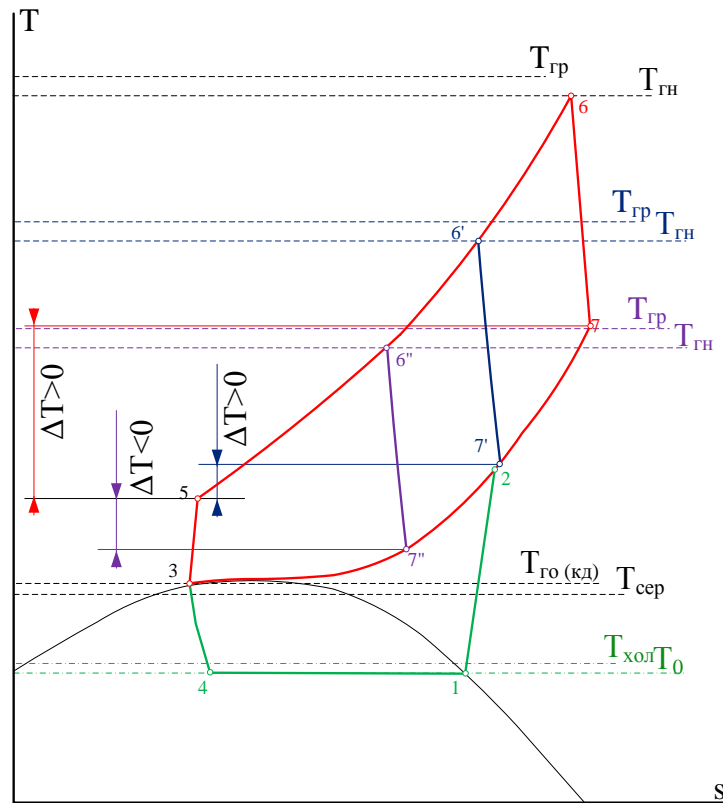


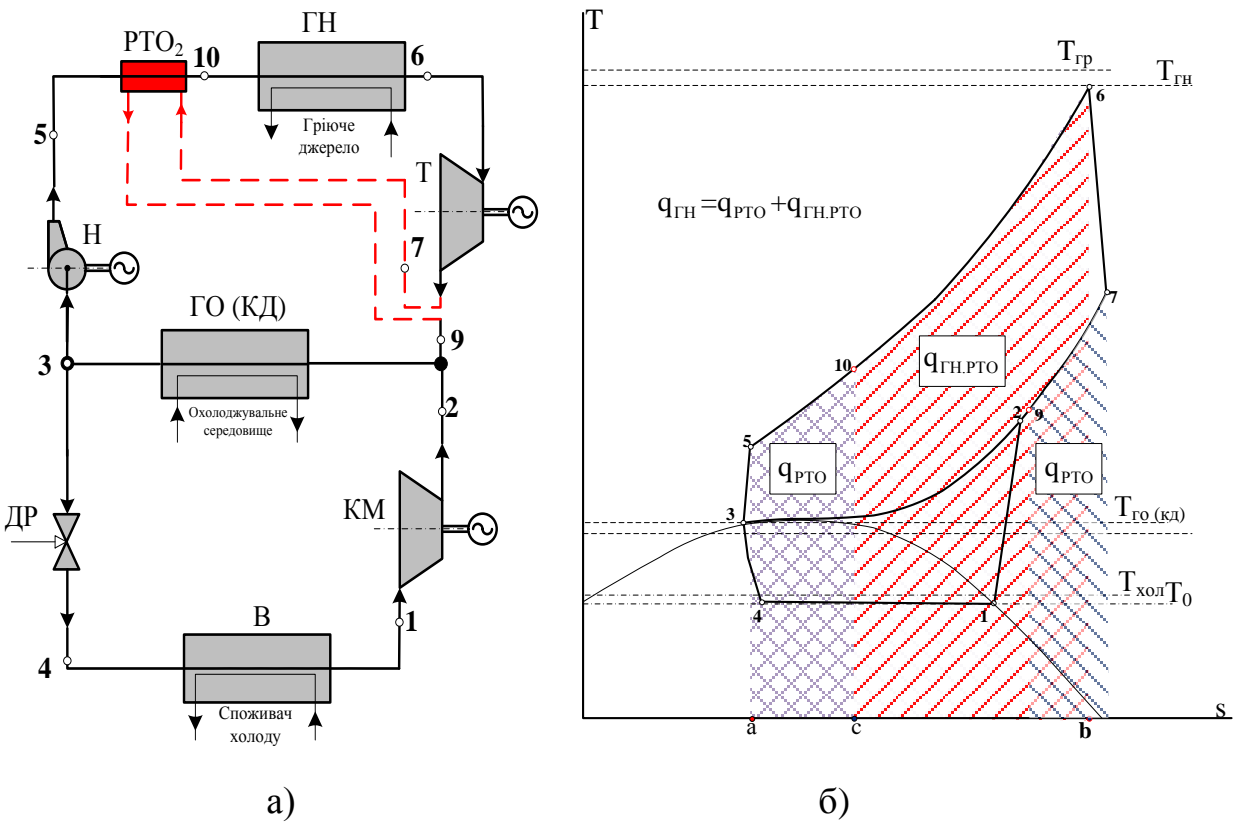
Рис. 4.5. Передумови реалізації регенерації тепла в прямому циклі

Регенерація тепла можлива лише за наявності різниці температур  $\Delta t = (t_7 - t_5)$  між потоками робочої речовини на виході з насоса  $t_5$  та після розширення в турбінні  $t_7$  за умови  $\Delta t > 0$  ( $t_7 > t_5$ ).

Регенерація тепла в прямому циклі за низькими температурами гріючого джерела не має практичної реалізації, за високими – обмеження відсутні. Включимо до схеми машини регенеративний теплообмінник РТО<sub>2</sub> між потоками робочої речовини після турбіни та перед газовим нагрівачем (рис. 4.6а).

Відповідно до (рис. 4.6б) та (рис. 4.7) регенерація тепла в прямому циклі призводить до зниження кількості тепла, підведеного в газовому нагрівачі, на величину  $\Delta q_{гн}$ . Відповідно до рів. (4.1) зменшується загальна кількість

підведеного тепла в газовому нагрівачі  $\Delta Q_{ГН}$  при незмінному тепловому навантаженні на випарник  $Q_0$ .



а) б)  
Рис. 4.6. Схема та цикл машини з регенерацією тепла в прямому циклі: а) схема; б) цикл

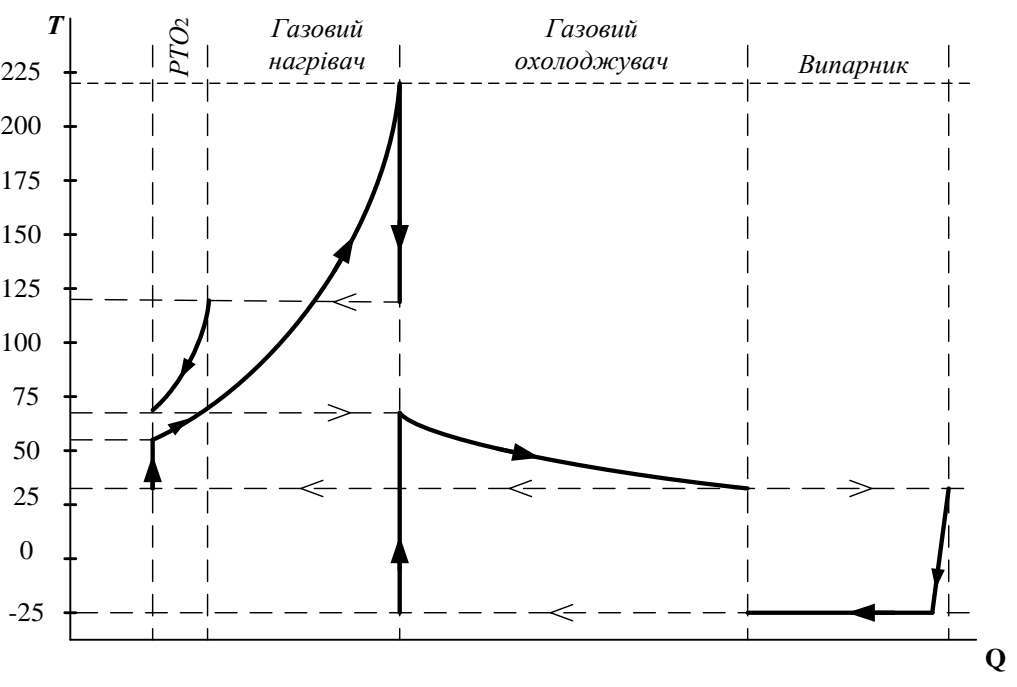


Рис. 4.7. Теплові потоки в машині з РТО<sub>2</sub>

Регенерація сприяє зростанню  $COP$  циклу

$$COP = Q_0 / (Q_{2H} - \Delta Q_{2H}) \quad (4.24)$$

Одночасно, завдяки регенерації, зменшується теплове навантаження на газовий охолоджувач, виникає економія матеріальних ресурсів, пов'язаних з циркуляцією теплоносія в газовому охолоджувачі.

### 4.3.3. Схема з перехресною регенерацією тепла між циклами

Існує спосіб подальшого удосконалення машини – використання перехресної регенерації тепла між потоками робочої речовини в прямому та зворотному циклах. Розглянемо схему та цикл (рис. 4.8) та теплові потоки в машині (рис. 4.9). Потік суміші газів станом 2 та 7 в теплообміннику  $PTO_3$  охолоджується потоком робочої речовини у стані 5 після насосу. Як результат, температура пари на вході до газового нагрівача підвищується, що призводить до зменшення теплового навантаження на газовий нагрівач.

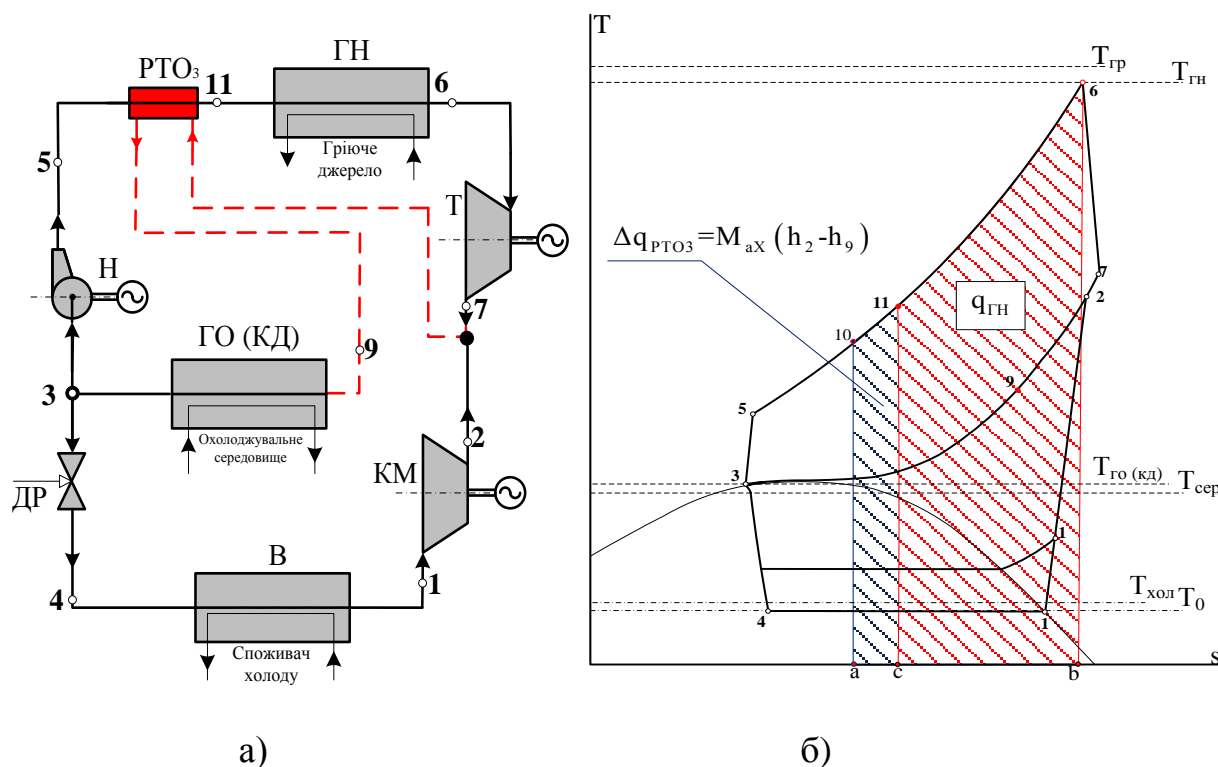


Рис. 4.8. Схема та цикл машини з перехресною регенерацією тепла в  $PTO_3$ : а) схема; б) цикл

Здійснення подібної регенерації можливе за умови: температура суміші значно вища за температуру робочої речовини після насосу. Температура газової суміші залежить від співвідношення температури та витрат робочої речовини у відповідних циклах. З двох температур завжди вищою є після турбіни. Температура нагнітання компресора може бути високою за двома обставинами: низька температура кипіння у зворотному циклі (великий ступінь стиснення) або наявності в зворотному циклі регенеративного теплообмінника  $PTO_1$  (підвищена температура всмоктування в компресор).

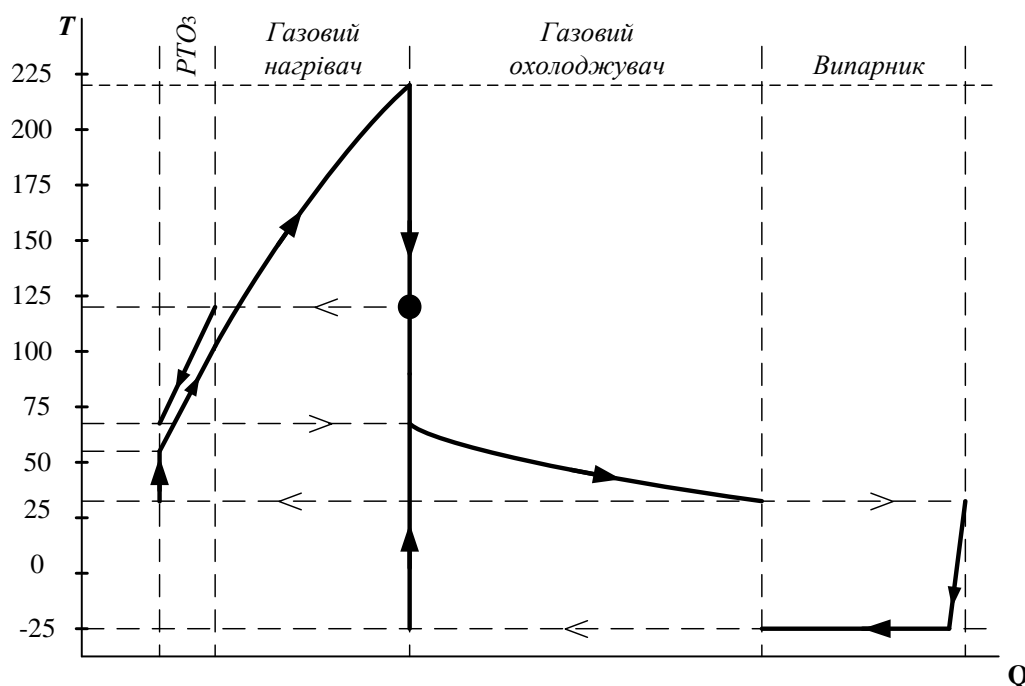


Рис. 4.9. Теплові потоки в машині з  $PTO_3$

В такому циклі зменшується необхідне питоме теплове навантаження на газовий нагрівач, на величину  $\Delta q_{ГН}$ , що відповідно до рів. (4.1) призводить до зменшення загального теплового навантаження на газовий нагрівач та зростання енергетичної ефективності машини.

На підставі зроблених висновків сформуємо схему та цикл холодильної машини з двома теплообмінниками  $PTO_1$  і  $PTO_3$  (рис. 4.10) та діаграму теплових потоків в теплообмінних апаратах (рис. 4.11).

Теплообмінник  $PTO_1$  забезпечує потрібну температуру нагнітання в компресорі, яка повинна бути близькою до температури потоку газу після

турбіни і одночасно підвищує експлуатаційну надійність компресора зворотного циклу.

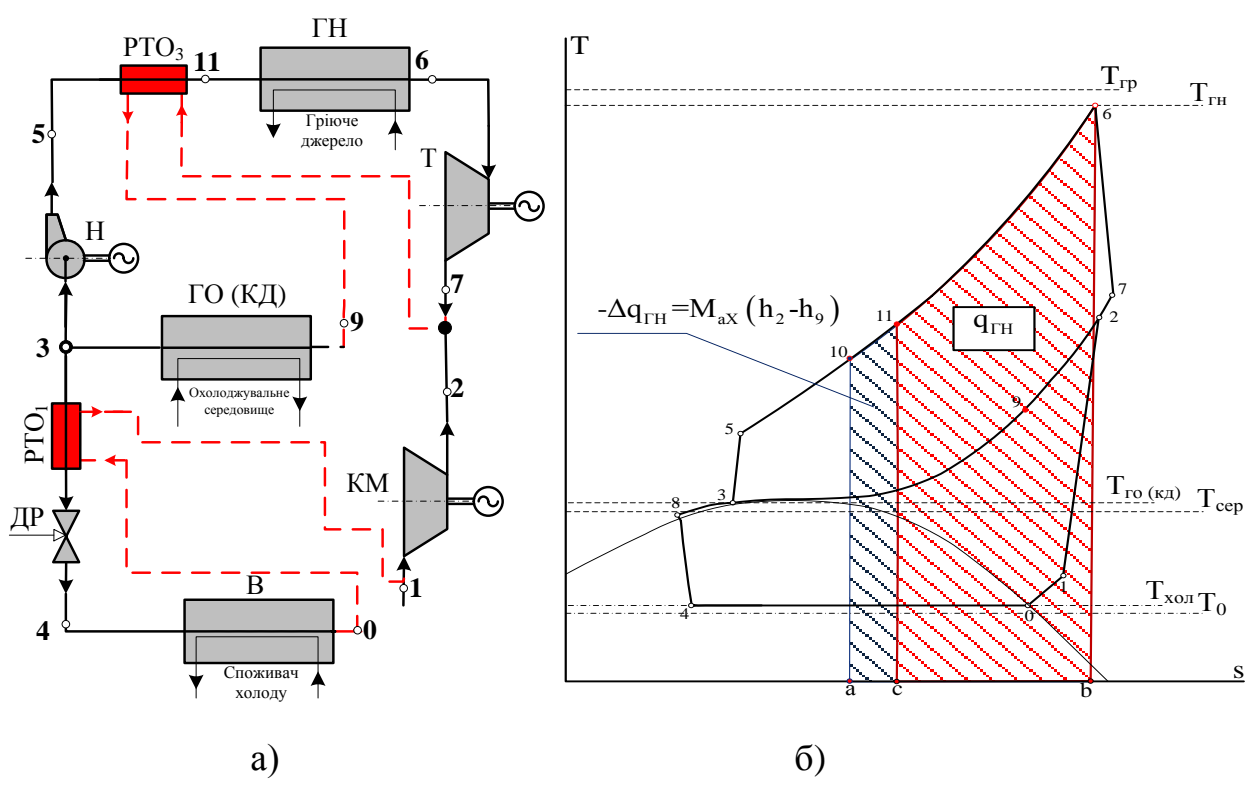


Рис. 4.10. Схема та цикл машини з перехресною регенерацією тепла РТО<sub>3</sub> та регенерацією тепла в зворотному циклі РТО<sub>1</sub>: а) схема; б) цикл

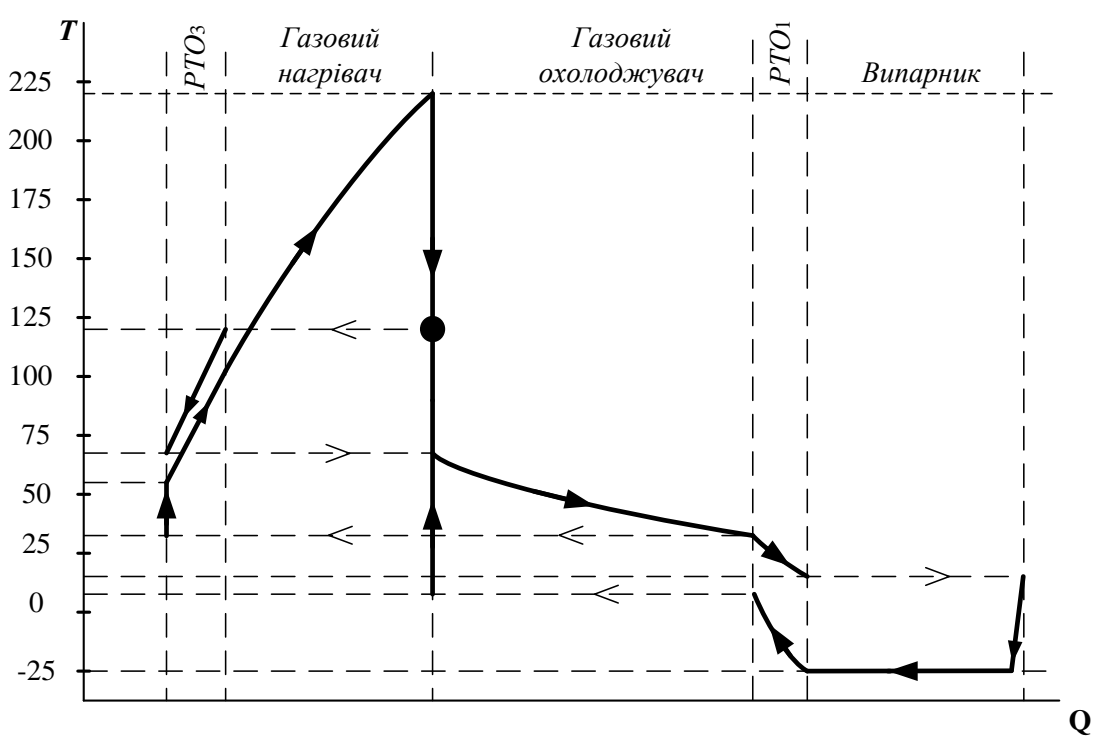


Рис. 4.11. Теплові потоки в машині з РТО<sub>3</sub> і РТО<sub>2</sub>

Такий тип регенерації тепла зменшує навантаження на газовий нагрівач аналогічно зі схемно-цикловим рішенням (рис. 4.8). Два теплообмінника в схемі забезпечують підвищення  $COP$  циклу. Запропонована схема машини може мати практичну реалізацію.

#### 4.4. Енергетичний та ексергетичний аналіз циклів з регенерацією тепла.

Для аналізу додамо в математичні моделі, розроблені в роботі [63], додаткові залежності.

##### 4.4.1 Питомі характеристики циклів з регенерацією

Енергетичний баланс РТО<sub>1</sub>

$$h_1 - h_0 = h_3 - h_8. \quad (4.25)$$

Енергетичний баланс РТО<sub>2</sub>

$$h_7 - h_9 = h_{10} - h_5. \quad (4.26)$$

Енергетичний баланс РТО<sub>3</sub>

$$M_{анр} \cdot (h_7 - h_9) + M_{азв} (h_2 - h_9) = M_{анр} \cdot (h_{11} - h_5), \text{ кг/с} \quad (4.27)$$

Питома холодопродуктивність циклу з РТО<sub>1</sub>

$$q_0 = h_0 - h_4, \text{ кДж/кг} \quad (4.28)$$

Питоме теплове навантаження на газовий нагрівач:

$$\text{з РТО}_2 \quad q_{гн} = h_6 - h_{10}, \text{ кДж/кг} \quad (4.29)$$

$$\text{з РТО}_3 \quad q_{гн} = h_6 - h_{11}, \text{ кДж/кг} \quad (4.30)$$

Питоме теплове навантаження на газовий охолоджувач в прямому циклі:

$$q_{опр} = h_9 - h_3, \text{ кДж/кг} \quad (4.31)$$

##### 4.4.2. Ексергетичні характеристики теплообмінників

Ексергія продукта  $i$  – того теплообмінника

$$E_{ПР.РТО_1} = E_3 - E_8, \text{ кВт} \quad (4.32)$$

$$E_{\text{ПР.РТО}_2} = E_{10} - E_5, \text{кВт} \quad (4.33)$$

$$E_{\text{ПР.РТО}_3} = E_{11} - E_5, \text{кВт} \quad (4.34)$$

Ексергія палива  $i$  – *того* теплообмінника

$$E_{\text{П.РТО}_1} = E_1 - E_0, \text{кВт} \quad (4.35)$$

$$E_{\text{П.РТО}_2} = E_7 - E_9, \text{кВт} \quad (4.36)$$

$$E_{\text{П.РТО}_3} = (E_7 + E_2) - E_9, \text{кВт} \quad (4.37)$$

Абсолютна деструкція ексергії  $i$  – *того* теплообмінника

$$E_{\text{д.РТО}_1} = E_{\text{П.РТО}_1} - E_{\text{ПР.РТО}_1}, \text{кВт} \quad (4.38)$$

$$E_{\text{д.РТО}_2} = E_{\text{П.РТО}_2} - E_{\text{ПР.РТО}_2}, \text{кВт} \quad (4.39)$$

$$E_{\text{д.РТО}_3} = E_{\text{П.РТО}_3} - E_{\text{ПР.РТО}_3}, \text{кВт} \quad (4.40)$$

Ексергетична ефективність  $i$  – *того* теплообмінника

$$\eta_{\text{Е.РТО}_1} = E_{\text{ПР.РТО}_1} / E_{\text{П.РТО}_1} \quad (4.41)$$

$$\eta_{\text{Е.РТО}_2} = E_{\text{ПР.РТО}_2} / E_{\text{П.РТО}_2} \quad (4.42)$$

$$\eta_{\text{Е.РТО}_3} = E_{\text{ПР.РТО}_3} / E_{\text{П.РТО}_3} \quad (4.43)$$

#### 4.4.3. Термодинамічний аналіз циклів з регенерацією на окремому прикладі [58]

Можливості термодинамічного аналізу продемонструємо на окремому прикладі. Вихідні параметри до розрахунків:

- максимальна температура робочої речовини в газовому нагрівачі  $t_{\text{гн}} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- тиск робочої речовини в газовому нагрівачі  $p_{\text{гн}} = p_6 = 20 \text{ МПа}$ ;
- тиск робочої речовини в газовому охолоджувачі –  $p_3 = 7,5 \text{ МПа}$ ;
- мінімальна температура в газовому охолоджувачі –  $t_3 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура кипіння  $t_0 = -25 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- ККД турбіни  $\eta_T = 0,85$ , насоса  $\eta_H = 0,9$  і компресора  $\eta_{\text{КМ}} = 0,8$ ;
- ККД електродвигуна  $\eta_{\text{ед}} = 0,95$ , електрогенератора  $\eta_{\text{ез}} = 0,95$ ;

– холодопродуктивність  $Q_0 = 100 \text{ кВт}$ .

Результати розрахунків надано на рис. 4.12 – 4.23

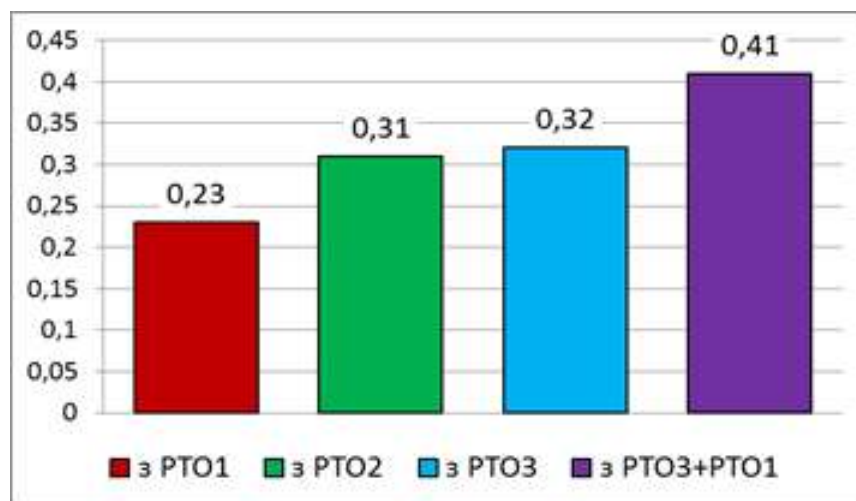


Рис. 4.12. Енергетична ефективність  $COP$

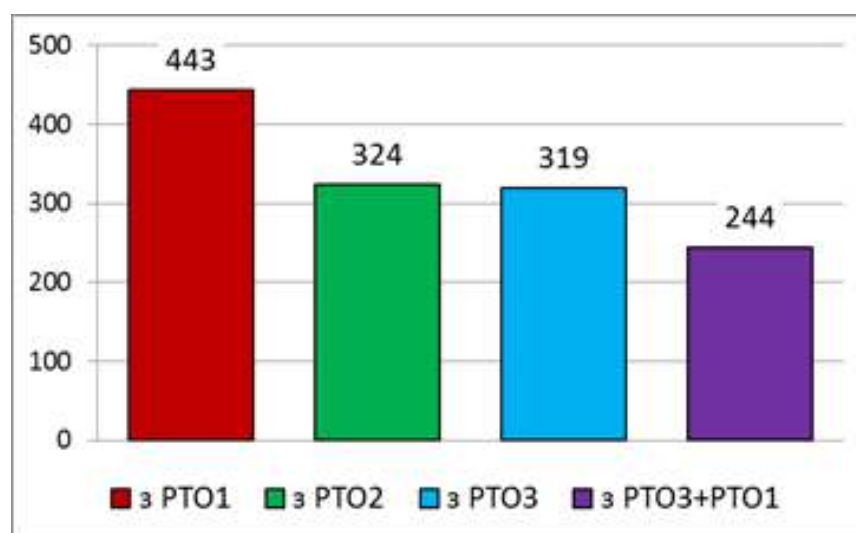


Рис. 4.13. Теплове навантаження на газовий нагрівач  $Q_{ГН}$

На підставі розрахунків отримуємо такі результати. Використання регенерації тепла в прямому циклі РТО<sub>2</sub>, та зворотному РТО<sub>1</sub>, перехресної РТО<sub>3</sub> та одночасної – перехресної з регенерацією у зворотному циклі РТО<sub>3</sub>+РТО<sub>1</sub> підвищує енергетичну ефективність машини майже вдвічі (рис. 4.12.). Найбільший вплив на  $COP$  циклу має одночасна перехресна регенерація тепла з регенерацією у зворотному циклі РТО<sub>3</sub>, завдяки зменшенню теплового навантаження на газовий нагрівач (рис. 4.13).

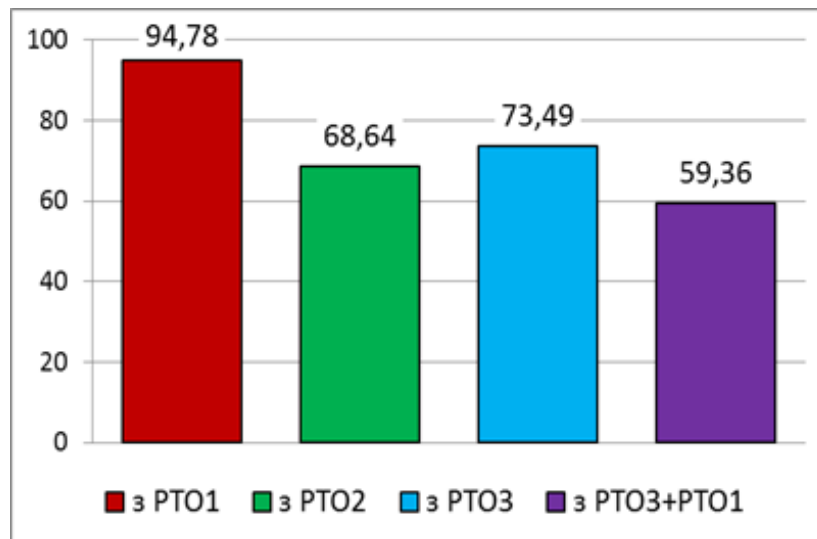


Рис.4.14. Загальна деструкція ексергії в машині  $E_{DM}$

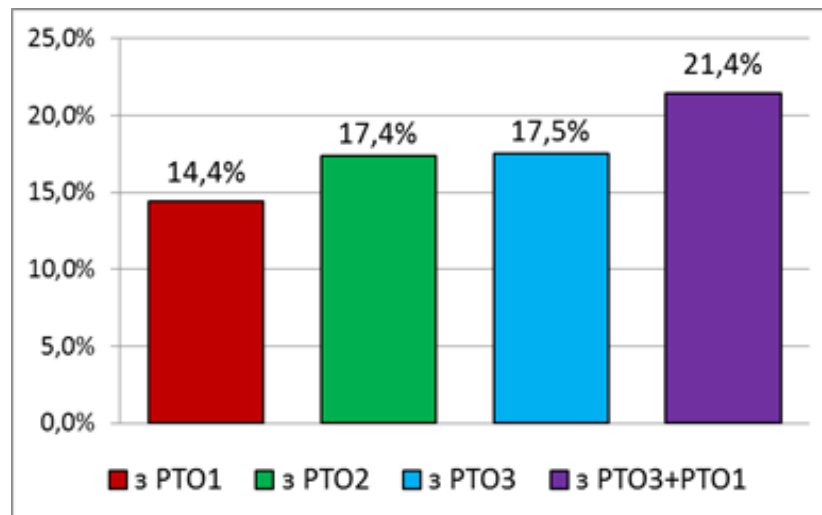


Рис.4.15. Ексергетична ефективність машини  $\eta_{EM}$

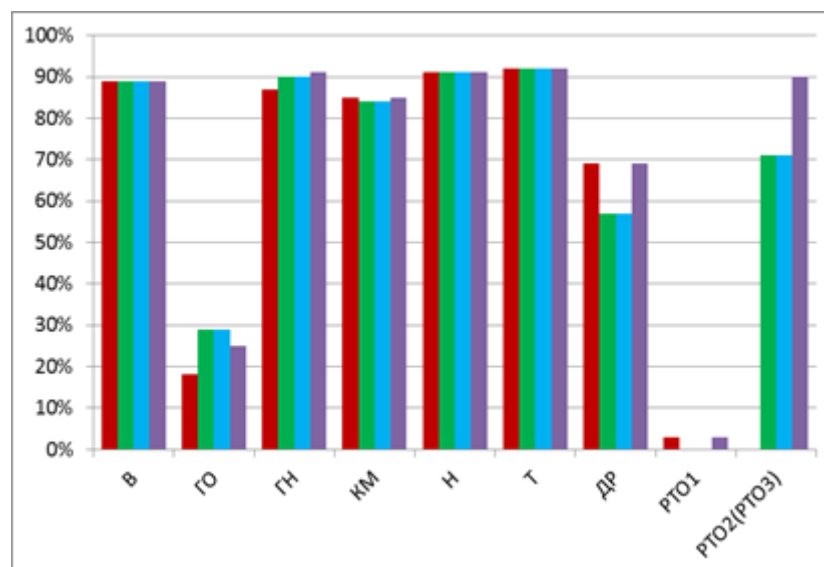


Рис. 4.16. Ексергетична ефективність елементів машини  $\eta_{Ei}$

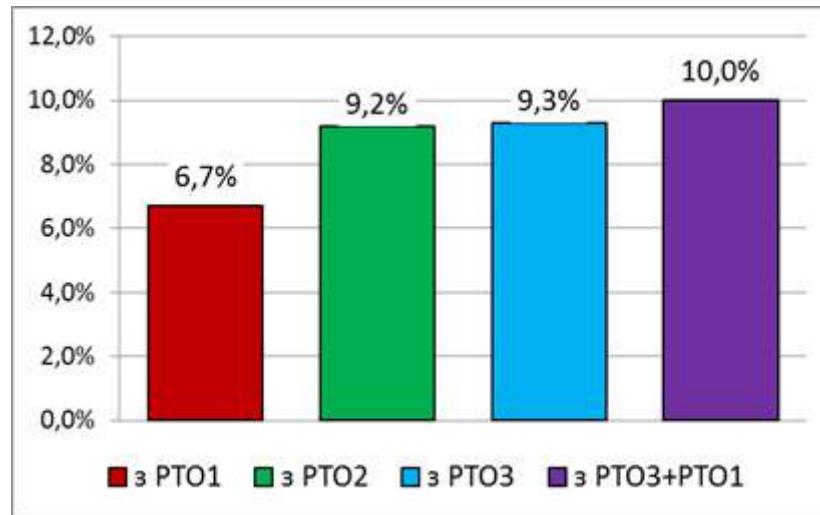


Рис. 4.17. Відносна деструкція ексергії в компресорі  $u_{DKM}$

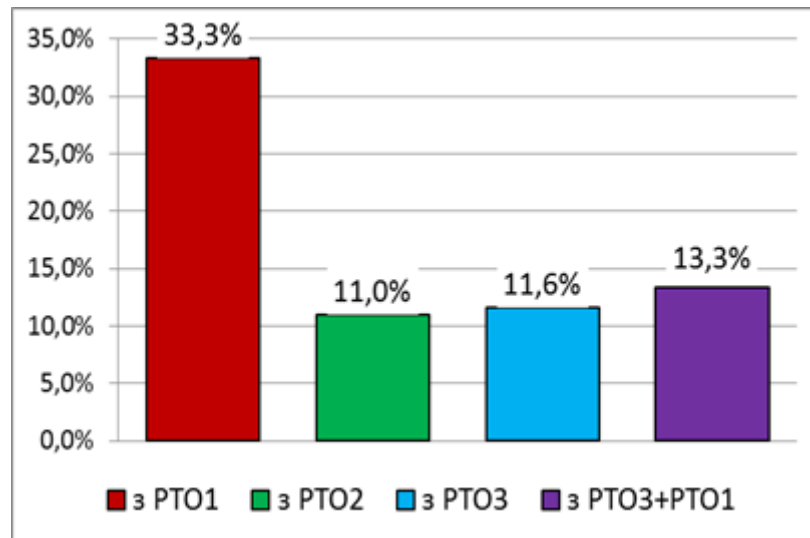


Рис. 4.18. Відносна деструкція ексергії в газовому охолоджувачі  $u_{DGO}$

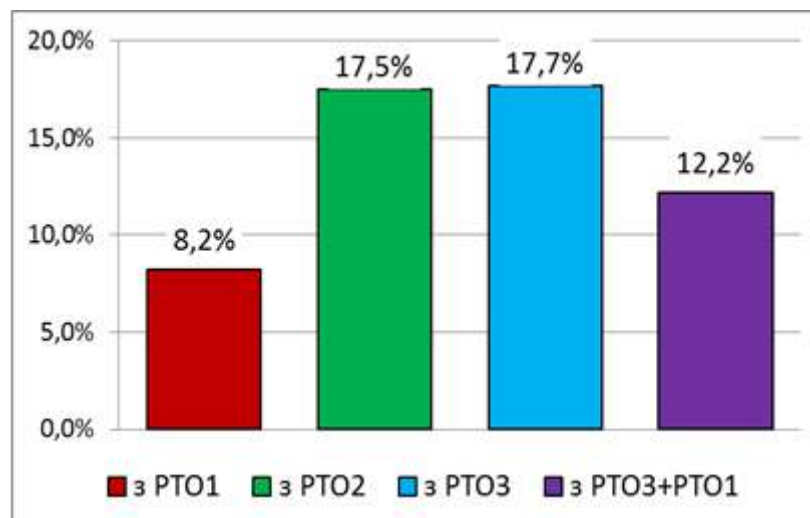


Рис. 4.19. Відносна деструкція ексергії в дроселі  $u_{DDV}$

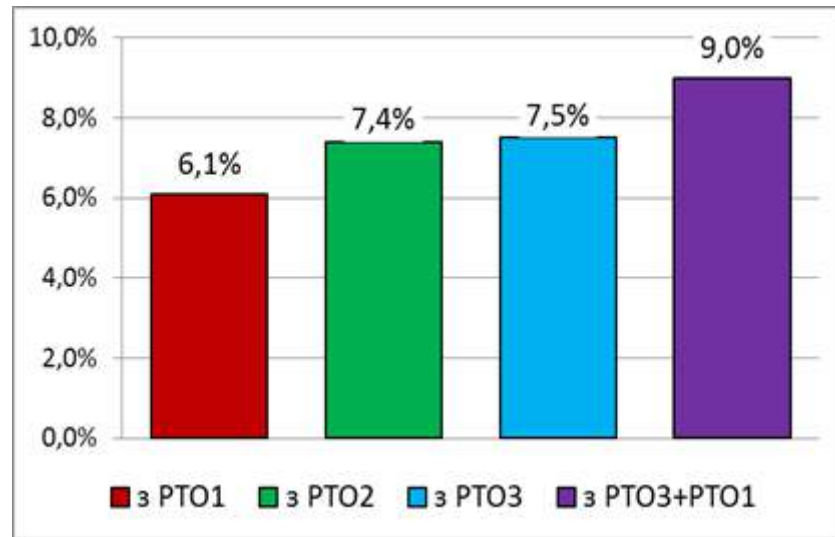


Рис. 4.20. Відносна деструкція ексергії в турбіні  $y_{DT}$

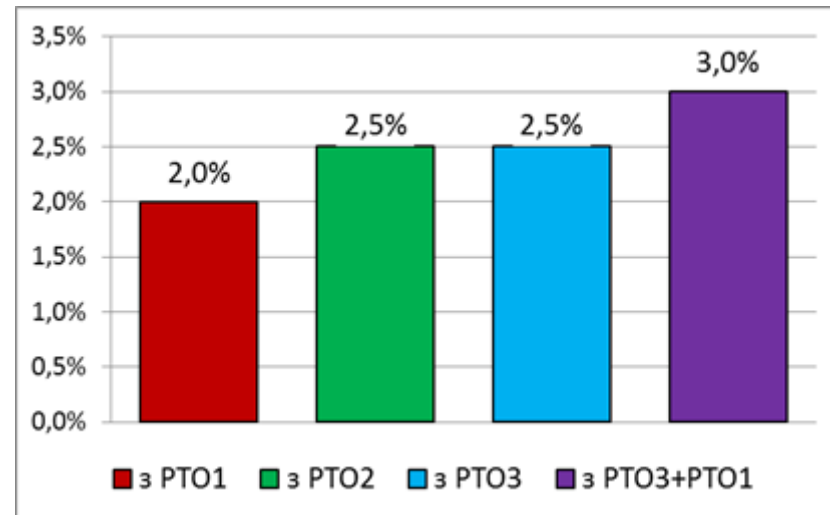


Рис. 4.21. Відносна деструкція ексергії в насосі  $y_{DP}$

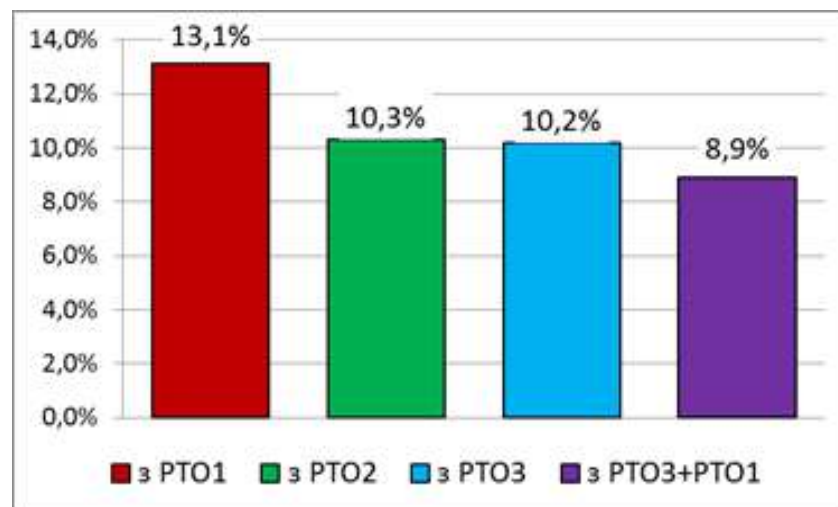


Рис. 4.22. Відносна деструкція ексергії в газовому нагрівачі  $y_{DGH}$

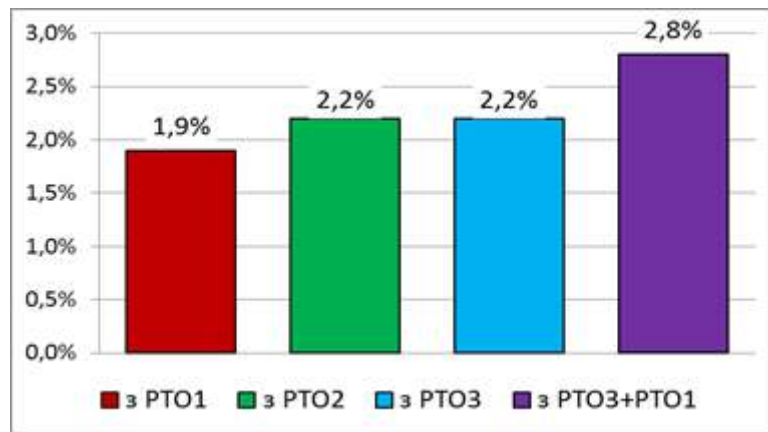


Рис. 4.23. Відносна деструкція ексергії у випарнику  $u_{DV}$

Схемне рішення машини з теплообмінниками РТО<sub>3</sub>+РТО<sub>1</sub> має максимальну ексергетичну ефективність (рис. 4.15) та найменшу деструкцію ексергії в машині (рис. 4.14), її зменшення досягає 40 %.

Ексергетичний аналіз елементів машини довів, що з використанням РТО<sub>3</sub>+РТО<sub>1</sub> спостерігаються максимальні значення ексергетичної ефективності у елементів машини окрім газового охолоджувача та компресора (рис. 4.16).

Найвища відносна деструкція ексергії спостерігається в компресорі у всіх схемних рішеннях (рис.4.17); в газовому охолоджувачі з РТО<sub>1</sub> (рис.4.18); в дроселі з РТО<sub>3</sub> (рис. 4.19); в турбіні з РТО<sub>3</sub>+РТО<sub>1</sub> (рис. 4.20); в насосі з РТО<sub>3</sub>+РТО<sub>1</sub> (рис. 4.21); газовому нагрівачі з РТО<sub>1</sub> (рис. 4.22); у випарнику з РТО<sub>3</sub>+РТО<sub>1</sub> (рис. 4.23). Саме цим елементам (відповідно до конкретного схемного рішення) потрібно приділяти максимальну увагу при проектуванні машини.

#### **4.5. Аналіз енергетичних і ексергетичних характеристик за зміною вихідних параметрів [93]**

Аналіз, здійснений у попередньому параграфі, торкався лише окремого випадку. Якщо мова йде про оптимізацію робочих характеристик, необхідно провести розрахунки за змінними вихідними параметрами машини.

Вихідні параметри до розрахунків:

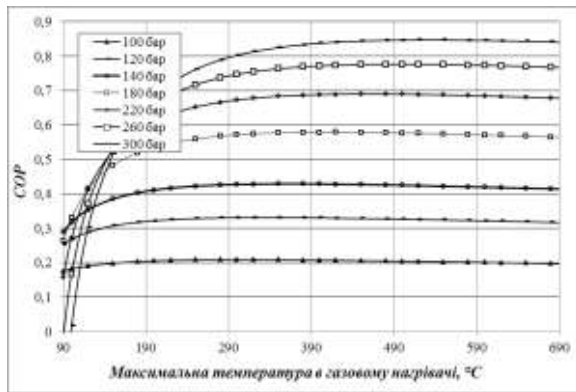
– максимальна температура робочої речовини в газовому нагрівачі

$$t_{гн} = 90...700 \text{ } ^\circ\text{C};$$

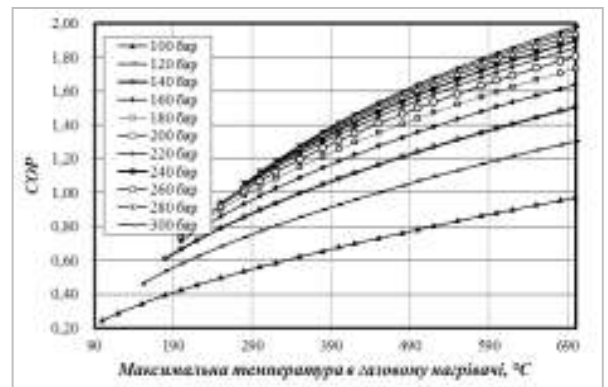
- тиск робочої речовини в газовому нагрівачі  $p_{гн} = p_6 = 10...30 \text{ МПа}$  ;
- тиск робочої речовини в газовому охолоджувачі –  $p_3 = 7,5 \text{ МПа}$  ;
- мінімальна температура в газовому охолоджувачі –  $t_3 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  ;
- температура кипіння  $t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$  ;
- ККД турбіни  $\eta_T = 0,85$ , насоса  $\eta_H = 0,9$ , компресора  $\eta_{KM} = 0,8$  ;
- ККД електродвигуна  $\eta_{ед} = 0,95$ , електрогенератора  $\eta_{ег} = 0,95$  ;
- холодопродуктивність  $Q_0 = 100 \text{ кВт}$  .

Результати розрахунків надано в графічній формі на рисунках 4.24...4.40.

#### 4.5.1. Енергетичні характеристики



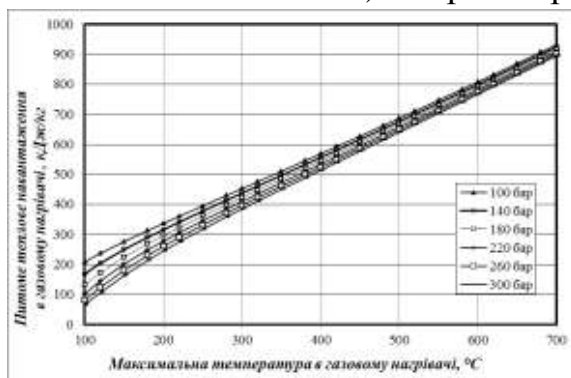
а)



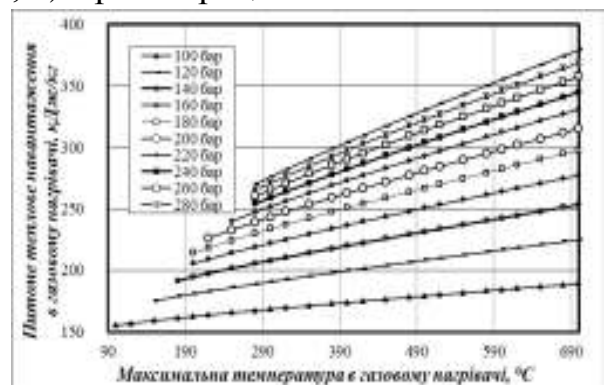
б)

Рис. 4.24. Залежність коефіцієнта перетворення  $COP$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією



а)



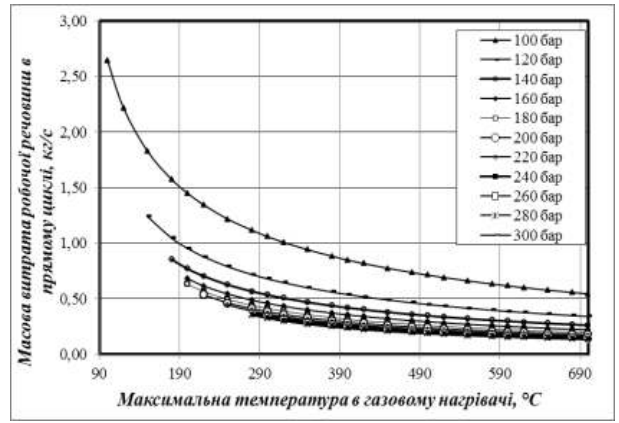
б)

Рис. 4.25. Залежність питомого теплого навантаження на газовий нагрівач  $q_{гн}$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в ньому:

а) без регенерації, б) з регенерацією



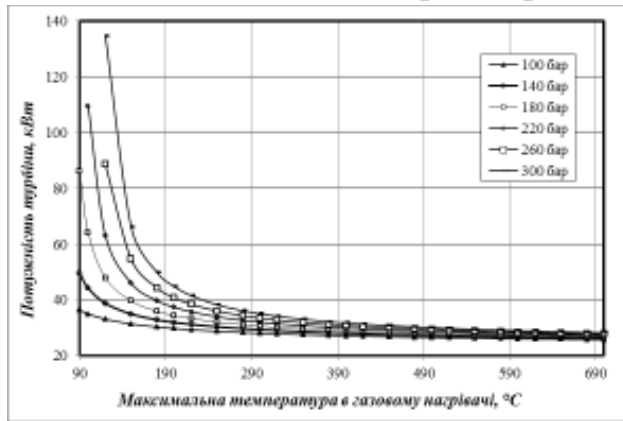
а)



б)

Рис. 4.26. Залежність масової витрати робочої речовини в прямому циклі  $M_{анр}$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією



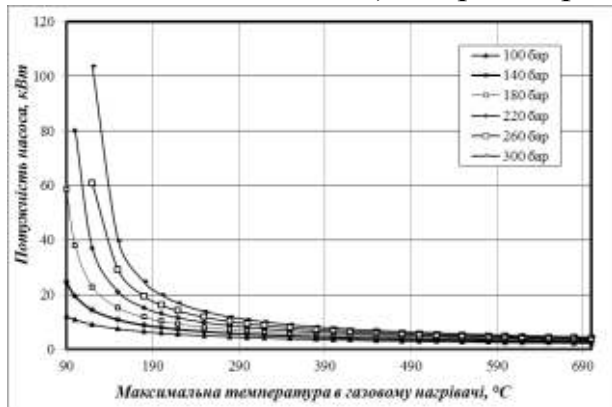
а)



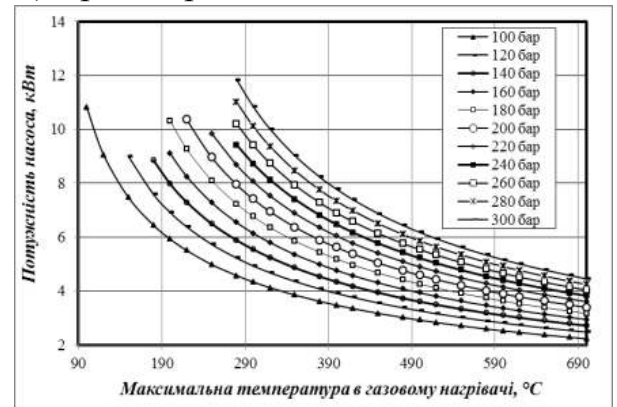
б)

Рис. 4.27. Залежність потужності турбіни  $N_T$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією



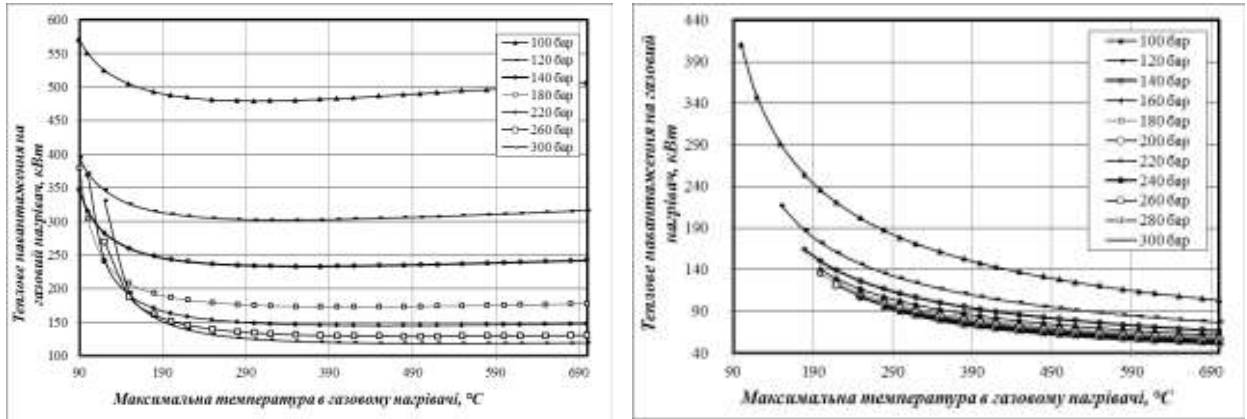
а)



б)

Рис. 4.28. Залежність потужності насоса  $N_H$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією



а)

б)

Рис. 4.29. Залежність теплового навантаження на газовий нагрівач  $Q_{gh}$  від тиску  $p_{gh}$  та максимальної температури  $t_{gh}$  в ньому:  
а) без регенерації, б) з регенерацією

Із зростанням максимальної температури робочої речовини в газовому нагрівачі  $t_{gh}$  від 90...400°C коефіцієнт перетворення  $COP$  зростає в 1.2...2,8 рази. Високі значення відносяться до високих тисків (рис. 4.24).

При зростанні температури від 400 до 700°C значення  $COP$  стабілізується на найвищому рівні згідно з встановленим тиском.

При тиску 10 МПа  $COP$  найменший і не залежить від температури.

Підвищення робочого тиску в нагрівачі супроводжується зростанням енергетичної ефективності циклу.

При низьких температурах 90...150 °C та високих тисках 20...30 МПа в газовому нагрівачі практична реалізація машини не має сенсу, машина має низькі значення  $COP$  до 0,2.

Питомі характеристики газового нагрівача  $q_{gh}$  зростають у всьому інтервалі тисків та температур в нагрівачі (рис. 4.25). При цьому  $q_{gh}$  не залежить від тиску, а лише від температури.

Зміна тиску та температури в газовому нагрівачі впливають на масову витрату робочої речовини в прямому циклі. З підвищенням тиску та температури

масова витрата робочої речовини зменшується, при низьких температурах 90...300°C витрата робочої речовини зростає в 4...6 разів (рис. 4.26).

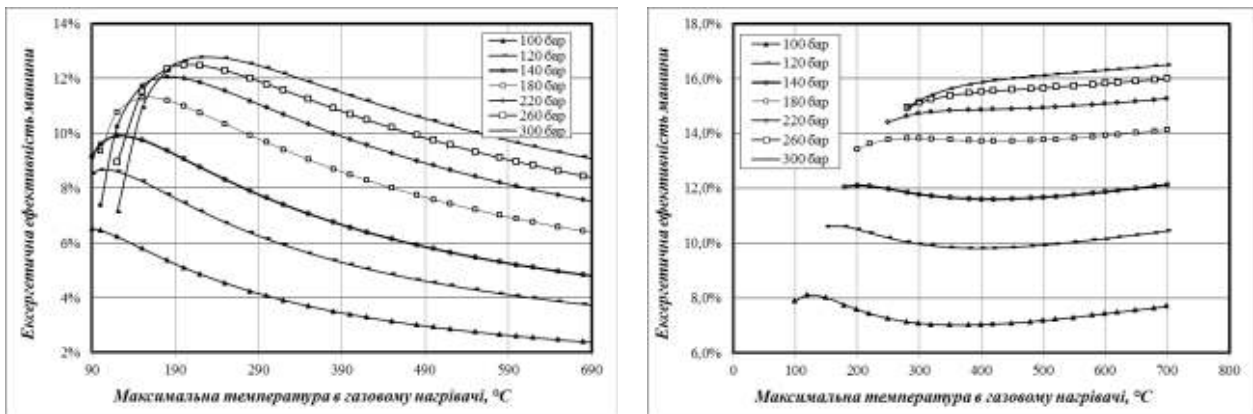
З одночасним підвищенням температури та тиску в газовому нагрівачі зменшуються потужності насоса і турбіни (рис. 4.27 і 4.28).

При низьких тисках 10 МПа спостерігається максимальне теплове навантаження на газовий нагрівач. З підвищенням тиску воно зменшується до 4,5 рази в залежності від тиску та має мінімальне значення в діапазоні температур 300...500°C (рис. 4.29). В діапазоні температур 90...320°C зміна температури в газовому нагрівачі при постійному тиску значно впливає на теплове навантаження. Рекомендується працювати на більш високих тисках та температурах (рис. 4.29).

Робота турбіни за тиском 10 МПа і температурою 90 до 700°C зростає в 3..3,5 рази, а за тиском 30 МПа – в 6,5...7 разів.

Робота насоса не залежить від температури в газовому нагрівачі, а зростає тільки від тиску

#### 4.5.2. Ексергетичні характеристики



а)

б)

Рис. 4.30. Залежність ексергетичної ефективності машини  $\eta_{em}$  від тиску  $p_{zn}$  та максимальної температури  $t_{zn}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією

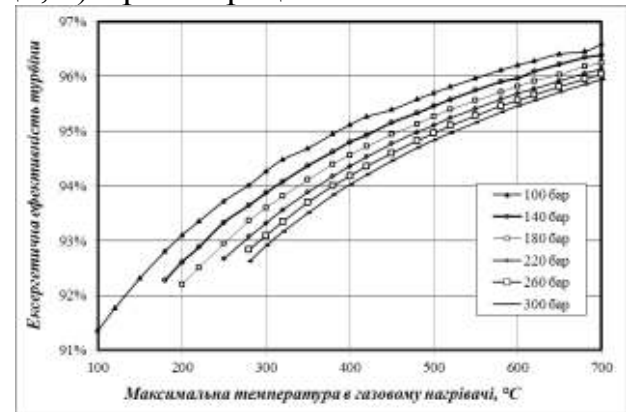


а)

б)

Рис. 4.31. Залежність ексергетичної ефективності насоса  $\eta_{ен}$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією

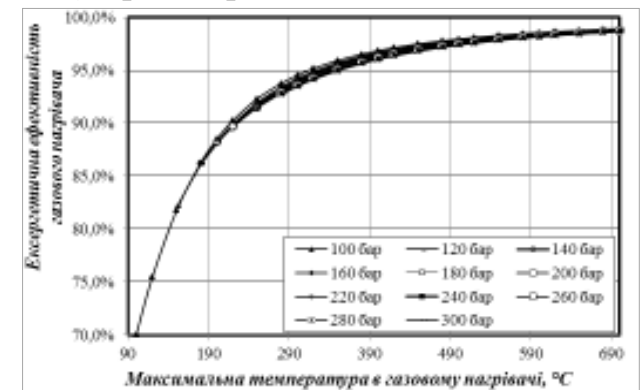
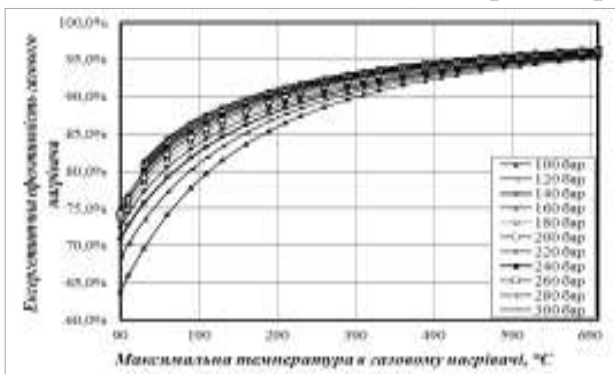


а)

б)

Рис. 4.32. Залежність ексергетичної ефективності турбіни  $\eta_{ем}$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією

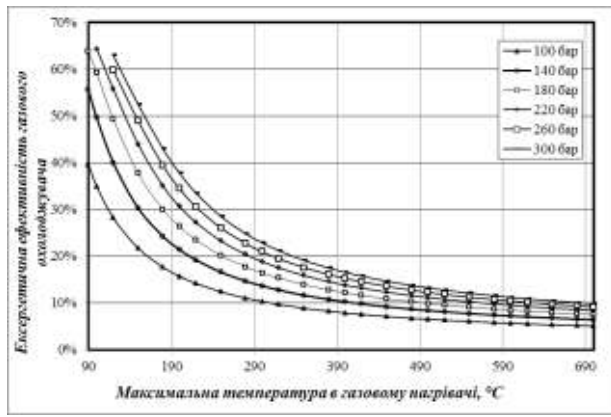


а)

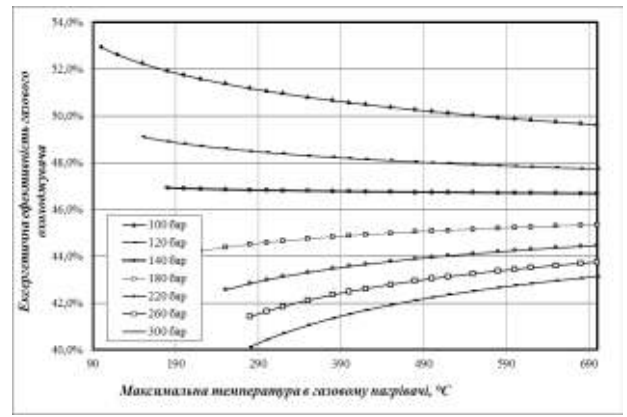
б)

Рис. 4.33. Залежність ексергетичної ефективності газового нагрівача  $\eta_{егн}$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в ньому:

а) без регенерації, б) з регенерацією

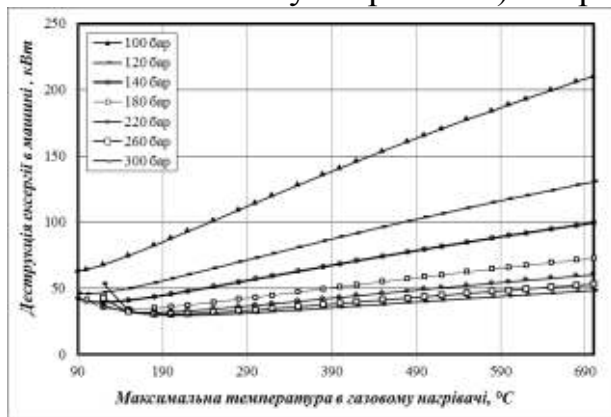


а)

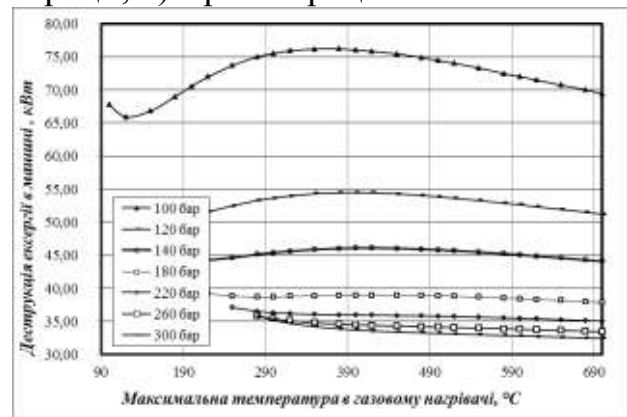


б)

Рис. 4.34. Залежність ексергетичної ефективності газового охолоджувача  $\eta_{eco}$  від тиску  $p_{gn}$  та максимальної температури  $t_{gn}$  в газовому нагрівачі: а) без регенерації, б) з регенерацією



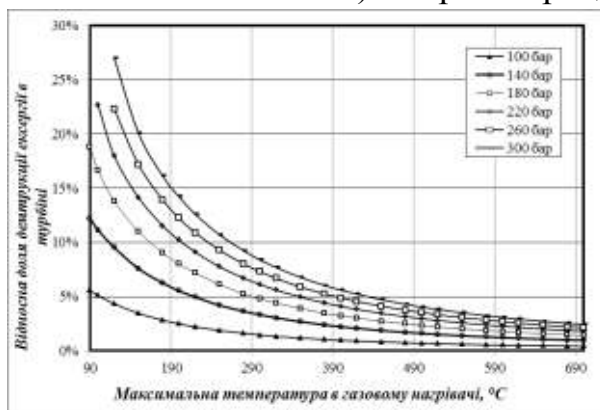
а)



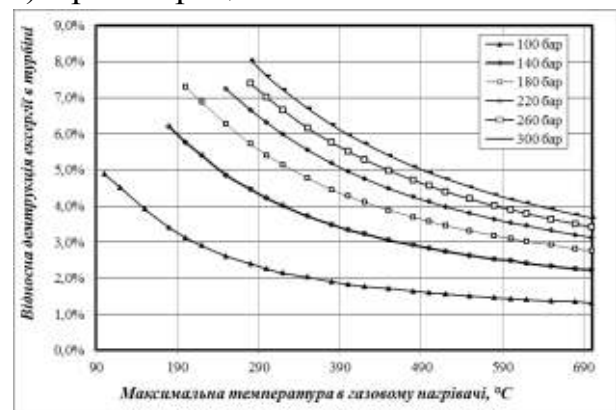
б)

Рис. 4.35. Залежність загальної деструкції ексергії  $E_{dm}$  від тиску  $p_{gn}$  та максимальної температури  $t_{gn}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією



а)



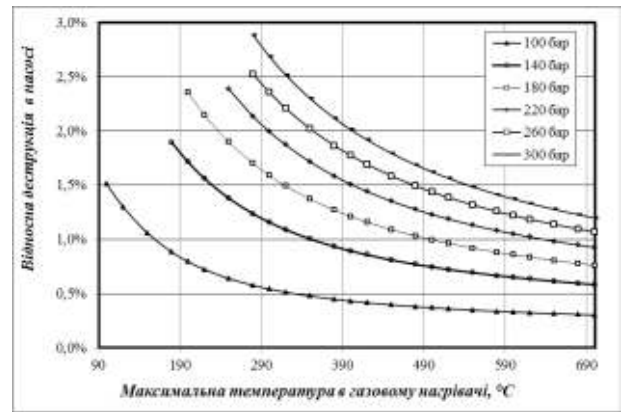
б)

Рис. 4.36. Залежність відносної деструкції ексергії у турбіні  $y_{dm}$  від тиску  $p_{gn}$  та максимальної температури  $t_{gn}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією



а)



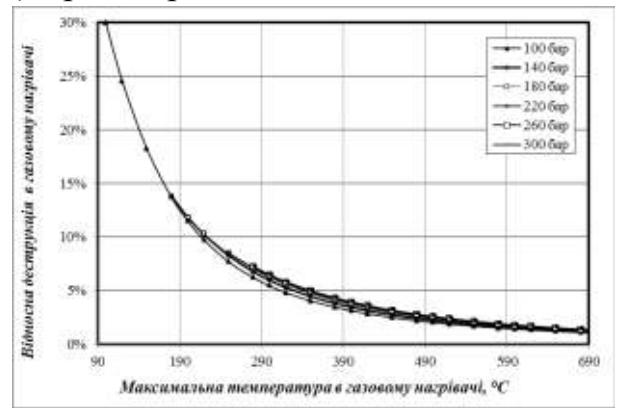
б)

Рис. 4.37. Залежність відносної деструкції ексергії у насосі  $y_{дн}$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в газовому нагрівачі:

а) без регенерації, б) з регенерацією



а)



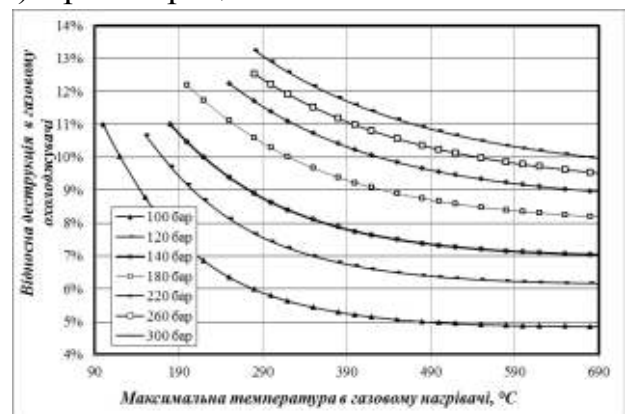
б)

Рис. 4.38. Залежність відносної деструкції ексергії у газовому нагрівачі  $y_{дгн}$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в ньому:

а) без регенерації, б) з регенерацією



а)



б)

Рис. 4.39. Залежність відносної деструкції ексергії у газовому охолоджувачі  $y_{дог}$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в газовому нагрівачі: а) без регенерації, б) з регенерацією

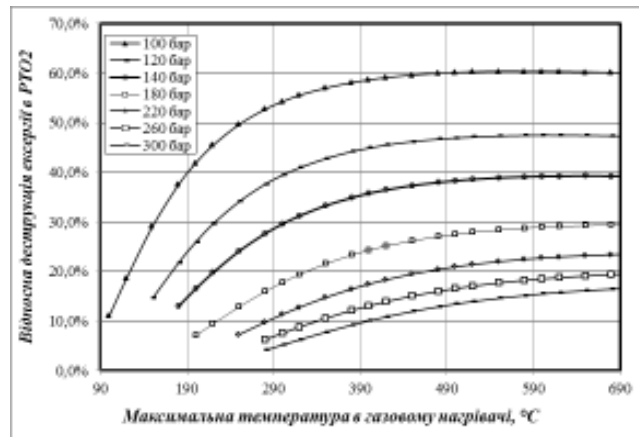


Рис. 4.40. Залежність відносної деструкції ексергії в РТО<sub>2</sub>  $y_{дрто2}$  від тиску  $p_{гн}$  та максимальної температури  $t_{гн}$  в газовому нагрівачі

Використання РТО<sub>1</sub> на низькі температури кипіння  $t_0 = -50\text{ }^\circ\text{C}$  призводить до зменшення: деструкції ексергії в машині на 10%, ексергетичної ефективності газового охолоджувача на 4% (рис. 4.34.), відносної деструкції ексергії в дроселі на 7,8%, в компресорі не змінюється.

Використання РТО<sub>1</sub> на низькі температури кипіння  $t_0 = -50\text{ }^\circ\text{C}$  призводить до збільшення: ексергетичної ефективності машини на 5,5% (рис. 4.30); ексергетичної ефективності дроселя на 8%, компресора на 3%, відносної долі деструкції у випарнику на 2%, газовому охолоджувачі на 6,5% (рис. 4.39).

Використання регенеративного теплообмінника РТО<sub>1</sub> в зворотному циклі тепловикористальної холодильної машини не впливає на коефіцієнт перетворення циклу машини  $COP$  в усьому діапазоні температур кипіння у випарнику.

Використання РТО<sub>1</sub> при низьких температурах кипіння  $t_0 = -50\text{ }^\circ\text{C}$  призводить до збільшення питомої роботи стиснення в компресорі до 25%, питомого теплового навантаження на випарник до 32% та зменшення масової витрати робочої речовини в зворотному циклі до 38%, прямому – до 7% та теплового навантаження на газовий нагрівач до 4%;

Температура нагнітання компресора зворотного циклу зростає з використанням РТО<sub>1</sub>.

Використання РТО<sub>1</sub> на високі температури кипіння  $t_0 = 0...5\text{ }^\circ\text{C}$  не впливає на енергетичні та ексергетичні характеристики елементів машини та машини в цілому

#### **4.6. Схемно-циклове рішення низькотемпературної компресорної машини**

У класі низькотемпературних тепловикористальних холодильних машин використовуються тільки абсорбційні водоаміачні в режимі температур кипіння  $-50...-30\text{ }^\circ\text{C}$  [3]. Про практичну реалізацію компресорної машини подібної інформації немає.

Здійснимо пошук схемно-циклового рішення низькотемпературної тепловикористальної компресорної холодильної машини з CO<sub>2</sub>, який базується на загальному методі порівняльної оцінки термодинамічних циклів, що визначає практичну доцільність реалізації і впровадження нових технічних рішень.

##### **4.6.1. Синтез схемно-циклового рішення [94, 95]**

Для здійснення синтезу низькотемпературної машини нагадаємо основні положення для CO<sub>2</sub>. Температури  $T_0$  і  $T_{20}$  відомі, виходячи з призначення машини. Температура  $T_{2н}$  визначається властивостями високотемпературного джерела. Для циклу з CO<sub>2</sub> розрахункова температура  $T_{20}$  близька або дорівнює критичній для CO<sub>2</sub>. Таким чином, створюються умови, при яких процеси в прямому циклі (силовому контурі) здійснюються в надкритичній області, а в зворотному (холодильному контурі) в двох областях – в надкритичній і двофазній.

Силовий контур працює за принципом прямого циклу Брайтона [89] з вільним вибором робочих тисків  $p_{2н} > p_{20} > p_{кр}$  і температур  $T_{2н} > T_{20} > T_{кр}$ .

Холодильний контур – двоступенева холодильна машина з послідовним стисненням CO<sub>2</sub> в двох компресорах, що називаються компресором нижнього ступеню (КНС) і компресором верхнього ступеню (КВС).

Процеси в зворотному циклі здійснюються в межах температур і тисків  $T_{кр}, p_{кр}$  (критичних) і  $T_{пт}, p_{пт}$  (потрійної точки). Таким чином, вся двофазна область  $CO_2$  є предметом термодинамічного аналізу. Проміжний тиск  $p_{пр}$  в циклі розмежує роботу КНС і КВС. Вибір тисків в циклі побудовано на принципах [96]:

- низький робочий тиск  $p_o = f(T_o)$ ;
- проміжний тиск  $p_{пр} = f(T_{пр})$ ;
- проміжна температура  $T_{кр} > T_{пр} > T_o$ ;
- високий робочий тиск  $p_{зо} > p_{кр}$ .

Робочий тиск  $p_{зо}$  і температура  $T_{зо}$  є загальними для прямого і зворотного циклів.

Прості цикли для термодинамічного аналізу формують відповідно до теорії Планка [96]. У цьому випадку цикли містять зовнішні оборотні процеси в теплообмінниках і внутрішньо необоротні процеси стиснення і розширення (турбіна, компресор, насос, дросель).

Відповідно до теорії холодильних машин існують різні схеми двоступеневого стиснення [96]. З них для  $CO_2$  обрані такі, які при практичній реалізації відповідатимуть малоємким по робочій речовині машинам, машинам малої продуктивності або машинам з двома температурами виробництва холоду. При цьому температура кінця стиснення в КВС визначає ступінь охолодження  $CO_2$  між ступенями [69].

При встановлених основних граничних параметрах загального циклу розглянемо три варіанти схемно-циклових рішень машини з двоступеневим зворотним циклом.

#### **4.6.1.1. Схемно-циклове рішення з двоступеневим зворотним циклом без проміжного охолодження і одноразовим дроселюванням (рис. 4.41).**

Силовий контур (рис. 4.41a) включає газовий нагрівач (ГН), турбіну (Т), газовий охолоджувач (ГО) і насос (Н), холодильний контур – випарник (В),

компресор (КНС), компресор (КВС), газовий охолоджувач (ГО) і дросельний пристрій ( $D_1$ ). Газовий охолоджувач (ГО) належить обом контурам і свідчить про наявність єдиної робочої речовини в машині.

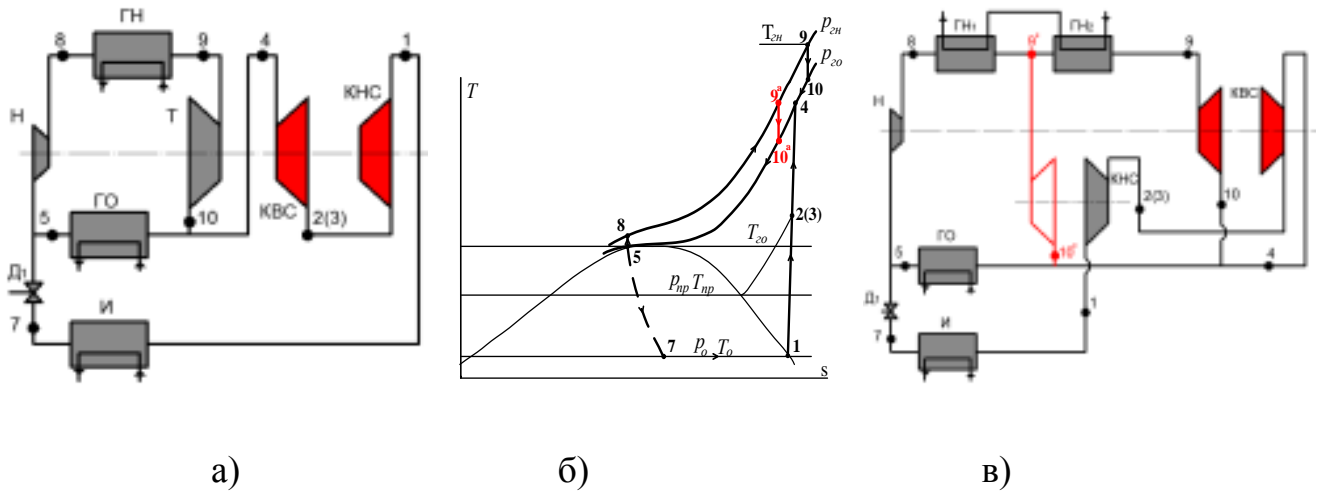


Рис. 4.41. Схемно-циклове рішення з двоступеневим зворотним циклом без проміжного охолодження і одноразовим дроселюванням: а) з однією турбіною, б) цикл в діаграмі  $T$ - $s$ , в) з двома агрегатами «турбіна-компресор»

Прямий цикл машини (рис. 4.41б), який зображено в діаграмі  $T$ - $s$ , обмежений вузловими точками 5,8,9,10 з відповідними процесами: 8-9 – нагрівання газу в газовому нагрівачі ГН, 9-10 – розширення в турбіні Т, 10-5 – охолодження в газовому охолоджувачі ГО, 5-8 – стиснення в насосі Н.

Зворотний цикл обмежено вузловими точками: 1,2(3),4,5,7 з відповідними процесами: 7-1 – кипіння у випарнику В, 1-2 – стиснення в компресорі КНС, 2-3-4 – стиснення в компресорі КВС, 4-5 – охолодження в газовому охолоджувачі ГО, 5-7 – дроселювання в  $D_1$ .

Для ілюстрації передавання крутного моменту і рівності робіт в прямому і зворотному циклах турбіна, компресори та насос умовно зображені на одній вісі. Конструкції компресорів і насоса при цьому не обумовлюються, можливий варіант приводу від електродвигунів, які отримують енергію від комплексу турбіна-електрогенератор, що входить до складу машини.

Математичний вираз умов балансу:

$$N_{np} = N_{зв} \quad (4.44)$$

де  $N_{np}, N_{зв}$  – потужність турбіни і компресорів відповідно

$$M_{анр}(w_T - w_H) = M_{азв}(w_{квс} + w_{кнс}) \quad (4.45)$$

$M_{анр}, M_{азв}$  – масові витрати  $CO_2$  в прямому и зворотному циклах відповідно.

Масові витрати по ступеням зворотного циклу рівні  $M_{азв} = M_{кнс} = M_{квс}$ , величини робіт  $w_{кнс}$  і  $w_{квс}$  залежать від проміжного тиску  $p_{np}$  [96].

Із урахуванням незворотностей в процесах розширення і стиснення отримуємо:

$$M_{анр}(w_T \cdot \eta_T - \frac{w_H}{\eta_H}) = M_{азв}(\frac{w_{квс}}{\eta_{квс}} + \frac{w_{кнс}}{\eta_{кнс}}) \quad (4.46)$$

Масова витрата  $CO_2$  в прямому циклі  $a$ , віднесена до 1 кг  $CO_2$ , що циркулює через випарник у зворотному циклі:

$$a = (\frac{w_{квс}}{\eta_{квс}} + \frac{w_{кнс}}{\eta_{кнс}})(w_T \cdot \eta_T - \frac{w_H}{\eta_H})^{-1} \quad (4.47)$$

Коефіцієнт перетворення  $COP$ , що описує ефективність циклу тепловикористальної холодильної машини, визначається відношенням:

$$COP = Q_{озв} / Q_{знпр}, \quad (4.48)$$

де  $Q_{озв} = M_{азв}(h_1 - h_7)$  – холодопродуктивність в зворотному циклі;

$Q_{знпр} = aM_{анр}(h_9 - h_8)$  – теплове навантаження на газовий нагрівач в прямому циклі;

$h$  – ентальпія у відповідних вузлових точках циклу.

#### **4.6.1.2. Схемно-циклове рішення з двоступеневим зворотним циклом із впорскуванням вологої пари проміжного тиску у всмоктувальну лінію КВС рис. (4.42)**

У холодильному контурі передбачено допоміжний дросель ( $D_2$ ). Частина потоку після ГО через  $D_2$  впорскується у всмоктувальну лінію КВС. Відбувається змішування перегрітої пари в стані 2 після КНС і вологої пари в стані 6 після  $D_2$ .

Стан суміші в точці 3 і масова витрата через допоміжний дросель  $M_{D_2}$

визначають за умови процесу змішування:

$$M_{кнс} \cdot h_2 + M_{Д2} \cdot h_6 = (M_{кнс} + M_{Д2})h_3 \quad (4.49)$$

Звідси масова витрата  $b$  через  $Д_2$ , віднесена до 1 кг  $M_{кнс}$ , що циркулює через випарник:

$$b = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_6} \quad (4.50)$$

Питома дійсна робота стиснення  $w_{звд}$  в зворотному циклі

$$w_{звд} = \frac{w_{кнс}}{\eta_{кнс}} + \frac{(1+b)w_{квс}}{\eta_{квс}} \quad (4.51)$$

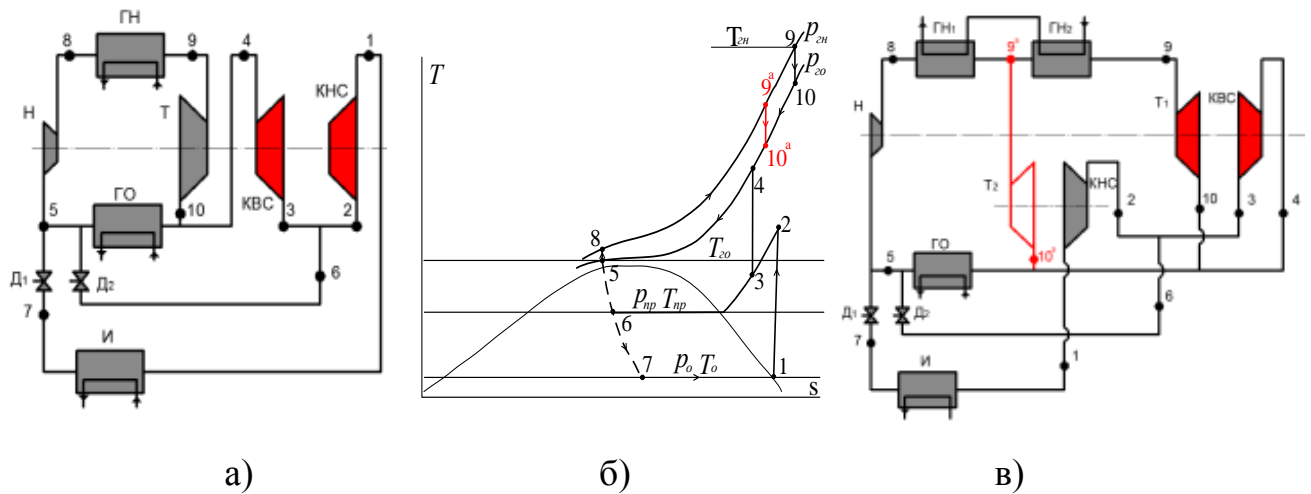


Рис. 4.42. Схемно-циклове рішення з двоступеневим зворотним циклом зі впорскуванням вологої пари проміжного тиску  $p_{np}$  у всмоктувальну лінію КВС: а) з однією турбіною, б) цикл в діаграмі  $T$ - $s$ , в) з двома агрегатами «турбіна-компресор»

Масова витрата  $CO_2$  в прямому циклі  $a$ , віднесена до 1 кг  $CO_2$ , що циркулює через випарник в зворотному циклі:

$$a = w_{звд} \left( w_T \cdot \eta_T - \frac{w_H}{\eta_H} \right)^{-1} = \left( \frac{w_{квс}(1+b)}{\eta_{квс}} + \frac{w_{кнс}}{\eta_{кнс}} \right) \left( w_T \cdot \eta_T - \frac{w_H}{\eta_H} \right)^{-1} \quad (4.52)$$

Коефіцієнт перетворення  $COP$  циклу визначається відношенням

$$COP = Q_{озв} / Q_{звд} \quad (4.53)$$

$$Q_{озв} = M_{кнс} (h_1 - h_7) \quad (4.53a)$$

$$Q_{звд} = a M_{кнс} (h_9 - h_8) \quad (4.53б)$$

#### 4.6.1.3. Схемно-циклове рішення з проміжним охолодженням між ступенями у віддільнику рідини (ВР) проміжного тиску (рис. 4.43)

Зміна в схемному рішенні холодильного контуру пов'язана з установкою віддільника рідини (ВР) і ступеневим дроселюванням в  $D_2$  і  $D_1$ .

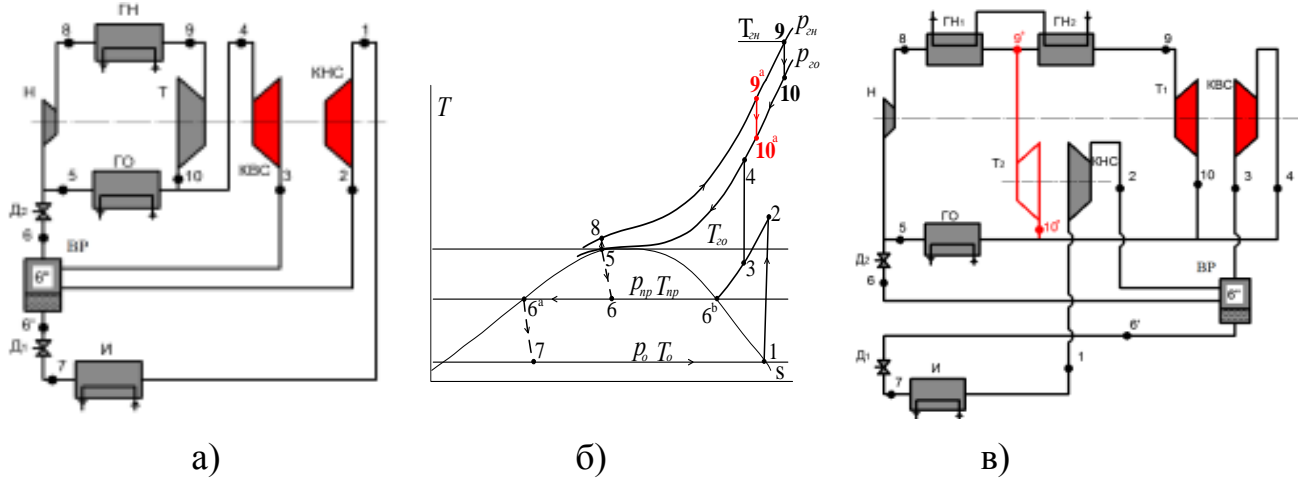


Рис. 4.43. Схемно-циклове рішення з двоступеневим зворотним циклом і проміжним охолодженням між ступенями у віддільнику рідини (ВР) проміжного тиску  $p_{np}$ : а) з однією турбіною, б) цикл в діаграмі  $T$ - $s$ , в) з двома агрегатами «турбіна-компресор»

Стан  $CO_2$  у точці 3 і масову витрату через КВС визначають за умови процесу змішування потоків пари у стані 2 і 6b у віддільнику рідини:

$$M_{кнс} \cdot h_2 + M_{вр} \cdot h_{6b} = (M_{кнс} + M_{вр})h_3 \quad (4.54)$$

де  $M_{вр}$  – масова витрата сухої насиченої пари, що утворилася у ВР.

Масова витрата сухої насиченої пари  $c$ , віднесена до 1 кг  $M_{кнс}$ :

$$c = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_{6b}} \quad (4.55)$$

Масова витрата  $CO_2$  в прямому циклі  $a$ , віднесена до 1 кг  $CO_2$ , що циркулює через випарник у зворотному циклі, аналогічно до рів. (4.47):

$$a = \left( \frac{W_{квс}(1+c)}{\eta_{квс}} + \frac{W_{кнс}}{\eta_{кнс}} \right) \left( w_T \cdot \eta_T - \frac{W_H}{\eta_H} \right)^{-1} \quad (4.56)$$

Масові витрати  $CO_2$  по ступеням у двох останніх циклах різні, робота  $W_{кнс}$

і  $w_{квс}$  залежить від проміжного тиску  $p_{np}$  і відношення масових витрат по ступеням.

Вибір проміжного тиску  $p_{np}$  для зворотного циклу здійснюється відповідно до теорії холодильних машин при вирішенні однієї з трьох задач: енергетичної, транспортної та уніфікації (експлуатаційної надійності) [96].

Для всіх розглянутих машин ступеневе стиснення в зворотному циклі можна здійснити, використовуючи агрегати «турбіна-компресор» [97], які є класичним рішенням для одноступеневих тепловикористальних машин (рис. 4.41в, 4.42в, 4.43в). В цьому випадку використовуються турбокомпресори з високими енергетичними характеристиками.

У силових контурах встановлені турбіни  $T_1$  і  $T_2$  з процесами 9-10, які об'єднані з компресорами КВС і КНС в агрегати.

Енергетичні баланси агрегатів представлені у вигляді:

– для агрегату з КНС

$$M_{T_2} \cdot w_{T_2} \cdot \eta_{T_2} = M_{кнс} \cdot w_{кнс} / \eta_{кнс} \quad (4.57)$$

– для агрегату з КВС

$$M_{T_1} \cdot w_{T_1} \cdot \eta_{T_1} = M_{квс} \cdot w_{квс} / \eta_{квс} \quad (4.58)$$

Насоси в силовому контурі мають власний привід.

Масові витрати  $CO_2$  через турбіни  $m_{T_2}$  і  $m_{T_1}$ , віднесені до 1 кг  $CO_2$ , що циркулюють через відповідні компресори у зворотному циклі:

$$m_{T_2} = \frac{w_{кнс}}{w_{T_2} \cdot \eta_{кнс} \cdot \eta_{T_2}} \quad (4.59)$$

$$m_{T_1} = \frac{w_{квс}}{w_{T_1} \cdot \eta_{квс} \cdot \eta_{T_1}} \quad (4.60)$$

Коефіцієнт перетворення циклу

$$COP = \frac{Q_0}{Q_{гн}} = \frac{M_{зб} (h_1 - h_7)}{M_{зб} \cdot m_{T_1} (h_9 - h_8) + M_{зб} \cdot m_{T_2} (h_{9a} - h_8) + Q_{гн}} \quad (4.61)$$

Подальший термодинамічний аналіз потрібен для визначення робочих температур і тисків, при яких машина може мати практичну реалізацію або рішення конкретного завдання.

#### 4.6.2. Енергетичний аналіз схемно-циклового рішення

Енергетичний аналіз, заснований на першому законі термодинаміки, встановлює величину коефіцієнта перетворення енергії  $COP$  циклу.

Термодинамічна ефективність машини є функцією багатьох параметрів. При аналізі встановлюються ті інтервали температур і тисків, за якими машина може мати практичну реалізацію, вирішення конкретного завдання або максимальне значення енергетичної ефективності.

Такий аналіз було проведено для одноступеневої тепловикористальної компресорної холодильної машини [58] і встановлено високі значення  $COP$  в класі тепловикористальних холодильних машин.

Термодинамічна ефективність є функцією  $T_{гн}, T_o, p_{гн}, p_{ог}, T_{го}$  – параметрів. У прямому циклі вихідні параметри: тиск  $p_{гн}$ , температура гріючого джерела  $T_{гн}$ . Кожен параметр має обмеження, які визначають режим роботи силового контуру. Робочий тиск  $p_{гн}$  обмежено конструктивними параметрами турбіни і насосу, температура  $T_{гн}$  – властивостями високотемпературного джерела.

Для холодильного циклу додатково введені вихідні незалежні параметри: проміжний тиск  $p_{np}$  між ступенями і максимальна температура кінця стиснення в КВС  $T_4$ .

Проведемо енергетичний аналіз на певному прикладі.

Обсяг виконуваного аналізу надано двома блоками. Блок перший – аналіз двоступеневих зворотних циклів для схем на рис. 4.41а, 4.42а, 4.43а, умови:  $p_{np} = \text{var}$ ,  $p_{ог} = \text{const}$  і  $T_{го} = \text{const}$ . Блок другий – аналіз циклу машини в цілому проводиться для схеми, зображеної на рис. 4.41а. Зворотний цикл реалізується за  $p_{np} = \text{const}$ , прямий – за  $p_{гн} = \text{var}$  і  $T_{гн} = \text{var}$ .

Такий підхід не має на меті зіставлення схемно-циклових рішень і вибору найкращого, а лише демонструє можливості створення низькотемпературної тепловикористальної холодильної машини і можливості термодинамічного аналізу в оцінці практичної реалізації технічного рішення.

Вихідні дані для розрахунку:

- температура навколишнього середовища  $t_{сеп} = 30^{\circ}\text{C}$ ;
- температура в газовому нагрівачі  $t_{гн} = 300 \dots 400^{\circ}\text{C}$ ;
- тиск в газовому нагрівачі  $p_{гн} = 10 \dots 20$  МПа;
- тиск в газовому охолоджувачі  $p_{зо} = 7$  МПа;
- КПД компресорів  $\eta_{км} = 0,8$ ; КПД турбіни  $\eta_{Т} = 0,85$ ; КПД насосу  $\eta_{Н} = 0,7$ ;
- температура кипіння у випарнику  $T_o = -50^{\circ}\text{C}$ ;
- проміжний тиск між ступенями  $p_{пр} = 2 \dots 4$  МПа;
- максимально допустима температура кінця стиснення в КВС  $t_4 = 30^{\circ}\text{C}$ .

Вибір температурного інтервалу в газовому нагрівачі здійснюється з урахуванням рів. (2.4).

Розрахунки виконані з урахуванням рів. (4.44)-(4.61), методичних рекомендацій роботи [98] і представлені в графічному вигляді на рис. 4.44-4.46.

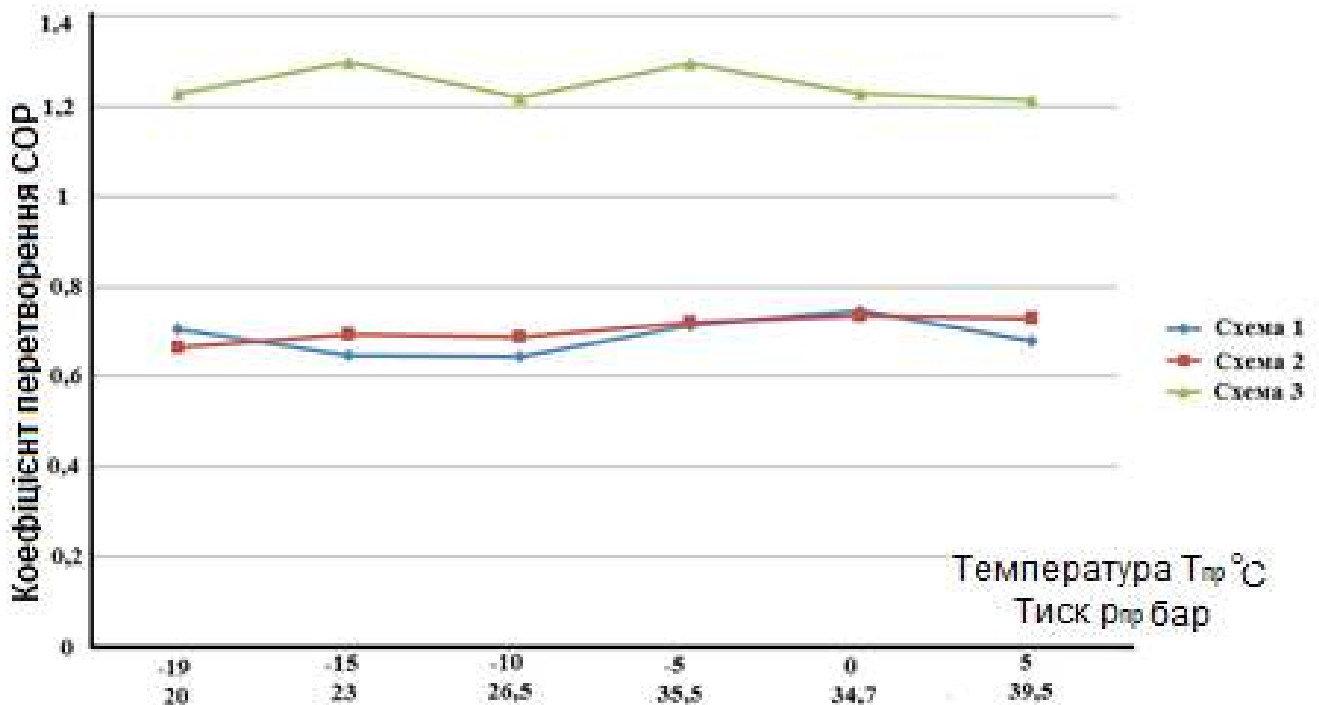


Рис. 4.44. Коефіцієнт перетворення  $COP$  зворотних циклів в залежності від проміжного тиску між ступенями.

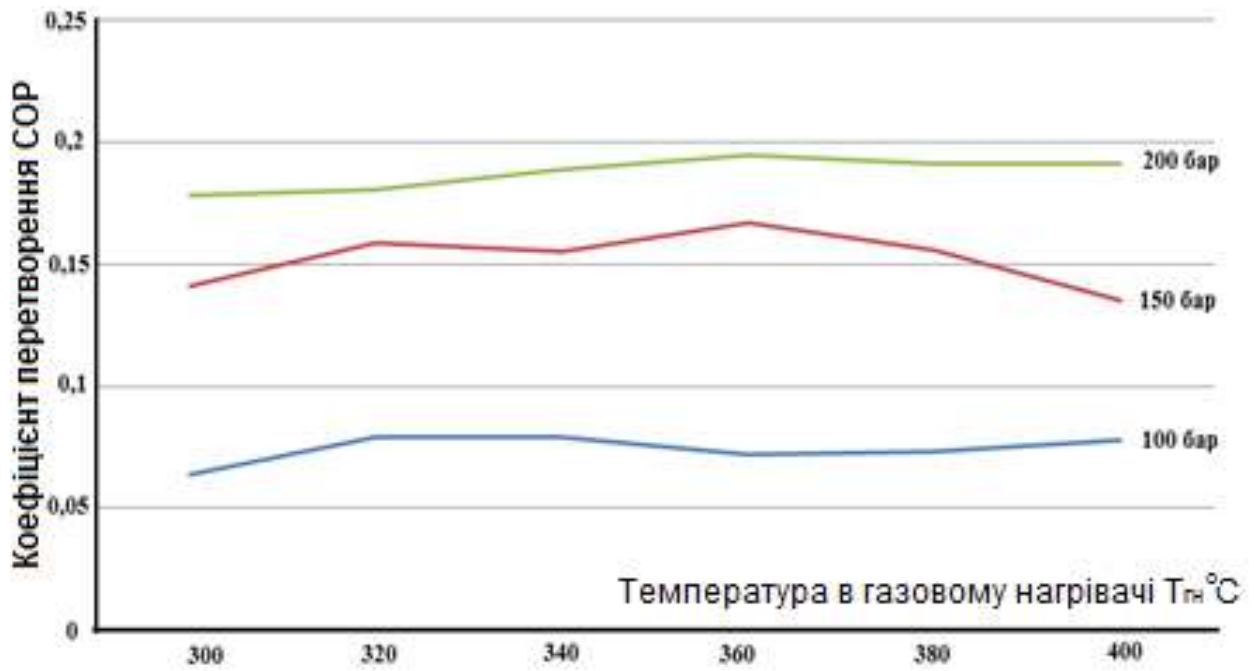


Рис. 4.45. Коефіцієнт перетворення  $COP$  машини в залежності від температури в газовому нагрівачі

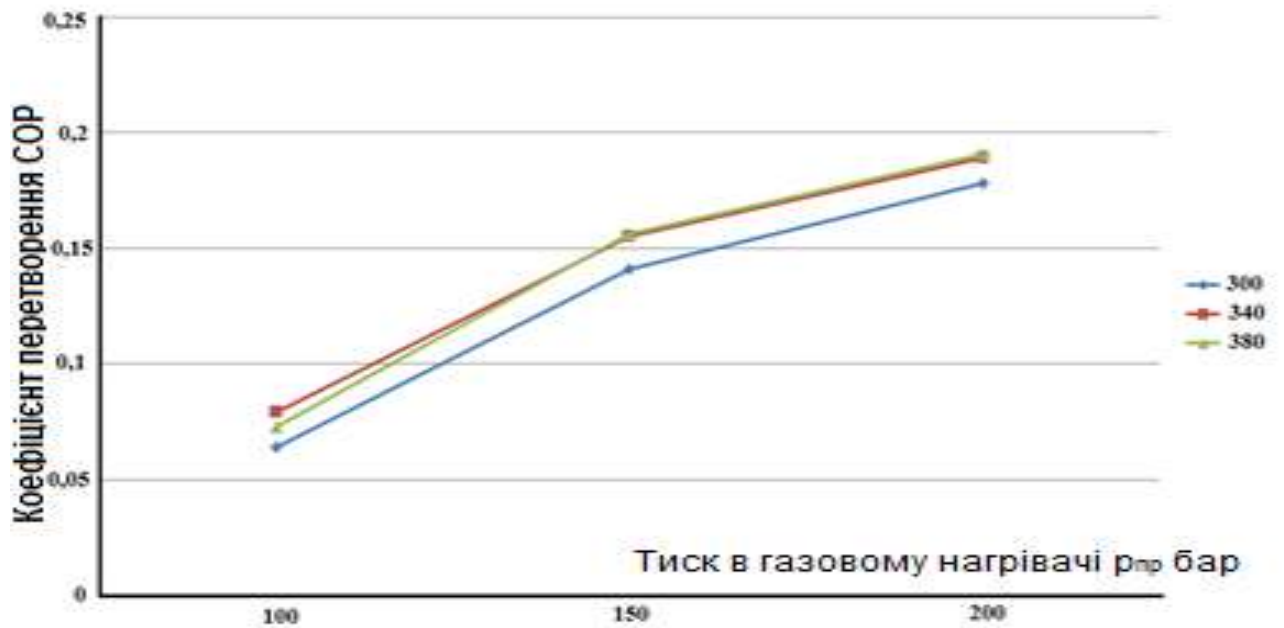


Рис. 4.46. Коефіцієнт перетворення  $COP$  машини в залежності від тиску в газовому нагрівачі

Обрані для дослідження схеми і цикли двоступеневого стиснення за результатами аналізу мають постійну величину енергетичної ефективності в

розглянутому діапазоні температур. Підвищене значення  $COP$  для циклу з віддільником рідини ВР (рис. 4.43) обумовлене збільшенням питомої холодопродуктивності. У схемах (рис. 4.42) і (рис. 4.43) з проміжним охолодженням між ступенями шляхом впорскування додаткової кількості пари, дійсна робота КВС (рів. 4.56) буде визначатися параметрами кінця стиснення. Проміжне охолодження забезпечує лише зменшення температури кінця стиснення в КВС, тобто позитивно впливає на показники експлуатаційної надійності проекрованої машини.

Коефіцієнти перетворення машини в цілому в залежності від прийнятих температур в газовому нагрівачі від 300 до 400 °С залишаються майже незмінними. Температури гріючого джерела забезпечують температурний рівень охолоджуваного об'єкта.

Коефіцієнти перетворення машини в залежності від прийнятих значень тисків в газовому нагрівачі (10...20 МПа) становлять 0,08...0,2. Подальше підвищення тиску забезпечить підвищення енергетичної ефективності машини.

Отже, енергетична ефективність тепловикористальної низькотемпературної машини в основному залежить від робочого тиску в газовому нагрівачі. Удосконалення процесів в прямому циклі машини призводить до підвищення енергетичної ефективності всієї машини.

Отримані значення коефіцієнтів перетворення є достовірними, оскільки збігаються зі значеннями  $COP$  водоаміачної абсорбційної машини, що працює в режимі низьких температур до -40°С [65].

#### **4.7. Висновки до розділу**

1. Схемно-циклове рішення з регенерацією тепла у зворотному циклі не призводить до підвищення енергетичної ефективності циклу, а лише підвищує експлуатаційну надійність компресора та забезпечує працездатність РТО<sub>3</sub>.

2. Перехресна регенерація тепла або регенерація тепла в прямому циклі призводять до підвищення енергетичної ефективності машини вдвічі.

3. Температурний рівень охолоджуваного об'єкту визначає потрібний рівень температур гріючого джерела та системи регенерації тепла в циклі машини.

4. Схемно-циклове рішення компресорної тепловикористальної холодильної машини з двоступеневим зворотним циклом може мати практичну реалізацію.

5. Низькотемпературна тепловикористальна компресорна холодильна машина з CO<sub>2</sub> на рівні розглянутих температур в охолоджуваному об'єкті (-50<sup>0</sup>C) може бути альтернативою до інших видів низькотемпературних холодильних машин.

## ВИСНОВКИ

1. Встановлено, що всі типи тепловикористальних машин з  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  та  $\text{CO}_2$  робочими речовинами можуть комплектувати системи тригенерації малої енергетики з розв'язанням завдань енергозбереження та екологічної безпеки, мають індивідуальну область застосування і не є альтернативою іншим.

2. За умови одночасних процесів перехресної регенерації тепла в прямому і зворотному циклах та регенерації тепла у зворотному циклі, спостерігається підвищення експлуатаційної надійності та максимальної енергетичної ефективності компресорної тепловикористальної холодильної машини, яка вдвічі вища за ефективність машини без регенерації.

3. Вперше запропоновано технологічну схему з високою енергетичною ефективністю ( $\eta_E = 0,42 \dots 0,65$ ) та екологічною безпекою, в якій енергетична установка та холодильна машина мають єдину робочу речовину –  $\text{CO}_2$ . У цьому випадку тепловикористальна машина самостійно виконує функції системи тригенерації.

4. Вперше розроблено схемно-циклове рішення низькотемпературної компресорної тепловикористальної холодильної машини з  $\text{CO}_2$  з двоступеневим зворотним циклом на рівні температур в охолоджуваному об'єкті  $-50^\circ\text{C}$ . Коефіцієнт перетворення машини в залежності від вихідних параметрів становить  $0,08 \dots 0,2$ . Може бути альтернативою до інших видів низькотемпературних холодильних машин, зокрема абсорбційних з  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ .

5. Дослідженням виявлено, що енергетична ефективність абсорбційно-резорбційної холодильної машини в режимах тригенерації в залежності від співвідношення вихідних параметрів становить  $0,25 \dots 0,65$ , що є класичним показником для абсорбційної техніки.

6. Дослідженням встановлено, що проста АРХМ, яка не ускладнена внутрішньою регенерацією тепла, має ексергетичний ККД на рівні 6% з перспективою зростання.

7. За вибором вихідних параметрів в компонентах АРХМ виконуються умови зовнішньої оборотності в процесах генерації та дегазації (температура робочої речовини змінюється так, як змінюється температура джерела), що підтверджується високими значеннями ексергетичного ККД генератора – 80% та дегазатора – 70%.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Амерханов Р. А. Теплотехника: Учебн. для вузов, 2-е изд., перераб. и доп. / Р. А. Амерханов, Б. Х. Драганов. – М.: 2006. – 432 с.
2. Бошнякович, Ф. Техническая термодинамика / Ф. Бошнякович. – М.: Госэнергоиздат. – 1956. – Т.2. – 372 с.
3. Галимова Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы: учеб. пособие / Л.В. Галимова. – Астрахань: АГТУ, 1997. – 226 с.
4. Петренко В.А., Воловик А.С., Ерин В.А. Области рационального применения эжекторных холодильных машин, использующих легкокипящие рабочие вещества / В.А. Петренко, А.С. Воловик, В.А. Ерин // Холодильная техника и технология. – 2005. – №1. – с. 17-30.
5. Баренбойм А. Б. Малорасходные фреоновые турбокомпрессоры / А. Б. Баренбойм. – М.: Машиностроение. – 1974. – 224 с.
6. Блиер Б.М. Теоретические основы проектирования абсорбционных термотрансформаторов / Б.М. Блиер, А.В. Вургафт. – М.: Пищ. Пром. – 1971. – 204 с.
7. Розенфельд Л.М. Анализ влияния параметров абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с помощью математического моделирования / Л.М. Розенфельд, Б.И. Псахис // Изд. СО АН СССР. Серия технических наук. – 1965. – №3. вып. 1.
8. Морозюк Т.В. Водоаміачні термотрансформатори (теорія, аналіз, синтез, оптимізація): дисс. док.тех. наук: 05.14.06 / Т.В. Морозюк. – ОНПУ, Одесса, 2001. – 382 с.
9. Berlitz T.A. Contribution to the evaluation of the economic perspective of absorption chillers / T. Berlitz et al. // International Journal Refrigeration. – 1999. – Vol. 22, No 1. – P. 67-76.
10. Menier F. Solid sorption refrigeration. Proceedings of the IIF/IIR // Symposium, Paris. – France, 1992.

11. Nikanpur D. Ab-Sorption, 96 – Towards sustainable technologies / D. Nikanpur, S. Hosante // Proceedings of the International Ab-Sorption Heat Pump Conference. – Montreal, Canada, 1996.

12. Le Goff P. A new heat transformer operating by «reverse rectification» for upgrading waste heat / P.LeGoff, J. Labidi, P Ranger // Proceedings of 4-th International Heat pump Conference. – Maastricht, The Nethernands. – 1993. – P. 187-197.

13. Минкус Б.А. Комбинированные теплоиспользующие холодильные машины: дисс. док. тех. наук: 05.14.03 / Б.А. Минкус. – ОТИХП, Одесса, 1970. – 243 с.

14. Feidt M. La fonction compression dans une pompe a chaleur a compression-absorption / M. Feidt, B.Hivet // Proceedings of International Conference of IIR/IF «Research Design and Construction of Refrigeration and Air Conditioning Equipment in Eastern European Countries». – 1996. – P. 126-136.

15. Воловик А.С. Совершенствование характеристик и показателей эжекторной холодильной машины, работающей на низкокипящих веществах: дисс. канд. тех. наук / А.С. Воловик. – Одесса, 2013.

16. Ерин В.А. Разработка холодильных систем на основе эжекторных машин с рациональным энергоиспользованием и утилизацией тепла: дисс. канд. техн. наук / В.А. Ерин. – Одесса, 2013 - 235 с.

17. Мартыновский В.С. Анализ действительных термодинамических циклов / В.С. Мартыновский. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.

18. Баренбойм А. Б. Холодильные центробежные компрессоры / А. Б. Баренбойм. – Одесса, 2004. – 208 с.

19. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты / Ф. М. Чистяков. – М.: Машиностроение, 1974. – 301 с.

20. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты, 2-е изд. / Ф. М.Чистяков. – М.: Машиностроение, 1967. – 286 с.

21. Чистяков Ф. М. Холодильный турбоагрегат с приводом от турбины, работающей на холодильном агенте / Ф. Чистяков, А. Плотников // Холодильная техника и технология. – 1952. – № 3. – С. 16–19.
22. CO<sub>2</sub> compressors – HG34 CO<sub>2</sub> [Электронный ресурс] / GEA Bock Compressors. – Available at: \www/ URL: [http://www.bock.de/media/files/pdf/produktinformationen/96177\\_hg34\\_co2t\\_gb.pdf](http://www.bock.de/media/files/pdf/produktinformationen/96177_hg34_co2t_gb.pdf)
23. Chen Y. Carbon dioxide cooling and power combined cycle for mobile applications / Y. Chen, P. Lundqvist // Paperpub. andpres. at 7 th IIR Gustav Lorentzen, Natural Working Fluids. – Trondheim, Norway, 2006. – 127 p.
24. George C. History of Refrigeration / C. George, P. E. Briley // 100 Years of Refrigeration A Supplementto ASHRAE Journal. – November, 2004. – P. 531-534.
25. Hashimoto K. Technology and market development of CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heaters (Eco Cute) in Japan / K. Hashimoto. – IEA Heat Pump Centre Newsletter, 2006. – Vol. 24. – P. 12-16.
26. Sarkar, J. Transcritical carbon dioxide based heat pumps: Process heat applications / J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ramgopal // International Refrigeration and Air Conditioning Conference. – Purdue, USA, 2004. – №R031. P.1-9.
27. Hanfei T. Thermal-economic analysis of a transcritical Rankine power cycle with reheat enhancement for a low-grade heat source / T. Hanfei // International Journal Of Energy Research. – 2013. – Vol. 37. – P. 857 - 867.
28. Kim Y.M. Transcritical or supercritical CO<sub>2</sub> cycles using both low- and high-temperature heat sources / Y.M. Kim, C.G. Kim, D. Favrat // International Journal Of Energy Research. – 2012. – Vol. 43. – P. 402-415
29. Development of a supercritical Carbon Dioxide Brayton cycle: improving pbr efficiency and testing material compatibility / T. Lillo, W. Windes, T. Totemeier et al. – Idaho National Engineering and Environmental Laboratory (INEEL), October, 2004. – № 02-190 – 28 p.
30. Sarkar J. Optimization of recompression S-CO<sub>2</sub> power cycle with reheating / J. Sarkar, S. Bhattacharyya // Energy Conversion and Management. – 2009. – Vol. 50. – P. 1939–1945.

31. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle turbines promise giant leap in thermal-to-electric conversion efficiency [Электронный ресурс] / Sandia Labs News Releases. – March 4, 2011. Available at: \www/ URL: [https://share.sandia.gov/news/resources/news\\_releases/brayton-cycle-turbines/#.U\\_upQNF\\_GIM](https://share.sandia.gov/news/resources/news_releases/brayton-cycle-turbines/#.U_upQNF_GIM)

32. Применение диоксида углерода в холодильных технологиях / Г. А. Горбенко, И. В. Чайка, П. Г. Гакал и др. // Технические газы. – 2009. – № 4. – С. 18–22.

33. Lee T. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems / T. Lee, C. Liu, T. Chen // International Journal of Refrigeration. – 2006. – № 29. – P. 1100–1108.

34. Baek J. S. Development of a piston-cylinder expansion device for the transcritical carbon dioxide cycle / J.S. Baek, E.A. Groll, P.B. Lawless // International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. – 2002. – P. 584.

35. Girotto S. Commercial refrigeration system using CO<sub>2</sub> as the refrigerant / S. Girotto, S. Minetto, P. Neksa // International Journal of Refrigeration. – 2004. – № 27(7). – P. 717–723

36. I Nyoman Suamir M.Sc. Integration of trigeneration and CO<sub>2</sub> based refrigeration systems for energy conservation: a thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy / M.Sc. I Nyoman Suamir. – Department of Mechanical Engineering School of Engineering and Design Brunel University. – September, 2012.

37. Man-Hoe K. Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems / K. Man-Hoe, J. Pettersen, C. W. Bullard. – Progress in Energy and Combustion Science. – 2004. – Vol. 30. – Issue 2. – P. 119–174.

38. Samer S. Theoretical evaluation of transcritical CO<sub>2</sub> systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions / S. Samer // International Journal of Refrigeration. – 2008. – № 31 (3). – P. 516–524.

39. Sarkar J. Review on cycle modifications of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration and heat pump systems / J. Sarkar // Journal Advanced Research Mechanical Engineering. – 2010. – № 1(1). – P. 22–29.

40. А. с. UA №72660, МПК F25B27/00. Компресорна тепловикористальна холодильна машина / Морозюк Л. И., Гайдук С. В. – Одеська державна академія холоду. – № u201201563; заявл. 13.02.2012; опубл. 27.08.2012, Бюл. №16. – 4 с.

41. Морозюк Л. И. Термодинамический анализ теплоиспользующей холодильной машины с диоксидом углерода / Л. И. Морозюк, Т. В. Морозюк, С. В. Гайдук // Восточно-Европейский журнал передовых технологий [EJET]: – 2014р. – № 2(8(68)). – С.36–44.

42. Морозюк Л. И. Теплоиспользующие холодильные машины – пути развития и совершенствования / Л.И. Морозюк // Холодильная техника и технология. –2014. – №5 (151). – с. 23-29.

43. Performance assessment of cogeneration and trigeneration systems for small scale applications / Angrisani G., Akisawa A., Marrasso E. et al. // Elsevier. – 2016.

44. Bellos E. Parametric analysis and optimization of a solar driven trigeneration system based on ORC and absorption heat pump / E. Bellos, C. Tzivanidis // International Journal of Refrigeration. – 2017. – Vol.161 – P. 493–509

45. Trigeneration systems with fuel cells / J.I. San Martín, I. Zamora, J.J. San Martín et al. // Department of Electrical Engineering – University of the Basque Country. Available at: <http://www.icrepq.com/icrepq-08/245-san-martin.pdf>

46. Medved D. Trigeneration units / D. Medved // Intensive Programme “Renewable Energy Sources”. – 2011. – P.47-50. Available at: [http://home.zcu.cz/~tesarova/IP/Proceedings/Proc\\_2011/Files/Medved.pdf](http://home.zcu.cz/~tesarova/IP/Proceedings/Proc_2011/Files/Medved.pdf)

47. Интернет-газета «Холодильщик RU». Энергосбережение. [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http://www.holodilshchik.ru/index\\_holodilshchik\\_rubric\\_Energosaving.htm](http://www.holodilshchik.ru/index_holodilshchik_rubric_Energosaving.htm)

48. Радченко Р. Н. Энергоресурсосберегающая внутрицикловая тригенерация в газотурбинных установках компрессорных станций / Р. Н. Радченко, Н. И. Радченко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 10. – С. 98-103.

49. Australia's first trigeneration precinct for [Электронный ресурс] – Available at: [http://www.originenergy.com.au/files/Origin\\_Coca\\_Cola\\_place\\_FactSheet.pdf](http://www.originenergy.com.au/files/Origin_Coca_Cola_place_FactSheet.pdf)

50. Trigeneration in the food industry / J. Bassols, B. Kuckelkorn, J. Langreck et al. // Applied Thermal Engineering. – 2002. – Vol. 22. – P. 595-602.

51. Шаргут Я. Эксергия. / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 278с

52. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Под ред. и пер. с англ. Т.В. Морозюк. – О.: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.

53. Вукалович М.П. Термодинамика / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. – М.: Машиностроение, 1972. – 672 с.

54. Bejan A. Thermal Design and Optimization / A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran. – New York: J.Wiley, 1996. – 530 p.

55. Morosuk T. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration machines / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // International Journal of Refrigeration. – 2008. – Vol. 33, Issue 6. – P. 890-907. – Режим доступа: [doi:10.1016/j.energy.2007.09.012](https://doi.org/10.1016/j.energy.2007.09.012)

56. NLP modeling for the optimization of LiBr-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration systems with exergy loss rate, heat transfer area, and cost as single objective functions/ S.F. Mussati, K.V. Gernaey, T. Morosuk et al. // International Journal of Refrigeration. – 2016. – Vol. 127, Issue 11. – P. 526-544. – Режим доступа: [doi: 10.1016/j.enconman.2016.09.021](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.021)

57. Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses / X. Yingjie, J. Ning, P. Fan et al. // International Journal of Refrigeration. – 2017. – Vol. 133, Issue 2. – P. 535-547. – Режим доступа: [doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.073](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.073)

58. Морозюк Л. І. Аналіз схемних рішень компресорної тепловикористальної холодильної машини з R744 / Л. І. Морозюк, С. В. Гайдук, Б. Г. Грудка // Восточно-Европейский журнал передових технологій [ЕЕJET]: –

2016 р. – № 1(8(79)). – С.29–39. – Режим доступа: doi: [10.15587/1729-4061.2016.59470](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59470)

59. Грудка Б.Г. Новые технические решения тригенерации в малой энергетике / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк // «Казахстан-Холод 2017»: Сб. докл. межд. науч.-техн. конф. – Алматы: АТУ, 15-16.03.2017. – С.166-174.

60. Почему газопоршневые мини-ТЭЦ, а не газотурбинные? [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.genstab.com.ua/stati/1-statya-1>.

61. Использование топливных элементов для децентрализованного энергоснабжения удаленных сельскохозяйственных объектов [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://nauchforum.ru/node/333>.

62. Топливные элементы [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http://wiki.umsicht.fraunhofer.de/cometh-ruwiki/index.php/Топливные\\_элементы](http://wiki.umsicht.fraunhofer.de/cometh-ruwiki/index.php/Топливные_элементы)

63. Гайдук С.В.: Розроблення та аналіз схемних рішень енергоперетворювальних систем, що працюють з діоксидом вуглецю: дис. канд. техн. наук / С.В. Гайдук. – Одеса, 2014. – 176 с.

64. Stirlin H. Beitrag zum theorie der absorption-kaeltemaschintn / H. Stirlin // Kaeltechnik 16. – 1964.

65. Бадылькес И. С. Абсорбционные холодильные машины / И. С. Бадылькес, Р. Л. Данилов. – М.: Пищепромиздат, 1966. – 356 с.

66. Thermax [Электронный ресурс] / – Режим доступа: <http://abxm-thermax.ru>.

67. А. с. 12614 UA, МКИ F25B29/00. Теплосилова холодильна установка / Б.А. Минкус, Т.В. Морозюк, И.Г. Чумак (UA) – №94117789; заявл. 30.11.94; опубл. 28.02.97, Бюл. №1.

68. Грудка Б.Г. Перспективы использования абсорбционно-резорбционных холодильных машин в системах тригенерации / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк // 10-а Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології» – 2015. – с. 32-33.

69. Каталог продукции: Сверхкритические компрессоры HG34 CO<sub>2</sub> [Электронный ресурс] / GEA Bock Compressors. – Режим доступа: \www/ URL: <http://www.gea.com/ru/products/hg-co2-compressors-transcritical.jsp>.

70. Study of a tri-generation system based on a supercritical CO<sub>2</sub> cycle / T. Morosuk, G. Tsatsaronis, L. Morozyuk et al. // 1st European Seminar on Supercritical CO<sub>2</sub> (sCO<sub>2</sub>) Power Systems. – Vienna, Austria, 29-30.09.2016.

71. Грудка Б.Г. Энергетическая эффективность абсорбционно-резорбционной холодильной машины в системе тригенерации малой энергетики/ Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – №4 (52). – С. 4-10.

72. Грудка Б.Г. Тригенерация – источник энергосбережения в малой энергетике для аграрного производства / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук // Холодильна техніка та технологія. – 2015. – №4(51). – С. 65-69.

73. Грудка Б.Г. Создание системы тригенерации с использованием резорбционной теплофикационной машины / Б.Г. Грудка // Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» – 2014. – с. 53-54.

74. Грудка Б.Г. Области рационального применения теплоиспользующих машин в системах тригенерации / Б.Г. Грудка // Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» – 2015. – с. 17-18.

75. СНиП 23-01-99. Строительная климатология.

76. Блоки утилизации тепла [Электронный ресурс] / <http://www.energomotors.com>

77. Методические указания по определению расходов топлива, электроэнергии и воды на выработку теплоты отопительными котельными коммунальных теплоэнергетических предприятий. Одобрено: Научно-техническим советом Центра энергоресурсосбережения Госстроя России (протокол № 5 от 12.07. 2002 г.). – Изд. 4-ое. – М.: 2002. – 89 с.

78. Грудка Б.Г. Анализ характеристик абсорбционно-резорбционной холодильной машины / Б.Г. Грудка // Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» – 2016. – с. 14-15.

79. Грудка Б.Г. Энергетическая эффективность абсорбционно-резорбционной холодильной машины в системе тригенерации малой энергетики/ Б.Г. Грудка // Міжнародна науково-технічна конференція молодих вчених, аспірантів та студентів «Стан, досягнення і перспективи холодильної техніки і технології» – 2017. – с. 24-26.

80 Грудка Б.Г. Введение в эксергетический анализ абсорбционно-резорбционной холодильной машины / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №1 (53). – С. 4-10.

81. EES (Engineering Equation Solver), Academic Commercial V7.847, #92: Educational version distributed by MsGraw-Hill, 1992-2016

82 A Technical Reference Manual for Plate Heat Exchangers in Refrigeration & Air conditioning Applications. Dr. Claes Stenhede/Alfa Laval AB. Fourth edition, June 1<sup>st</sup>, 2001.

83. Мартыненко О.Г. Справочник по теплообменникам. Том 2. / Мартыненко О.Г. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.

84. Теплообменные аппараты холодильных установок: 2-е изд., перераб. и доп. / С. Н. Богданов, О. П. Иванов, Н. М. Медникова, Э. И. Крамской, под ред. д.т.н. Даниловой Г.Н. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1986. – 303 с.

85. Кошкин Н. Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Н. Н. Кошкин, А.К. Стукаленко и др. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1976. – 464 с.

86. Кутепов А.М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А.М. Кутепов, Л.С. Стерман, Н.Г. Стюшин.– Высшая школа, 1986. – 448 с.

87 Паяные пластичнатые теплообменники [Электронный ресурс] / <http://www.alfalaval.ru/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/brazed-plate-heat-exchangers0/>.

88 Паяные теплообменники AlfaLaval [Электронный ресурс] / <http://www.teploprofi.com/payanie-teploobmenniki-alfa-laval/>

89. Brayton power cycles for electricity generation from fusion reactors / J.I. Linares, L.E. Herranz, B.Y. Moratilla et al. // Journal of Energy and Power Engineering. – 2011. – Vol. 5. – P. 590-599.

90. Наер В. А. Анализ термодинамического цикла кондиционера, работающего на CO<sub>2</sub> / В. А. Наер, А. В. Рожнецев // Вестник международной академии холода – 2002. – №2. – с. 21-25.

91. Khaliq A. Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration / A. Khaliq // International Journal of Refrigeration. – 2009. – P. 534–545.

92. Базаров И.П. Термодинамика / И. П. Базаров. – М.: 1991. – 376 с.

93. Грудка Б.Г. Аналіз характеристик прямого циклу тепловикористальної компресорної машини з R744 / Б.Г. Грудка, Л.І. Морозюк, С.В. Гайдук // Холодильна техніка та технологія. – 2016. – №2 (52). – С. 12-22.

94. Низкотемпературные теплоиспользующие компрессорные холодильные машины с R744 / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук и др. // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – №2(53). – С. 4-13.

95. Грудка Б.Г. Тригенерационные технологии производства низкотемпературного жидкого диоксида углерода, электроэнергии, тепла и холода / Б.Г. Грудка, Л.И. Морозюк, С.В. Гайдук // 7-ий Міжнародний семінар «NH<sub>3</sub> & CO<sub>2</sub>-2017» – 2017. – с. 21-23.

96. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.

97. Баренбойм А. Б. Турбомашинны для охлаждения наддувочного воздуха двигателей внутреннего сгорания / А.Б. Баренбойм. – Одесса: Студия «Негоциант», 2001 – 98 с.

98. Energy, exergy and exergoeconomic analyses of a combined supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton/absorption refrigeration cycle / Wu Chuang , Wang Shun-sen , Feng Xue-jia et al. // International Journal of Refrigeration. – 2017. – Vol. 148, Issue 9. – P. 360–377. – Режим доступа: [doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.042](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.042).