

Міністерство освіти і науки України  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"  
Інститут хімічних технологій та фармацевтики

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ  
з курсу  
**"Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів"**  
для здобувачів вищої освіти за спеціальністю  
161 – Хімічні технології та інженерія

Затверджено на засіданні кафедри ХТ  
Протокол № 1 від 04.01.2022 р.

Одеса: ОП, 2022

Конспект лекцій з курсу "Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів" для здобувачів вищої освіти за спеціальністю 161 – Хімічні технології та інженерія / Уклад.: Л.В. Іванченко, В.Я. Кожухар, Л.В. Тимошевська, національний ун-т "Одеська політехніка". – Одеса, 2022. – 92 с

Укладачі: Іванченко Л.В., к.т.н, доцент,  
Кожухар В.Я., д.т.н., професор,  
Тимошевська Л.В., к.т.н.

*Л.В. Іванченко, В.Я. Кожухар, Л.В. Тимошевська.* **Конспект лекцій з курсу "Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів"**. В конспекті лекцій наведено теоретичні основи технічної термодинаміки та теплотехніки, сучасні енерготехнологічні та технічні рішення у процесах хімічної технології, а також з перспективи розвитку технологій енергокомбінування та використання вторинних енергоресурсів. Конспект лекцій призначено для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 161 – Хімічні технології та інженерія

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	4
1 ЕНЕРГО-ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ СИСТЕМИ .....	5
1.1 Ознаки і параметри ЕХТС .....	5
1.2 Методи термодинамічного аналізу ЕХТС .....	6
Контрольні запитання .....	6
2 ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА .....	7
2.1 Основні поняття термодинаміки .....	7
2.2 Енергія. Форми обміну енергією .....	9
2.3 Перший закон термодинаміки .....	9
2.3.1 Робота розширення-стиснення в закритій системі .....	10
2.3.2 Термодинамічна схема теплового двигуна (прямий цикл) .....	11
2.3.3 Термодинамічна схема холодильної установки (зворотний цикл) .....	13
2.4 Прямий цикл Карно .....	14
2.5 Зворотний цикл Карно .....	15
2.6 Ентропія. Другий закон термодинаміки .....	16
2.7 Необоротність термодинамічних процесів .....	17
2.8 Втрата працездатності. Закон Гюї – Стодоли .....	18
Контрольні запитання .....	19
3 ВЛАСТИВОСТІ І ПРОЦЕСИ ВОДЯНОЇ ПАРИ .....	20
3.1 Фазова Р – Т діаграма і потрійна точка .....	20
3.2 Загальна характеристика процесу пароутворення .....	22
3.3 Аналіз трьох стадій одержання перегрітої пари .....	25
3.3.1 Підігрів води до температури кипіння .....	25
3.3.2 Процес пароутворення .....	25
3.3.3 Стан вологої насиченої пари .....	27
3.3.4 Процес перегріву пари .....	27
3.4 Процеси зміни стану водяної пари .....	28
3.4.1 Ізохорний процес .....	28
3.4.2 Изобарний процес .....	29
3.4.3 Изотермний процес .....	29
3.4.4 Адіабатний процес .....	30
Контрольні запитання .....	31
4 ТЕПЛОСИЛОВІ УСТАНОВКИ У ХІМІЧНІЙ ТЕХНОЛОГІЇ .....	31
4.1 Цикли парових теплосилових установок .....	31
4.1.1 Цикл Карно .....	31

4.1.2 Цикл Ренкіна.....	33
4.1.3 Цикл з проміжним перегрівом пари.....	35
4.1.4 Регенеративний цикл.....	37
4.1.5 Теплофікаційний цикл.....	38
4.2 Цикл газотурбінної установки.....	41
4.3 Парогазовий цикл.....	44
Контрольні запитання.....	45
5 ХОЛОДОГЕНЕРУЮЧІ УСТАНОВКИ У ХІМІЧНІЙ ТЕХНОЛОГІЇ.....	45
5.1 Цикл повітряної холодильної установки.....	46
5.2 Цикл парокомпресійної холодильної установки.....	47
5.3 Цикл пароежекторної холодильної установки.....	49
5.4 Цикл абсорбційної холодильної установки (АХУ).....	51
5.5 Цикл теплового насоса.....	52
5.6 Методи зрідження газів.....	54
5.6.1 Цикл Лінде.....	54
5.6.2 Цикл Клода.....	56
5.6.3 Цикл Гейландта.....	58
5.6.4 Цикл Капіці.....	59
5.6.4 Цикл Стирлінга.....	59
Контрольні запитання.....	61
6 ЕКСЕРГІЯ.....	62
6.1 Види ексергії.....	62
6.2 Ексергія речовини в замкнутому об'ємі.....	62
6.3 Ексергія потоку речовини.....	63
6.4 Нульова (хімічна) ексергія.....	63
6.5 Ексергія теплового потоку.....	65
6.6 Ексергія випромінювання.....	65
6.7 Ексергетичний баланс та ексергетичний ККД.....	65
6.8 Діаграма Грассмана – Шаргута.....	67
6.9 Ексергетичні втрати.....	69
6.9.1 Втрати ексергії в теплообмінному апараті.....	69
6.9.2 Втрати ексергії в реакторі.....	70
6.10 Ексергетичні продуктивність та потужність.....	71
6.11 Зв'язок між енергетичними та ексергетичними характеристиками термодинамічних систем.....	72
Контрольні запитання.....	73
7 ВЕР ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНЕ КОМБІНУВАННЯ.....	74
7.1 Класифікація вторинних енергоресурсів.....	74
7.2 Джерела ВЕР.....	74
7.3 Обладнання для використання теплових ВЕР.....	75
7.4 Використання низькопотенційних теплових ВЕР.....	76
7.4.1 Теплозабезпечення.....	77
7.4.2 Виробництво електроенергії з відпрацьованої пари.....	77
7.4.3 Комбіноване використання відпрацьованої пари.....	79
7.4.4 Одержання холоду.....	79
7.5 Використання теплоти виробничої води.....	80
7.5.1 Виробництво електроенергії з відпрацьованої води.....	81
7.6 Використання низькотемпературних продуктів горіння.....	81
7.7 Використання фізичної теплоти технологічних продуктів.....	82
Контрольні запитання.....	82
8 ПАЛИВО.....	83
8.1 Сучасний стан і перспективи розвитку енергетичних ресурсів України.....	83

8.2 Види та характеристика палива.....	84
8.2.1 Тверде та рідке паливо .....	85
8.2.2 Газоподібне паливо.....	86
8.2.3 Технічні характеристики палива .....	87
8.3 Розрахунки процесів горіння палива .....	88
8.3.1 Розрахунки витрат повітря на спалювання 1 кг палива.....	88
8.3.2 Склад та об'єм продуктів згоряння 1 кг палива.....	89
8.3.2 Ентальпія продуктів згоряння.....	91
Контрольні запитання.....	91
ЛІТЕРАТУРА .....	92
Основна література .....	92
Додаткова література.....	92

## ВСТУП

Метою вивчення курсу "Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів" є забезпечення розвитку загальних та спеціальних компетентностей здобувачів, розуміння теоретичних основ технічної термодинаміки та теплотехніки, опанування сучасними енерготехнологічними та технічними рішеннями у процесах хімічної технології, а також з перспективами розвитку технологій енергокомбінування та використання вторинних енергоресурсів.

Предметом курсу є енерго-хіміко-технологічні системи (ЕХТС), що включають технологічні апарати і машини, а також енергетичні апарати, машини, установки, наприклад, котли-утилізатори, теплообмінники, охолоджувачі. Кінцевою метою технологічного розроблення є створення виробництва безвідходного не тільки за матеріалами, але і за енергією.

Первинні енергоносії – це паливо, електроенергія і тепло від інших енергетичних об'єктів.

Вторинні енергоресурси (ВЕР) – це енергетичний потенціал основної продукції, побічних продуктів, відходів виробництва, сировини, проміжних потоків технологічних процесів, що виробляється на даній стадії і може бути використаний на інших стадіях виробництва або за його межами. Розрізняють ВЕР 3 видів:

- теплові ВЕР;
- ВЕР потенціалу тиску (вакуум);
- горючі ВЕР, що мають хімічний потенціал.

Хімічна промисловість, виробляючи 6 % від валового продукту, споживає 13 % первинних енергоресурсів: електроенергію, газ, мазут, вугілля, нафту, сланці, торф, водяну пару. Потенціал первинних енергоресурсів використовується не повністю, тобто в хімічному виробництві утворюється велика кількість низькопотенційних ВЕР, крім того в багатьох виробництвах виділяється теплота екзотермічних реакцій. Потенціал ВЕР використовується не більше ніж на 40%.

Слід враховувати такі аспекти: економічний (вартість енергоресурсів росте), екологічний (виділення в атмосферу шкідливих речовин в процесі спалювання палива) і надавати увагу нетрадиційним джерелам енергії.

Теоретичною основою курсу є технічна термодинаміка – наука про закономірності перетворення енергії в макроскопічних системах, що супроводжуються виділенням тепла. Методи термодинамічного аналізу ґрунтуються на першому і другому законах термодинаміки.

Перший закон термодинаміки не враховує якість видів енергії – роботи і теплоти. Вся робота зрештою перетворюється на теплоту, оскільки діють сили тертя. Але не вся теплота може бути перетворена на роботу через неминучість втрат на необоротність. Ці особливості враховує другий закон термодинаміки, згідно якому втрати мінімальні в процесах з мінімальними рушійними силами (різниця температур, тиску, концентрацій). Прагнучі зменшити втрати, ми входимо в суперечність з традиційними підходами в проведенні процесів, коли в цілях збільшення швидкості збільшують рушійну силу, що неминуче приводить до збільшення втрат на необоротність.

# 1 ЕНЕРГО-ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ СИСТЕМИ

Енерго-хіміко-технологічна система (ЕХТС) – це сукупність процесів, машин і апаратів, призначених для економічно доцільного і екологічно безпечного використання сировини, паливно-енергетичних ресурсів і тепла екзотермічних реакцій в процесі одержання готової продукції. У ЕХТС хіміко-технологічне устаткування знаходиться в прямому з'єднанні з енергетичним устаткуванням (турбокомпресори, парогенератори, котли-утилізатори, парові і газові турбіни і т.д.), складаючи єдину систему.

Елемент ЕХТС – це машина або апарат, в яких протікає який-небудь хіміко-технологічний або теплоенергетичний процес. Сукупність декількох елементів ЕХТС може розглядатися як її підсистема, що є самостійно діючою частиною системи. Наприклад, колона синтезу аміаку, конденсаторна колона, конденсатор, турбокомпресор, генератор водяної пари і сепаратор утворюють систему синтезу аміаку, що є підсистемою ЕХТС виробництва аміаку з природного газу.

## 1.1 Ознаки і параметри ЕХТС

Загалом ЕХТС характеризується такими ознаками:

1. Всі технологічні і енергетичні потоки і апарати системи об'єднані для випуску продукції і одержання енергоносіїв з мінімальними витратами паливно-енергетичних ресурсів і мінімальними відходами виробництва.

2. Велика кількість елементів системи, зв'язаних технологічними потоками і значне число параметрів, що характеризують її функціонування.

3. Складність поведінки системи, що виявляється у великому числі взаємозв'язаних між собою параметрів.

4. Застосування для управління виробництвом електронно-обчислювальної техніки.

Функціонування якої-небудь ЕХТС розглядається як послідовна зміна станів системи в певному інтервалі часу. Стан системи залежить від параметрів ЕХТС, технологічного режиму роботи елементів і від впливу на ЕХТС вхідних матеріальних і енергетичних потоків.

Параметри ЕХТС діляться на вхідні, вихідні, технологічні і конструкційні.

Вхідними параметрами ЕХТС є фізико-хімічні властивості початкових продуктів та фактори впливу на ЕХТС з боку навколишнього середовища. Вихідними параметрами є фізико-хімічні властивості кінцевих продуктів та параметри енергоносіїв на виході з ЕХТС. Вихідні параметри підрозділяються на параметри стану (тиск, температура, ентальпія, концентрація, витрата) і властивості потоків (теплоємність, в'язкість, густина).

Конструкційними параметрами є геометричні характеристики апаратів (поверхня теплообміну, об'єм реактора, діаметр, висота шару насадки або число тарілок в масообмінному апараті і т.д.).

До технологічних параметрів ЕХТС відносять коефіцієнти тепло- і масопередачі, константи швидкостей хімічних реакцій, ступінь перетворення і т.п. Параметрами технологічного режиму елементів ЕХТС є сукупність параметрів усередині елемента. Наприклад, температура, тиск, активність каталізатора, швидкість руху потоків. Головною метою в процесі розроблення ЕХТС є знаходження ефективних методів зниження витрат паливно-енергетичних ресурсів за одночасного підвищення технологічних показників.

Створення досконалої ЕХТС неможливо без її термодинамічного аналізу, що дає змогу одержати інформацію про енергетичні перетворення в системі. Такі відомості (значення коефіцієнта корисної дії (ККД) ЕХТС, її елементів, характер витрат в ЕХТС і т.п.) надалі є основою вдосконалення системи і порівняння її з іншими діючими системами даного виробництва. Крім того, термодинамічний аналіз дає змогу провести оптимізацію процесів, що відбуваються в елементах ЕХТС.

## 1.2 Методи термодинамічного аналізу ЕХТС

Найпростішим методом є енергетичний. Проте, стосовно сучасних складних хіміко-технологічних систем, в яких виробляється різна продукція і споживаються різні види енергії, енергетичний баланс не дає повної картини процесу. Це пояснюється тим, що дозволяючи оцінити потоки енергії в ЕХТС і її елементах, він не враховує якісної відмінності енергії і енергоносіїв (електроенергія, тепло хімічних продуктів, теплова енергія водяної пари і гарячої води), тобто енергетичний метод не враховує практичної цінності енергії.

Строгішими і коректнішими є методи термодинамічного аналізу ЕХТС, що враховують безповоротність процесів, які реально відбуваються. Два з них – ентропійний та ексергетичний знайшли широке застосування в практиці.

Ентропійний метод (або метод циклів), використовуючи перший і другий закони термодинаміки, дає змогу знайти зв'язок між зовнішніми енергетичними потоками і параметрами системи, а також між деякими її внутрішніми параметрами. Цей метод найбільш застосовний до замкнених систем, в яких відбуваються циклічні процеси. Ентропійним методом можна виконати аналіз теплового балансу ЕХТС, в якій перебігають термодинамічні процеси, обчислити коефіцієнти, що їх характеризують і порівняти їх з аналогічними коефіцієнтами ідеальних термодинамічних циклів. Це дає змогу визначити роботи в ЕХТС, які пов'язані з необоротністю реальних процесів. Якщо такої інформації недостатньо для аналізу ЕХТС, то метод циклів доповнюється розрахунком збільшення ентропії в окремих елементах системи.

Отже, ентропійний метод дає змогу визначити ККД оборотного (теоретичного) циклу ЕХТС, встановити фактори, від яких він залежить і що необхідно зробити для збільшення коефіцієнта корисної дії. За допомогою цього методу вдається встановити втрати від необоротності в реальному циклі ЕХТС і розділити їх за окремими елементами системи. Такий аналіз дає змогу визначити, якому фрагменту циклу необхідно надати найбільшу увагу з метою збільшення ККД системи. Аналіз починають з розгляду оборотного циклу ЕХТС, а потім розглядається реальний цикл з урахуванням основних джерел необоротності.

Ексергетичний метод є найдосконалішим і універсальним. Він дає змогу на базі єдиного показника оцінити потоки речовини і енергії кількісно і якісно.

Ексергія – це максимально можлива кількість роботи, яку вчиняє термодинамічна система за умови, що всі процеси, які протікають в ній оборотні і відбуваються до кінцевого стану, рівноважного з навколишнім середовищем.

В процесі ексергетичного аналізу ЕХТС достатньо знати три параметри навколишнього середовища: температуру ( $T_0$ ), тиск ( $P_0$ ) та хімічний склад. У разі повної рівноваги системи і навколишнього середовища ексергія рівна нулю. Такий стан системи називають нульовим. З інженерно-енергетичних позицій практичний інтерес викликають тільки ті потоки маси і енергії, які за своїми параметрами (або за одного з них) відрізняються від відповідних параметрів навколишнього середовища, тобто є робочими. Універсальність ексергетичного методу термодинамічного аналізу полягає у тому, що характер процесів, що відбуваються в системі не має принципового значення і кожен її елемент може розглядатися як самостійна термодинамічна система. Ефективність роботи елемента ЕХТС оцінюється порівнянням ексергії на вході в цей елемент з втратою ексергії в ньому унаслідок необоротності перебігу процесів. Втрати ексергії дають змогу з'ясувати причини, що знижують ефективність процесів, і тим самим одержати інформацію про можливість удосконалення ЕХТС, що і є основною метою ексергетичного аналізу систем.

### Контрольні запитання

1. Охарактеризувати ознаки ЕХТС (енерго-хіміко-технологічних систем).
2. Класифікувати параметри ЕХТС (вхідні, вихідні, технологічні та конструкційні).
3. Охарактеризувати методи аналізу ЕХТС: енергетичний, ентропійний та ексергетичний.

## 2 ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА

### 2.1 Основні поняття термодинаміки

**Термодинамічна система** – це сукупність матеріальних (робочих) тіл, що знаходяться в тепловій і механічній взаємодії один з одним і з навколишнім середовищем. Система відокремлена від навколишнього середовища контрольною поверхнею. Розрізняють термодинамічні системи таких видів:

1. Відкрита термодинамічна система, яка може обмінюватися з навколишнім середовищем як речовиною, так і енергією.
2. Закрита система може обмінюватися з навколишнім середовищем тільки енергією.
3. Ізольована термодинамічна система не може обмінюватися з навколишнім середовищем ні речовиною, ні енергією.
4. В адіабатній системі відсутній теплообмін з навколишнім середовищем. Адіабатні термодинамічні системи можуть бути як закритими, так і відкритими.

Стан системи характеризується низкою величин, які називаються **параметрами стану термодинамічної системи**. Незалежними параметрами стану є величини, що мають просту фізичну природу і допускають безпосереднє вимірювання (температура, тиск, питомий об'єм). Вони повністю визначають стан системи. Залежні від них фізичні величини називають функціями стану.

**Координати стану системи** – це фізичні величини, що змінюються за наявності обміну енергії. Розрізняють дві координати за видами енергії:

1. Механічна координата – питомий об'єм; відповідає обміну роботою.
2. Теплова координата – ентропія; відповідає обміну теплотою.

**Потенціали** – це фізичні величини, різниця яких приводить до обміну енергією між термодинамічною системою і навколишнім середовищем.

1. Механічний потенціал – абсолютний тиск;
2. Тепловий потенціал – абсолютна температура.

**Рівняння стану** зв'язують значення потенціалів і внутрішньої енергії із значеннями координат стану:

$$P = f_1(V, S); T = f_2(V, S); U = f_3(V, S). \quad (2.1)$$

Оскільки ентропія є невимірною величиною, то її замінюють в рівняннях температурою:

$$P = f_4(V, T); S = f_5(V, T); U = f_6(V, T). \quad (2.2)$$

Стан системи однозначно визначається будь-якими двома її параметрами. На діаграмах в яких-небудь двох координатах стан системи відображається точкою, процес – лінією.

На рис. 2.1 зображений приклад реального необоротного процесу, що супроводжується зростанням ентропії; точка 1 – початковий стан системи, точка 2 – кінцевий; перехід від т. 1 до т. 2 визначає процес. Якщо підводити роботу ззовні, то відбудеться стиснення системи.

**Рівноважний стан системи** – це такий стан системи, коли її термодинамічні параметри постійні в часі та однакові в усіх точках об'єму системи.

У разі нерівноважного стану системи існує нерівність параметрів за об'ємом і за часом.

Ізольована система з часом завжди приходиться в стан рівноваги і вийти з нього не може.

**Рівноважний процес** – це процес переходу термодинамічної системи з одного рівноважного стану в інший, при чому такий повільний, що всі проміжні стани можна розглядати як рівноважні.

**Релаксація** – це мимовільне повернення системи в стан рівноваги.

**Нерівноважні процеси** – це процеси, що включають нерівноважні стани. Вони здійснюються під дією значних різниць потенціалів. Нерівноважний процес не можна описати рівнянням стану системи, він не піддається графічному зображенню, оскільки робоче тіло системи, що бере участь в процесі, одночасно має декілька різних значень параметрів в різних частинах.

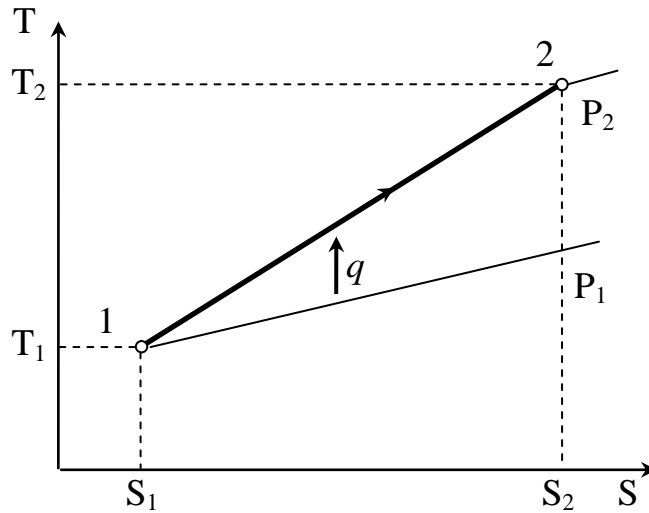


Рис. 2.1 – Термодинамічна схема реального необоротного процесу

**Оборотний** процес – це такий процес, який може відбуватися як в прямому, так і у зворотному напрямку, при чому під час повернення в первинний стан, система проходить всі рівноважні стани прямого процесу, але в зворотному порядку. Оборотно процес є рівноважним. На рис. 2.2 зображена схема оборотного процесу; лінія 1–2 – прямий процес (підведення теплоти), лінія 2–1 – зворотний процес (відведення теплоти).

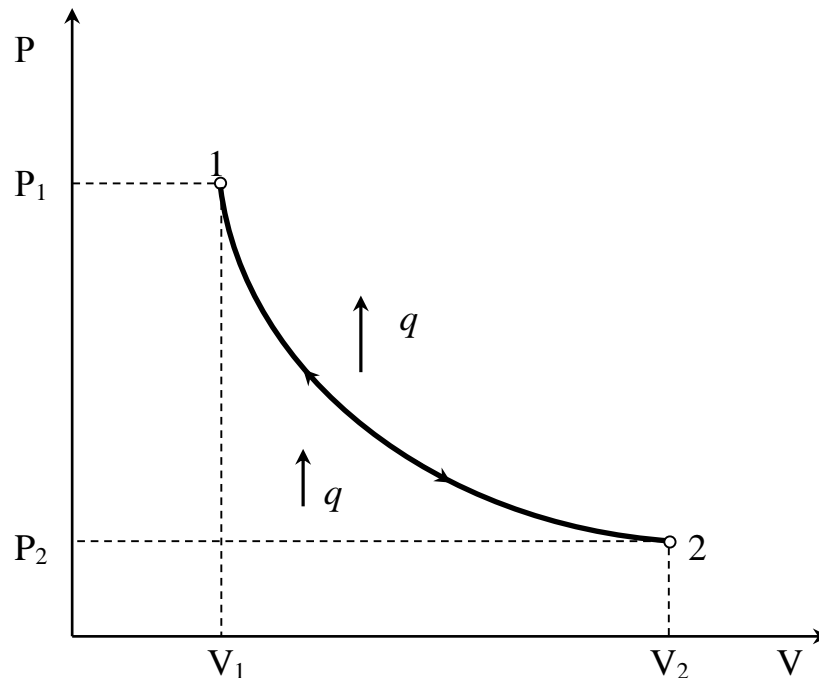


Рис. 2.2 – Термодинамічна схема оборотного процесу

**Необоротний** процес – це процес, який може мимовільно протікати тільки в одному напрямі. У разі таких процесів система не може повернутися в початковий стан без додаткової зовнішньої дії. Всякий необоротний процес є нерівноважним. Всі реальні процеси є необоротними.



## 2.2 Енергія. Форми обміну енергією

Енергія – загальна міра різних форм руху матерії. Енергія існує в різних видах: механічна, тепла, електрична тощо.

Всяка термодинамічна система володіє деяким запасом енергії. Основне термодинамічне поняття – внутрішня енергія. Вона включає такі складові:

1. Енергія поступального і обертального руху молекул, що складають тіло.
2. Енергія внутрішньомолекулярних коливань.
3. Потенційна енергія сил зчеплення між молекулами.
4. Енергія внутрішньомолекулярна (хімічна).
5. Внутріатомна енергія, енергія електронних оболонок атомів.
6. Внутріядерна енергія.

Внутрішня енергія не є функцією процесу, а є функція стану, тобто її значення визначається параметрами системи у даному стані. У технічній термодинаміці враховують зміну внутрішньої енергії. Зміна внутрішньої енергії не залежить від характеру процесу, а визначається тільки початковим і кінцевим станом системи. У ізольованій системі зміна внутрішньої енергії рівна нулю.

Внутрішня енергія є величиною адитивною, тобто вся енергія системи рівна сумі внутрішніх енергій її частин. Внутрішня енергія є величиною екстенсивною, тобто вона залежить від кількості речовини в системі. Інтенсивні величини (тиск і температура) не володіють властивостями адитивності. Початок відліку внутрішньої енергії може бути прийнятий довільно. Наприклад, для води приймається потрійна точка, в якій вода існує у рідкому, твердому і газоподібному станах. Ця точка відповідає умовам:  $t = 0,01$  °С,  $P = 610,8$  Па,  $V = 0,0010002$  м<sup>3</sup>/кг,  $h = 0,611$  Дж/кг. Внутрішня енергія ідеального газу визначається за формулою:

$$U = \frac{R}{2} \cdot i \cdot T. \quad (2.3)$$

Внутрішня енергія реальних робочих тіл (аміак, вода, фреон) є функцією основних термодинамічних параметрів системи:

$$U = f_1(P, T); U = f_2(P, V); U = f_3(V, T). \quad (2.4)$$

Розрізняють дві форми обміну енергією:

1. Механічна робота відповідає механічній формі руху матерії. Вона пов'язана з переміщенням точок прикладі сил. Робота залежить від характеру термодинамічного процесу, вона не є функцією стану.

2. Теплота – форма передачі енергії, що відповідна безладному, хаотичному, неорганізованому руху матерії.

## 2.3 Перший закон термодинаміки

Перший закон термодинаміки є окремим випадком закону збереження і перетворення енергії, стосовно якого сума всіх видів енергії ізольованої системи є величина постійна.

Перший закон термодинаміки формулюється таким чином: **теплота, що передана системі витрачається на збільшення її внутрішньої енергії і на здійснення роботи:**

$$\delta Q = dU + \delta L; \quad (2.5)$$

$$Q = \Delta U + L. \quad (2.6)$$

Величини  $\delta Q$ ,  $dU$ ,  $\delta L$  можуть бути позитивними, негативними або рівними нулю.

Якщо  $\delta Q = 0$ , то немає теплообміну з навколишнім середовищем і процес адіабатний.

Якщо  $\delta L = 0$ , то  $\Delta V = 0$ ,  $V = \text{const}$ , тобто процес ізохорний. В цьому випадку вся теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії системи.

Якщо  $dU = 0$ , то вся теплота витрачається на здійснення роботи проти зовнішніх сил опору.

Робота розширення-стиснення термодинамічної системи пов'язана із зміною її об'єму.

Розглянемо якусь термодинамічну систему з граничною поверхнею  $F$  (рис. 2.3). Передаватимемо системі кількість теплоти  $Q$ . Система замкнута, тобто обмінюється енергією з навколишнім середовищем. Взаємодія з навколишнім середовищем передбачається як у вигляді роботи (середовище діє на тіло з тиском  $P_0$ ), так і у вигляді обміну теплотою (до системи може підводитися певна кількість теплоти  $\delta Q$ ). В процесі нескінченно малого розширення газу із збільшенням температури на  $dT$  кожна точка обмежуючої площі переміститься на нескінченно малу відстань  $dx$ . При цьому зміна об'єму дорівнює:

$$dV = F \cdot dx . \quad (2.7)$$

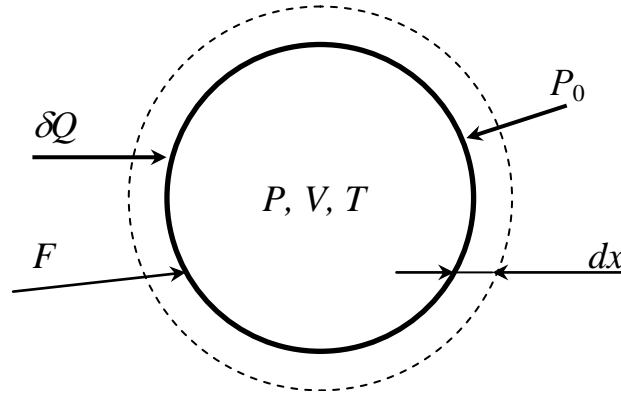


Рис. 2.3 – Схема закритої термодинамічної системи

В процесі розширення робочого тіла в закритій системі, система здійснює роботу:

$$dL = P \cdot dV = P \cdot F \cdot dx . \quad (2.8)$$

Робота може бути нульовою, позитивною і негативною. Оскільки завжди  $P > 0$ , то робота буде позитивною, якщо  $dV > 0$ , тобто коли робоче тіло розширяється. Отже, позитивна робота є роботою розширення. Якщо  $dV < 0$ , тобто робоче тіло стискається, то робота буде негативною; отже, негативна робота є роботою стиснення, що здійснена зовнішнім джерелом енергії над тілом.

### 2.3.1 Робота розширення-стиснення в закритій системі

Елементарна робота робочого тіла визначається за формулою 2.8. Коли робоче тіло змінює свій стан від значень параметрів  $P_1, T_1$  і  $V_1$  до  $P_2, T_2$  і  $V_2$ , воно здійснює роботу, яка дорівнює:

$$L^{\text{розш}} = \int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV . \quad (2.9)$$

У координатах тиск – об'єм (рис. 2.4) зобразимо рівноважний термодинамічний процес 1–2.

В процесі змінення об'єму робочого тіла на нескінченно малу величину  $dv$  можна вважати тиск постійним. Тоді площа заштрихованого елементарного майданчика буде рівною  $p dv$ , а вся площа  $a12b$  – сумі цих елементарних майданчиків, тобто пл.  $a12b = \int_{V_1}^{V_2} p dv$ . Отже, робота

розширення-стиснення чисельно рівна площі в координатах тиск – об'єм, обмеженою кривою процесу, початковою і кінцевою ординатами і віссю абсцис.

У відмінності від внутрішньої енергії робота є функцією процесу, а не стану, тобто вона залежить не тільки від параметрів стану, але і від шляху проведення процесу.

На стиснення робочого тіла повинна бути витрачена робота, щоб повернути його в початковий стан з точки 2 в точку 1. Ця робота підводиться до робочого тіла від якого-небудь зовнішнього джерела. При цьому тіло здійснює цикл, тобто круговий процес.

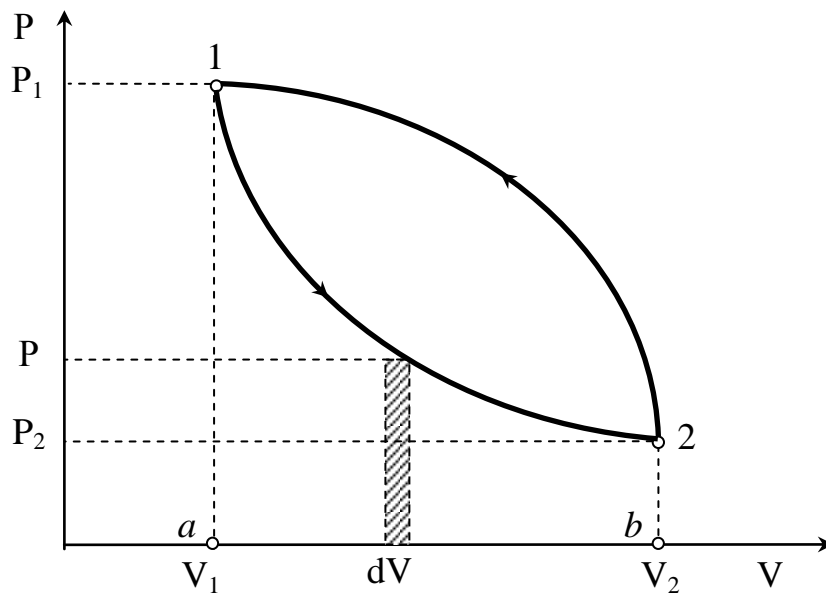


Рис. 2.4 – Схема рівноважного процесу розширення-стиснення

Робота стиснення визначається за формулою:

$$L^{\text{стисн}} = \int_{V_2}^{V_1} P \cdot dV = - \int_{V_1}^{V_2} P \cdot dV. \quad (2.10)$$

Схожість виразів для роботи розширення і стиснення уявна, оскільки робота залежить від шляху яким перебігає процес між одними і тими ж точками.

Робота, що віддається системою за один цикл (робота циклу) визначається алгебраїчною сумою робіт розширення і стиснення. Якщо робота розширення більше роботи стиснення, тобто робота циклу позитивна, то це цикл теплового двигуна або теплової машини (прямий цикл). Якщо робота розширення менш ніж робота стиснення, то це зворотний цикл (цикл холодильних установок).

Круговий процес або цикл – це послідовність процесів, що повторюються і які приводять термодинамічну систему в початковий стан.

### 2.3.2 Термодинамічна схема теплового двигуна (прямий цикл)

Тепловий двигун – це система, в якій здійснюється прямий цикл і теплота перетворюється на роботу (рис. 2.5).

У координатах тиск – об’єм (рис. 2.6) цей процес відбувається в такій послідовності.

На ділянці 1a2 робоче тіло, одержуючи внутрішню енергію у формі теплоти від гарячого джерела, здійснює роботу розширення  $l_1 = \text{пл.1a2ed}$ . Після цього унаслідок стиснення на ділянці 2b1 воно повертається в первинний стан, причому частина одержаної від гарячого джерела внутрішньої енергії воно передає холодильнику. Робота стиснення рівна  $l_2 = \text{пл.2b1de}$  і отже робота циклу:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2. \quad (2.11)$$

Згідно до першого закону термодинаміки:  $\delta q = dU + \delta l$ . Інтегруємо рівняння.

$\oint \delta q = \oint dU + \oint \delta l$ ; оскільки  $\oint \delta l = 0$ , то  $\oint \delta q = \oint \delta l$  і тоді:

$$q_{\text{ц}} = l_{\text{ц}}; q_{\text{ц}} = q_1 - q_2. \quad (2.12)$$

Отже, робота циклу рівна кількості теплоти гарячого джерела, яка перейшла в роботу.

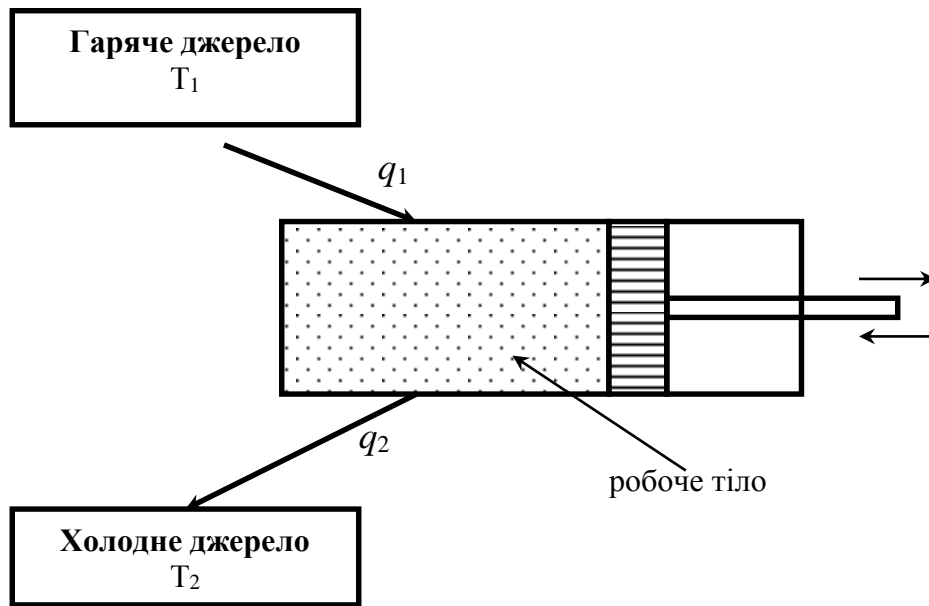


Рис. 2.5 – Схема теплового двигуна

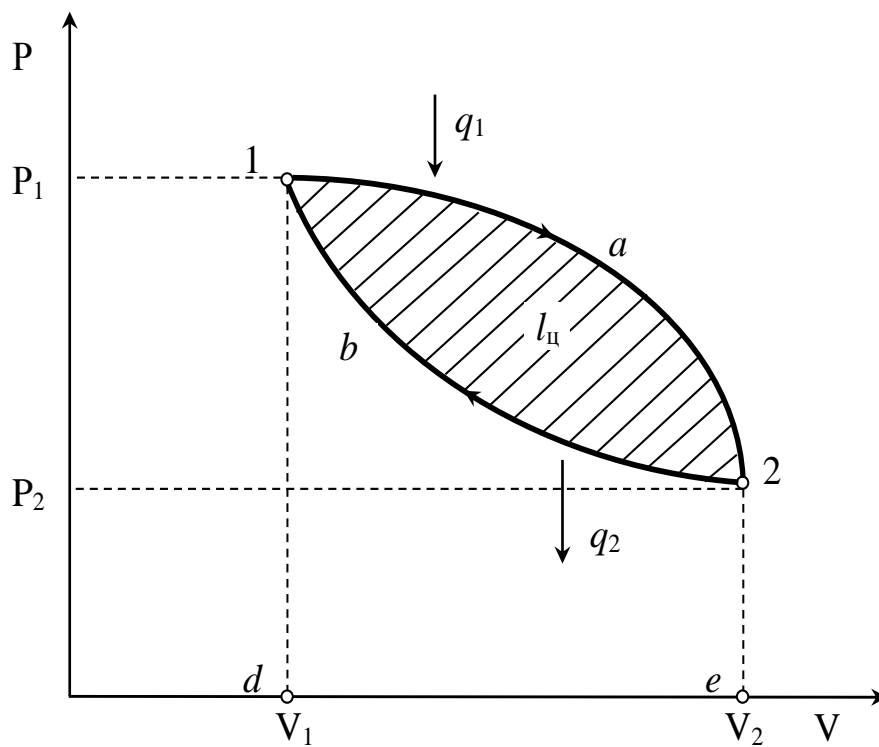


Рис. 2.6 – Термодинамічна схема теплового двигуна

Ефективність роботи теплового двигуна оцінюється відношенням роботи циклу до кількості теплоти, підведеної до робочого тіла. Це відношення називають термічним ККД:

$$\eta_t = \frac{l_{ш}}{q_1} = \frac{q_{ш}}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (2.13)$$

### 2.3.3 Термодинамічна схема холодильної установки (зворотний цикл)

Під час зворотного циклу витрачається робота ззовні для передачі тепла від холодного джерела до гарячого (рис. 2.7).

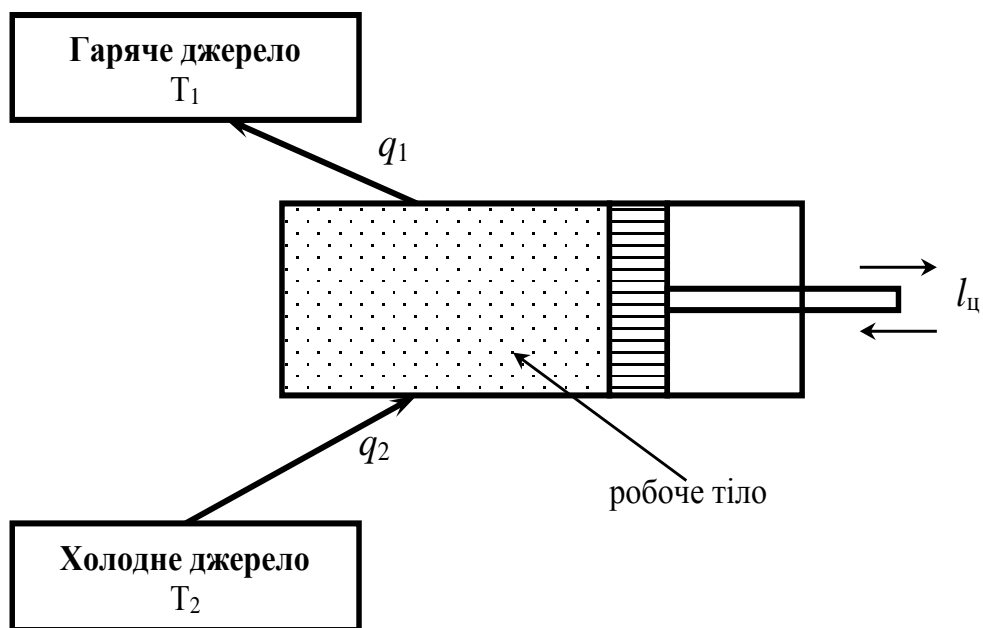


Рис. 2.7 – Схема холодильної установки

Процес здійснюється в такій послідовності (рис. 2.8.). В процесі розширення робочого тіла лінією 1a2 до нього підводиться кількість теплоти  $q_2$  від холодильника з середньою температурою  $T_2$ .

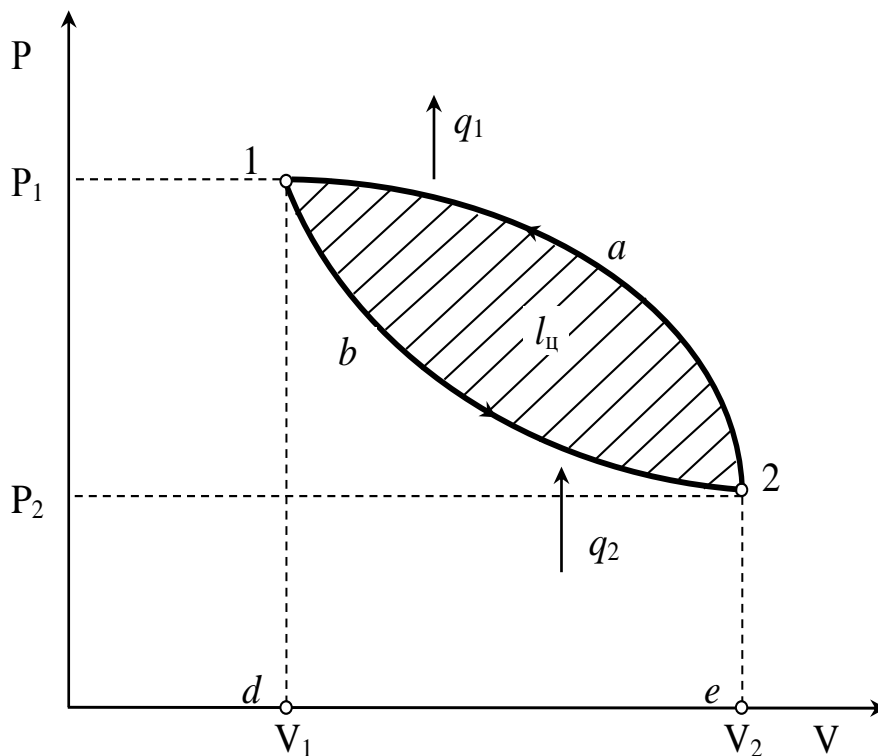


Рис. 2.8 – Термодинамічна схема холодильної установки

В процесі подальшого стиснення робочого тіла лінією 2b1 от нього відводиться до гарячого джерела з середньою температурою  $T_1 > T_2$  кількість теплоти  $q_1$ , більша ніж  $q_2$ . Отже, в зворотному циклі теплота циклу і робота циклу негативні:

$$q_{\text{ц}} = q_1 - q_2 < 0; l_{\text{ц}} = l_1 - l_2 < 0. \quad (2.14)$$

Іншими словами лінія розширення лежить нижче лінії стиснення. Також ознаками зворотного циклу є:

1. Напрямок процесів в циклі проти годинникової стрілки;
2. Алгебраїчна сума робіт і теплот циклу повинна бути менше нуля.

У зворотному циклі, так само як і в прямому змінна внутрішньої енергії рівна нулю і отже для нього перший закон термодинаміки запишеться так:

$$q_2 - q_1 = -l_{\text{ц}}. \quad (2.15)$$

Звідси витікає, що  $q_1 = q_2 + l_{\text{ц}}$ , тобто теплота, що відводиться робочим тілом, дорівнює сумі теплоти, одержаній їм з холодильника і теплоти, еквівалентній роботі, витраченій на здійснення циклу.

Ефективність зворотного циклу оцінюється холодильним коефіцієнтом:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_{\text{ц}}} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (2.16)$$

## 2.4 Прямий цикл Карно

Ідеальним циклом теплової машини є прямий оборотний цикл Карно. Процес в циклі Карно відбувається в такій послідовності (рис. 2.9, 2.10): на відрізку 1a до робочого тіла підводиться теплота  $q_1 = \text{пл. } 1aed1 = \Delta S \cdot T_1$  з гарячого джерела за постійної температури  $T_1$ , унаслідок чого газ здійснює на цьому відрізку роботу ізотермічного розширення  $l_1 = \text{пл. } 1aed1$ .

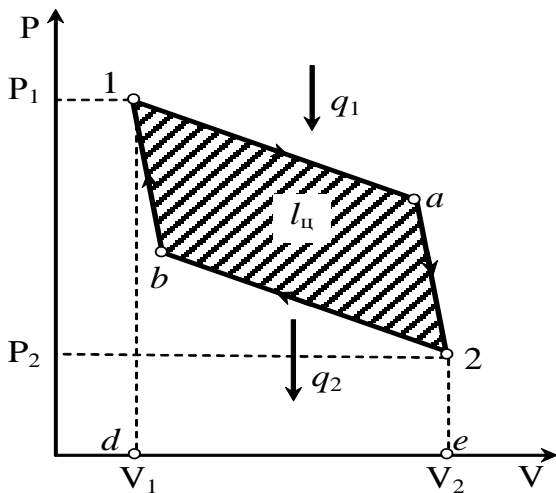


Рис. 2.9 – Схема прямого циклу Карно в координатах тиск – об'єм

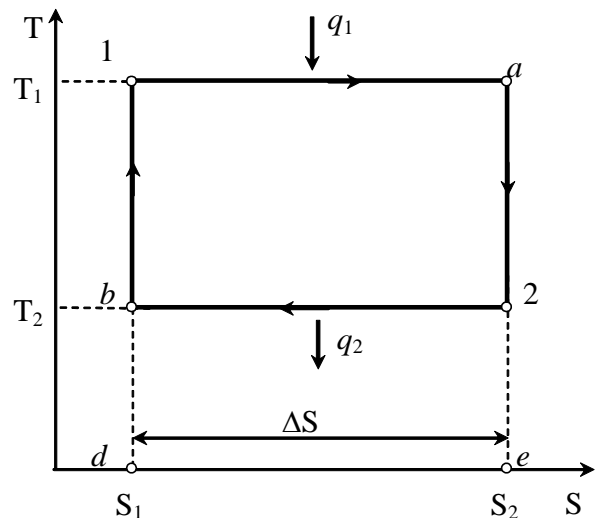


Рис. 2.10 – Схема прямого циклу Карно в координатах температура – ентропія

На ділянці a2 відбувається подальше розширення газу, але вже адіабатно, унаслідок його внутрішньої енергії. У подальшому стисненні газу на відрізку 2b робоче тіло входить в зіткнення з холодильником, куди від нього відводиться за постійної температури  $T_2$  теплота  $q_2 = \text{пл. } 2bde2 = \Delta S T_2$ . На відрізку b1 відбувається подальше адіабатне стиснення газу, внаслідок чого робоче тіло повертається в первинний стан. Відповідно до першого закону термодинаміки робота циклу Карно дорівнює:

$$l_{\text{ц}} = l_1 - l_2 = q_1 - q_2 = \text{пл. } 1a2b1 = (T_1 - T_2) \cdot \Delta S. \quad (2.17)$$

Підставляючи вираз роботи циклу і теплоти  $q_2$  у формулу термічного ККД одержимо:

$$\eta_k = \frac{l_{ц}}{q_1} = \frac{(T_1 - T_2) \cdot \Delta S}{T_1 \Delta S} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \quad (2.18)$$

Отже, термічний ККД визначається тільки температурами нагрівача і холодильника і не залежить від природи речовини.

Ознаки прямих циклів:

1. Направлення термодинамічних процесів з яких складається цикл в координатах тиск – об'єм і температура – ентропія за годинниковою стрілкою.
2. Лінія розширення в координатах тиск – об'єм і лінія процесу підведення теплоти в координатах температура – ентропія повинні бути вищими за лінією стиснення і лінією відведення теплоти у відповідних координатах.
3. Алгебраїчна сума робіт і теплот циклу більше нуля.

## 2.5 Зворотний цикл Карно

Ідеальним циклом холодильної машини і теплового насоса є зворотний оборотний цикл Карно. Робоче тіло, яке в холодильній установці називається хладагентом, від початкового стану 1 розширюється адіабатне на відрізку 1b, причому температура його падає від  $T$  до  $T_x$  (рис. 2.11, 2.12).

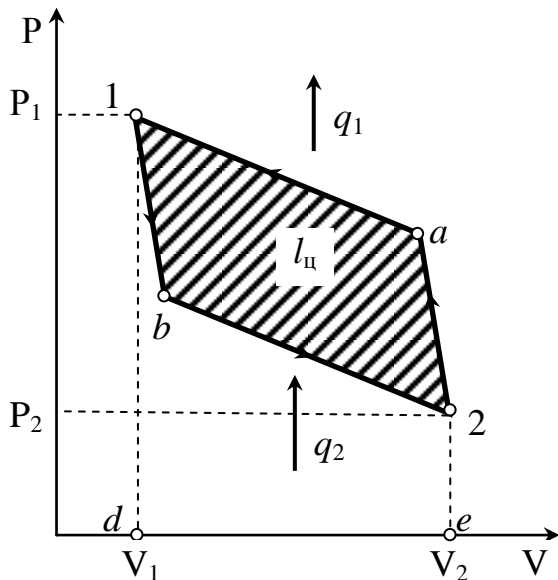


Рис. 2.11 – Схема зворотного циклу Карно в координатах тиск – об'єм

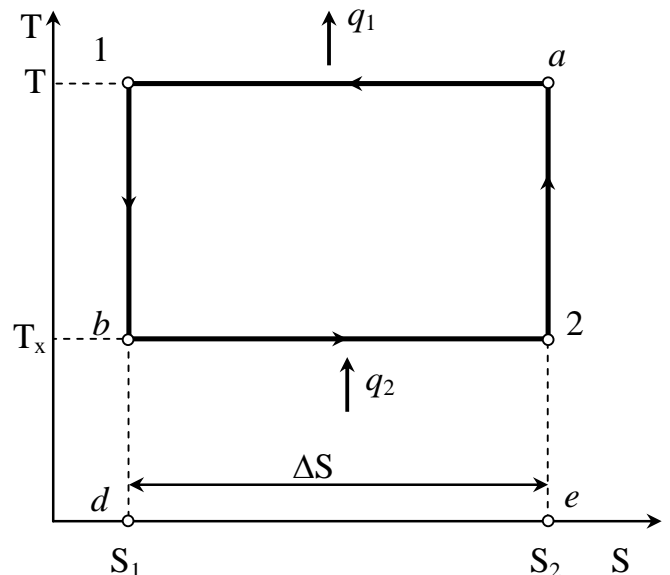


Рис. 2.12 – Схема зворотного циклу Карно в координатах температура – ентропія

Далі, ізотермою b2 робоче тіло розширюється, одержуючи із холодильника з постійною температурою  $T_x$  кількість теплоти  $q_2$ . Потім на відрізку 2a відбувається адіабатне стиснення хладагенту, за якого температура його підвищується від  $T_x$  до початкової температури  $T$ . На ділянці a1 відбувається подальше стиснення хладагенту, але вже за постійної температури  $T$ , унаслідок чого він віддає теплоприємнику з постійною температурою  $T$  кількість теплоти  $q_1$ . Внаслідок здійснення циклу на нього була витрачена робота ззовні  $l_{ц} = \text{пл.}1b2a1$ , при цьому від холодильника з температурою  $T_x$  одержана теплота  $q_2$ , а теплоприємнику з температурою  $T$  передана теплота  $q_1$ .

Для циклу Карно холодильний коефіцієнт дорівнює:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{\text{пл.}b2edb}{\text{пл.}a1dee - \text{пл.}b2edb} = \frac{\Delta S \cdot T_x}{\Delta S \cdot T - \Delta S \cdot T_x} = \frac{T_x}{T - T_x}. \quad (2.19)$$

Ідеальні цикли Карно служать в якості еталону під час оцінювання реальних циклів з погляду їх термодинамічної досконалості.

## 2.6 Ентропія. Другий закон термодинаміки

Розглянемо довільний оборотний цикл. Будь-який оборотний цикл можна представити у вигляді безлічі елементарних циклів Карно, що складаються з двох ізотерм і двох адиабат (рис. 2.13).

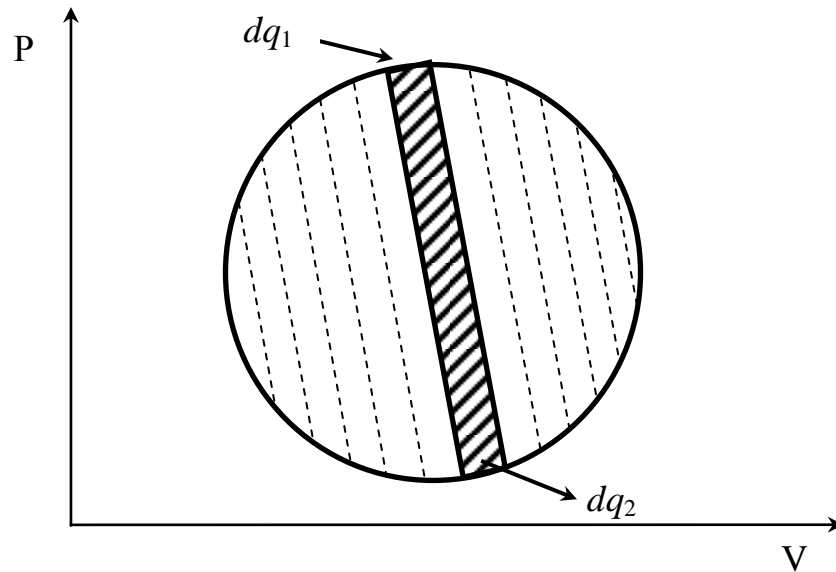


Рис. 2.13 – Термодинамічна схема довільного циклу

Неодмінною умовою здійснення оборотного циклу є нескінченно мала відмінність температури робочого тіла від температури джерела теплоти в процесі обміну теплотою. З виразу для термічного ККД циклу Карно  $\eta_1 = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$  витікає, що для оборотного циклу Карно:

$$1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \text{ або:}$$

$$\frac{q_1}{T_1} = \frac{q_2}{T_2}. \quad (2.20)$$

Оскільки  $q_2$  є кількість теплоти, що відводиться, і, отже, її алгебраїчне значення за сутністю негативне, то замість  $\frac{q_2}{T_2}$  запишемо  $(-\frac{q_2}{T_2})$ . Тоді і  $\sum \frac{q}{T} = 0$ . Оскільки для кожного елементарного

циклу Карно  $\sum \frac{\Delta q}{T} = 0$ , то для всього даного довільного циклу:

$$\lim \sum \frac{\Delta q}{T} = \oint \frac{\delta q}{T} = 0. \quad (2.21)$$

Це рівняння є математичним виразом другого закону термодинаміки для оборотних кругових процесів і носить назву інтеграла Клаузіуса. Отже, для будь-якого оборотного циклу інтеграл Клаузіуса рівний нулю. Введемо для підінтегральної функції наступне позначення:

$$\frac{\delta q}{T} = dS. \quad (2.22)$$

Тоді  $\oint \frac{\delta q}{T} = \oint dS = 0$  або:

$$\delta q = T \cdot dS. \quad (2.23)$$

Якщо криволінійний інтеграл рівний нулю, то диференціал підінтегральної функції є повний диференціал. Отже,  $dS$  є повний диференціал деякої функції  $S$ . З термодинамічної точки



зору функція  $S$ , зміна якої не залежить від процесу, а тільки від початкового і кінцевого станів, є параметр термодинамічного стану речовини, і називається ентропією.

**Другий закон термодинаміки:** існує така функція системи, яка зростає в процесах, що відбуваються мимовільно, і досягає свого максимуму під час рівновазі.

## 2.7 Необоротність термодинамічних процесів

Розглянемо термодинамічну систему, що складається з робочого тіла і навколишнього середовища. З визначення оборотного процесу виходить, що в оборотному процесі під час повернення робочого тіла в первинний стан, воно повинне проходити через ті ж проміжні термодинамічні стани, які воно проходило в прямому процесі. Якщо, наприклад, в процесі розширення газу в циліндрі від стану 1 до стану 2 він проходив проміжні термодинамічні стани 7, 8, то в процесі стиснення від стану 2 до стану 1 він повинен проходити ті ж проміжні стани, але в зворотній послідовності (рис. 2.14). Це можливо тільки якщо процеси 1–2 і 2–1 оборотні.

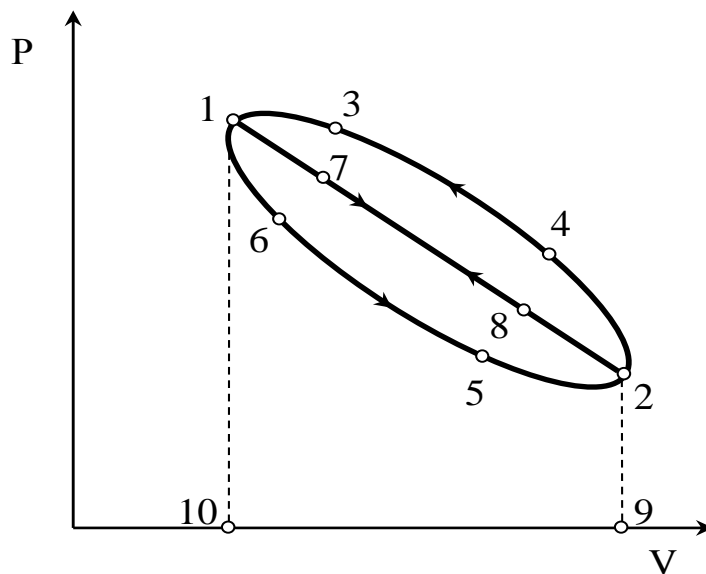


Рис. 2.14 – Графічне пояснення необоротності процесів в координатах  $P - V$

Проте в природі оборотних процесів не існує, і для того, щоб рівноважне тіло перейшло від одного рівноважного стану в інше, необхідно порушити цей стан. В цьому випадку в робочому тілі виникнуть обурення у вигляді градієнтів тиску, густини, температури, на компенсацію яких буде витрачена частина енергії.

Внаслідок здійснення такого реального процесу в прямому і зворотному напрямках робоче тіло прийде в первинний стан, але в системі відбудуться зміни: частина енергії буде безповоротно втрачена на компенсацію вказаних обурень (на компенсацію втрат на необоротність).

Дійсно, в оборотному процесі розширення газу на відрізку 1–2 робота розширення рівна роботі стиснення на відрізку 2–1, тобто:  $l_{106}^p = \text{пл.}17829101 = \text{пл.}28711092 = l_{06}^c$ , і отже в системі ніяких змін не відбулося. У необоротному процесі робота розширення на відрізку 1–2  $l_{н6}^p = \text{пл.}16529101$  менше  $l_{06}^p$  на величину  $\Delta l^p = l_{06}^p - l_{н6}^p = \text{пл.}1782561$ , яка є втратою енергії на необоротність. У подальшому процесі повернення газу в первинний стан витрачається робота стиснення  $l_{н6}^c = \text{пл.}24311092$ , яка більше  $l_{06}^c$  на величину  $\Delta l^c = l_{06}^c - l_{н6}^c = \text{пл.}2431782$ . Отже, в процесі повернення робочого тіла в первинний стан в системі відбулася зміна: у ній виявилися втрати енергії на необоротність на величину  $l_{н6} = \Delta l^p + \Delta l^c = \text{пл.}1342561$ . Інакше, в ній марно передана газу енергія  $l_{н6} = q_{н6}$ , унаслідок чого його ентропія зросла на величину  $\Delta S = \int \frac{\delta q_{н6}}{T}$ .

З цієї ж причини необоротний адіабатичний процес не може бути ізоентропійним (рис. 2.15).

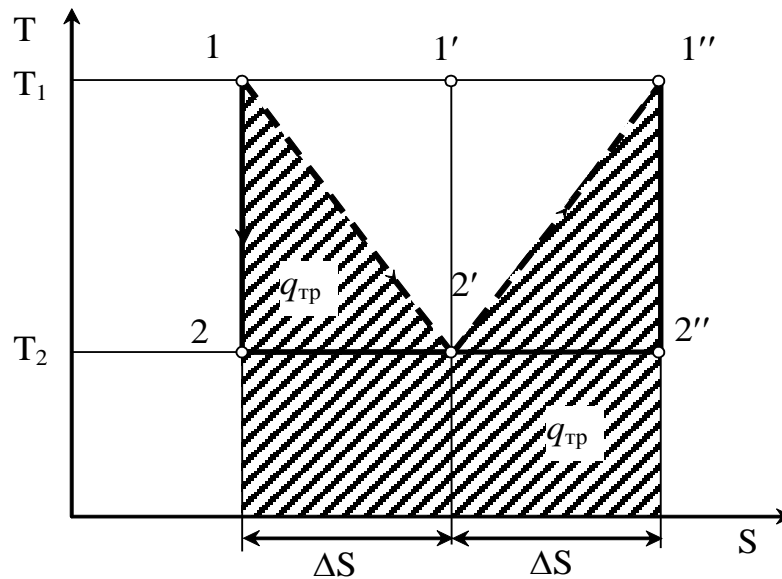


Рис. 2.15 – Графічне пояснення необоротності процесів в координатах Т – S

В кінці необоротного адіабатичного розширення від  $T_1$  до  $T_2$  робоче тіло характеризується станом  $2'$ , а не  $2$ , оскільки в результаті цього процесу, унаслідок втрат на необоротність зростає ентропія. Якщо здійснити необоротний процес адіабатичного стиснення до первинної температури, то і в цьому випадку з тієї ж причини робоче тіло характеризуватиметься не точкою  $1'$ , а точкою  $1''$ . При цьому працездатність робочого тіла зменшиться, оскільки при температурі  $T_1$  тиск вже буде  $P_{1''} < P_1$ . Отже, під час здійснення в термодинамічній системі необоротного процесу незмінно зростає ентропія і тим більшою мірою, чим більше необоротність. Отже, зміна ентропії є мірою необоротності термодинамічних процесів.

Процес теплообміну, тобто передача внутрішньої енергії у формі теплоти від тіла з температурою  $T_1$  до тіла з температурою  $T_2 < T_1$ , також є процесом необоротним і відбувається із зростанням ентропії в системі. У цьому процесі ентропія гарячого тіла зменшується на величину  $\frac{\delta q}{T_1}$ , а холодного, навпаки, збільшується на величину  $\frac{\delta q}{T_2}$  і, отже, ентропія системи:

$$dS_c = ds_1 + ds_2 = -\frac{\delta q}{T_1} + \frac{\delta q}{T_2} = \delta q \cdot \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) > 0, \quad (2.24)$$

тобто зростає.

Всі реальні процеси є необоротними і всі вони відбуваються з втратою енергії на необоротність, тобто з пониженням працездатності і зростанням ентропії системи.

## 2.8 Втрата працездатності. Закон Гюї – Стодоли

Оцінювання втрати роботи пов'язане з розгляданням балансу ентропії і здійснюється за допомогою спеціальної функції, яка є максимальною кількістю корисної роботи, яку може виробити система в процесі переходу оборотне з даного стану в кінцевий, який вважається станом рівноваги її з навколишнім середовищем. Ця спеціальна функція називається максимальною корисною роботою, працездатністю, ексергією.

Розглянемо ізольовану термодинамічну систему, що складається з джерела теплоти з температурою  $T_1$ , холодильника з температурою  $T_2 < T_1$  та робочого тіла, яке здійснює оборотний

цикл Карно між джерелом теплоти і холодильником. В цьому випадку максимальна працездатність системи дорівнює:

$$L_1 = Q_1 \cdot \eta_K = Q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right). \quad (2.25)$$

Кількість теплоти, яка буде передана в холодильник робочим тілом:

$$Q_2 = Q_1 - L_1 = Q_1 - Q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = Q_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1}\right). \quad (2.26)$$

Зміна ентропії даної системи буде рівною алгебраїчній сумі зменшення ентропії джерела теплоти  $\Delta S_1 = -\frac{Q_1}{T_1}$  і збільшення ентропії холодильника  $\Delta S_2 = \frac{Q_2}{T_2}$ , тобто:

$$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 = -\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = -\frac{Q_1}{T_1} + \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{Q_1}{T_2} = 0. \quad (2.27)$$

Тепер уявимо, що  $Q_1$  джерела теплоти передається проміжному тілу, що має температуру  $T_1' < T_1$ . Тоді ентропія джерела теплоти зменшиться на величину  $\Delta S_1 = -\frac{Q_1}{T_1}$ , а ентропія проміжного тіла збільшиться на  $\Delta S_2 = \frac{Q_1}{T_1'}$ . В цьому випадку ентропія даної системи унаслідок протікання в ній необоротного процесу теплообміну між джерелом теплоти і проміжним тілом зростає на величину:

$$\Delta S_{\text{необор}} = \Delta S_1 + \Delta S_2 = -\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_1}{T_1'} = Q_1 \cdot \left(\frac{1}{T_1'} - \frac{1}{T_1}\right). \quad (2.28)$$

Після цього теплообміну джерелом теплоти в даній системі буде проміжне тіло з температурою  $T_1'$ . Якщо тепер здійснити оборотний цикл Карно між цим тілом і холодильником, то одержимо максимальну працездатність системи:

$$L_2 = Q_1 \cdot \eta_K = Q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1'}\right). \quad (2.29)$$

Зменшення працездатності системи унаслідок перебігу в ній необоротного процесу теплообміну становить:

$$\Delta L = L_1 - L_2 = Q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) - Q_1 \cdot \left(1 - \frac{T_2}{T_1'}\right) = Q_1 \cdot \left(\frac{1}{T_1'} - \frac{1}{T_1}\right) \cdot T_2. \quad (2.30)$$

Зіставляючи між собою вирази 2.28 і 2.30, можна записати:

$$\Delta L = T_2 \cdot \Delta S_{\text{необор}}. \quad (2.31)$$

Це рівняння Гюї – Стодоли. Отже, зменшення працездатності ізольованої термодинамічної системи (унаслідок перебігу в ній необоротних процесів), тобто деградація енергії в цій системі, пропорційне збільшенню в ній ентропії. Тобто ентропія є мірою деградації енергії в ізольованих термодинамічних системах. Енергія системи, залишаючись незмінною кількісно, погіршується якісно, переходячи в теплоту низького температурного потенціалу.

В процесі аналізу хіміко-технологічних процесів у якості температури  $T_2$  беруть температуру навколишнього середовища  $T_0$  і тоді втрати ексергії становитиме:

$$\Delta E = \sum \Delta S \cdot T_0. \quad (2.32)$$

## Контрольні запитання

1. Дати характеристику термодинамічної системи, її параметрів стану, координат та рівняння стану, потенціалів.

2. Описати рівноважний стан системи, рівноважний та нерівноважний процеси; оборотний та необоротний процеси.
3. Дати визначення внутрішній енергії системи. Навести форми обміну енергією.
4. Сформулювати та математично описати перший закон термодинаміки.
5. Описати роботу розширення стиснення в закритій системі.
6. Навести термодинамічні схеми прямого та зворотного циклів.
7. Охарактеризувати прямий та зворотний цикли Карно.
8. Дати поняття ентропії. Вивести другий закон термодинаміки.
9. Показати необоротність термодинамічних процесів на прикладі розширення газу у циліндрі та адіабатичних процесів.
10. Описати втрату працездатності. Навести закон Гюї-Стодоли.

### 3 ВЛАСТИВОСТІ І ПРОЦЕСИ ВОДЯНОЇ ПАРИ

#### 3.1 Фазова P – T діаграма і потрійна точка

Криві фазових переходів можна продемонструвати в координатах температура – тиск, де показано три області однофазних станів (рис. 3.1).

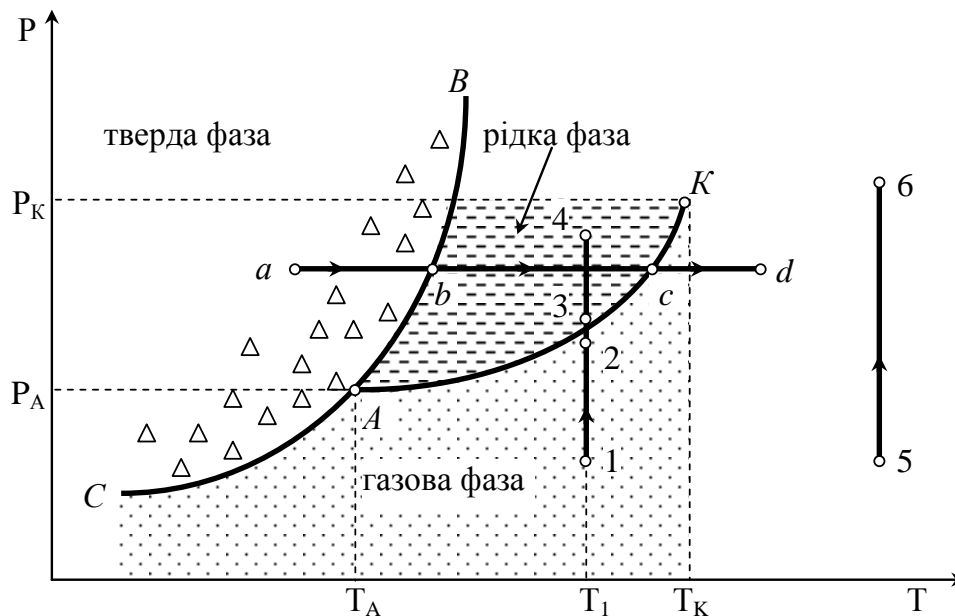


Рис. 3.1 – Фазова P – T діаграма для води

Ліворуч від кривої САВ розташована область твердого стану. Праворуч від кривої САК розташована область газоподібного стану. Між лініями АВ та АК – область рідкого стану. Якщо до твердого стану підвести тепло за сталого тиску, то процес а–b відповідатиме нагріванню твердого тіла до температури плавлення, процес b–c – нагріванню до температури кипіння та c–d – до перегрівання парової фази.

У точці b речовина знаходитиметься у двофазному стані (рідина – пара). Отже, крива АВ відповідає рівноважним станам тверде тіло – рідина, крива АК – рівноважним станам рідина – пара, крива АС – тверде тіло – газ. Інакше кажучи, АВ – крива плавлення; АК – крива кипіння; АС – крива сублімації. Ці три криві перетинаються в точці А, яка носить назву потрійної точки. У цій точці речовина одночасно знаходиться в трьох агрегатних станах. Кожній речовині в потрійній точці відповідають певні параметри. Так для води  $P_A = 0,00061$  МПа,  $V_A = 0,001$  м<sup>3</sup>/кг,  $t_A = 0,01$  °С. Характер і розміщення кривих залежать від природи речовини. Слід зазначити, що крива насичення АК у верхній частині закінчується критичною точкою К. Для інших фазових кривих таких точок не виявлено. Вище за критичну точку перехід речовини з рідкого стану в

пароподібний відбувається безпосередньо, минаючи стадію двофазного стану, і чітку межу між рідиною і паром встановити неможливо.

З діаграми видно, що за температури  $T > T_{кр}$ , ніяким ізотермічним підвищенням тиску (процес 5–6) неможливо речовину перевести з газоподібного стану в рідкий. Отже, точку на лінії насичення, в якій зникають розрізнення між рідкою і газовою фазами, називають критичною. Тиск і температура, які має речовина в критичній точці, називають критичним тиском  $P_{кр}$  і критичною температурою  $T_{кр}$ . Стан речовини за тиску  $P = P_{кр}$  і температури  $T = T_{кр}$  називають критичним станом. Критична точка є кінцевою точкою лінії фазового переходу рідина – пара, яка починається в потрійній точці. На відміну від  $P - T$  діаграми, де області двофазних станів показані лініями, в  $P - V$  і  $T - S$  діаграмах область фазової рівноваги зображена площинами. Приклад фазової  $P - V$  діаграми зображений на рис. 3.2.

На рис. 3.2 горизонтальними лініями з'єднано точки початку і кінця фазового переходу ( $V'$  і  $V''$ ). Як видно з рис. 3.2, з підвищенням температури, а також тиску довжина горизонтальної ділянки ізотерми між точками  $V'$  і  $V''$  зменшиться. Процес зменшення різниці з підвищенням температури продовжується до того часу, поки за деякої температури  $t_{кр}$  ця різниця не буде дорівнюватиме нулю. Отже, в цьому стані зникає різниця густин рідкої і газоподібної фаз, тобто з підвищенням тиску на ізотермі  $t_{кр} = \text{const}$  і на ізотермах, що відповідають більш високим температурам, питомий об'єм речовини буде монотонно зменшуватись від  $V''$  до  $V'$ , що характерно для фазового перетворення. У зв'язку з цим, вище критичної точки справедливе рівняння:

$$V'' - V' = 0; V'' = V' = V_{кр}. \quad (3.1)$$

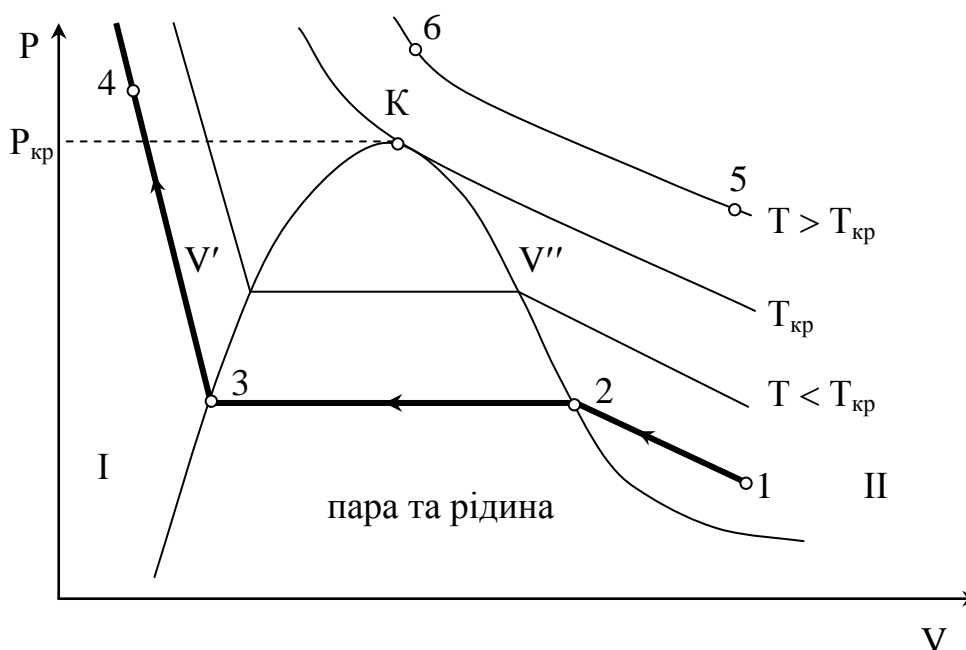


Рис. 3.2 – Фазова  $P - V$  діаграма для води

Критичні параметри для різних речовин різні; для деяких речовин значення критичних параметрів наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення критичних параметрів

Речовина	$T_{кр}, ^\circ\text{C}$	$P_{кр}, \text{МПа}$	Речовина	$T_{кр}, ^\circ\text{C}$	$P_{кр}, \text{МПа}$
Гелій	- 267,9	0,228	Аміак	123,3	11,28
Водень	- 239,9	1,29	Етанол	243,1	6,38
Азот	- 147,0	3,39	Вода	374,15	22,129
$\text{CO}_2$	31,04	7,412	Ртуть	1490	151
Кисень	- 118,4	5,07	Вуглець	6000	690

### 3.2 Загальна характеристика процесу пароутворення

Пари різних речовин широко використовуються в різних галузях техніки у вигляді робочих тіл. Максимальне застосування знайшли пари води, яка має великі переваги перед іншими робочими тілами, оскільки не надає шкідливої дії на живі організми, дешева, має добрі термодинамічні властивості тощо. З якісного боку поведінка парів різних речовин однакова. Тому всі одержані нижче закономірності для водяної пари справедливі і для пари інших речовин. Процес одержання пари з рідини може здійснюватися випаровуванням і кипінням. Випаровуванням називається пароутворення, яке відбувається тільки з вільної поверхні рідини і за будь-якої температури.

Кипінням називається процес пароутворення, який відбувається по усій масі рідини за підведення певної кількості тепла. Процес пароутворення починається у разі досягнення рідиною температури кипіння, яка називається температурою насичення і яка залишається упродовж всього процесу постійною. Температура кипіння, або температура насичення залежить від природи речовини і тиску, причому з підвищенням тиску температура насичення підвищується. Тиск, що відповідає температурі насичення називається тиском насичення.

Розглянемо процес пароутворення за сталого тиску. Для цього візьмемо 1 кг води з температурою  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , наллємо її в циліндричну судину, поставимо на поверхню води поршень, на який покладемо тягар, що обумовлює тиск  $P_1$ .

За температури  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  вода займає об'єм, що дорівнює  $0,001\text{ м}^3$ . Прийmemo, що вода абсолютно не стискається. Тому, якщо ми тепер відкладемо на осі об'ємів діаграми в масштабі об'єм, рівний  $0,001\text{ м}^3$ , то в результаті незмінності об'єму в процесі стискання залежність об'єму від тиску буде пряма  $a-a'$ , яка паралельна до осі ординат і проходить на віддалі  $0,001\text{ м}^3$  від неї (рис. 3.3).

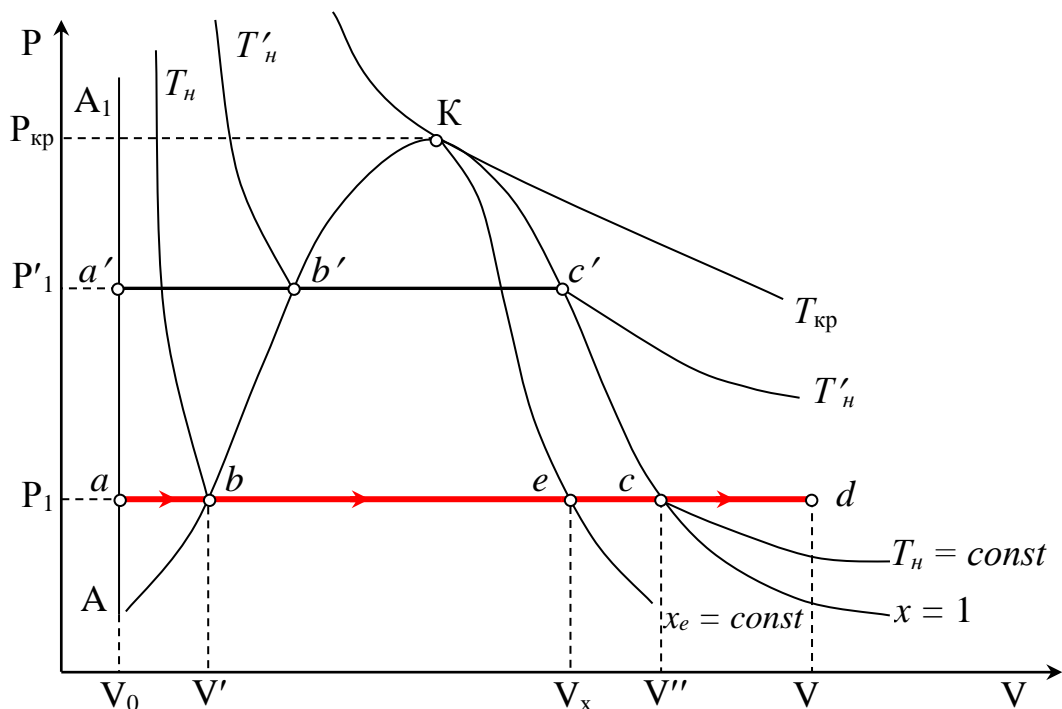


Рис. 3.3 – Процес пароутворення води на  $P - V$  діаграмі

Почнемо поступово нагрівати воду. Температура води підвищуватись, а об'єм незначно збільшуватись. За деякої температури, яку назовемо  $T_n$ , вода закипить. Позначимо об'єм води, який вона займе за цієї температури,  $V'$ . Скільки б ми не підводили тепла до води, температура її не зміниться. Температура  $T_n$  називається температурою кипіння, або насичення. Отже, цьому тиску відповідає певна температура кипіння.

Відкладемо на діаграмі  $P - V$  об'єм  $V_1'$ , який відповідає тиску  $P_1$ , за якого починається процес кипіння.

Процес нагрівання води від  $0\text{ }^\circ\text{C}$  до  $T_n$  відобразитиметься на діаграмі ізобарою  $a-b$  (рис. 3.4).

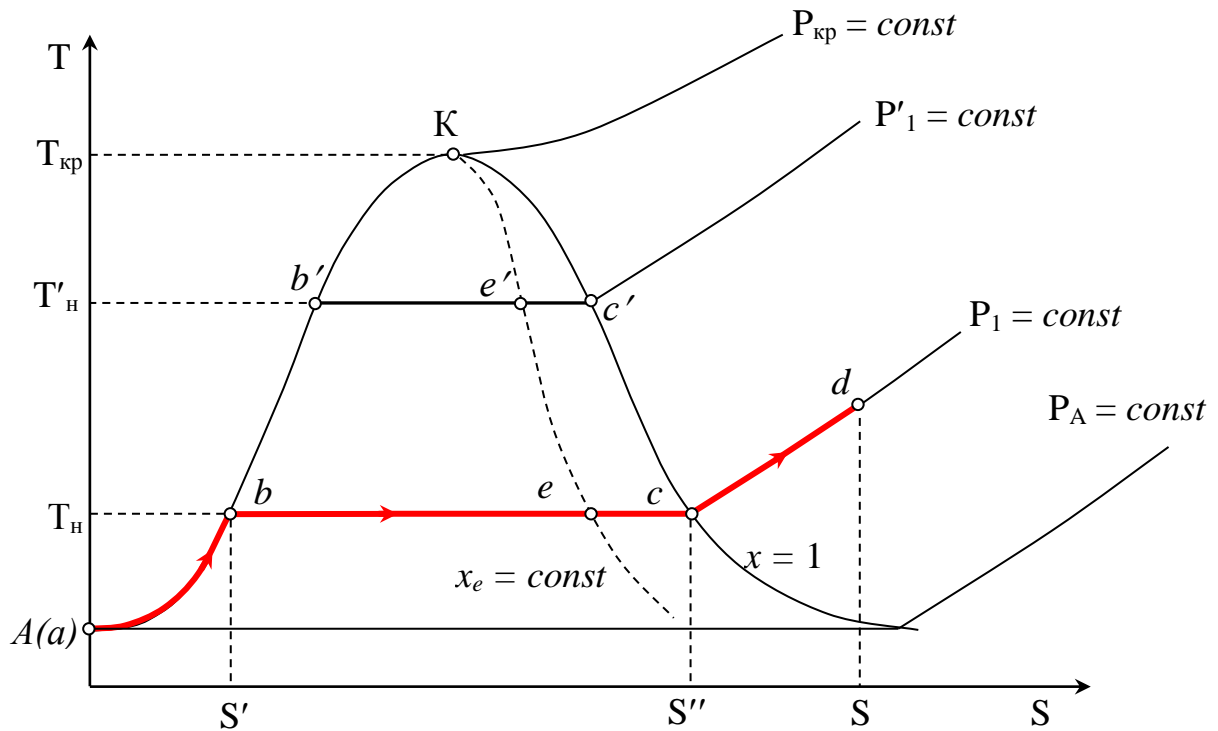


Рис. 3.4 – Процес пароутворення води на  $T - S$  діаграмі

Під час подальшого нагрівання, хоча температура залишатиметься постійною, почеться поступове перетворення води в пару. Цей процес відбуватиметься до того часу, поки вся вода не перейде в пароподібний стан. Отже, на початку процесу пароутворення є тільки рідина, в кінці – тільки пара, а упродовж процесу пароутворення робоче тіло знаходиться в двох агрегатних станах – частина його знаходиться в рідкому стані, а частина – в пароподібному. Ці дві фази знаходяться у взаємній рівновазі. Процес пароутворення супроводжується значним збільшенням об'єму і незмінними температурою і тиском. Тому цей процес одночасно ізотермний і ізобарний. Рівноважну систему, яка складається з рідкої і пароподібної фаз, називають вологою насиченою парою.

Позначимо об'єм пари, який відповідає кінцевому процесу пароутворення  $V''$ , і відкладемо його на продовженні прямої лінії  $a-b$ . Відрізок  $V''-V'$  характеризуватиме приріст об'єму пари.

Пара, яка знаходиться в стані, що відповідає закінченню процесу пароутворення, тобто питомому об'єму  $V''$ , температурі  $T_n$  і тиску  $P_1$ , називається сухою насиченою парою. В точці  $d$  вся вода википіла і перейшла в пароподібний стан. Однак в інтервалі питомих об'ємів  $V''-V'$  ( $b-c$ ) зберігається суміш води і пари, яку ми назвали вологою насиченою парою. Для того, щоб зрозуміти, як змінюються в процесі пароутворення співвідношення кількості води і пари, в термодинаміці вводять поняття сухості пари. Сухість пари – це кількість сухої пари, яка міститься в одиниці маси вологої пари (суміш рідини і сухої насиченої пари). Сухість пари позначають буквою  $x$ :

$$x = \frac{m''}{m'' + m'}. \quad (3.2)$$

де  $m''$  – маса сухої насиченої пари;  $m'$  – маса рідини.

Отже, для 1 кг води  $x$  виражає частину 1 кг сухої насиченої пари. Очевидно величина  $(1 - x)$  – кількість води в пароводяній суміші. Цю величину називають ступенем вологості. Початку кипіння води відповідатиме сухість пари, що дорівнює 0, і вологість пари, що дорівнює 1. І навпаки, завершенню процесу пароутворення відповідатиме сухість пари, що дорівнює 1, і вологість пари, що дорівнює 0. Якщо тепер до сухої насиченої пари, що займає об'єм  $V''$ , продовжувати підводити тепло, то за незмінного тиску температура і його об'єм будуть збільшуватись. Підвищення температури пари вище температури насичення називається перегрівом пари, а сама пара – перегрітою. Перегрів пари визначається різницею температур перегрітої і насиченої пари. Перегрів пари відображається відрізком  $c-d$ . Отже, процес пароутворення води в перегріту пару складається з 3 етапів:

1. Нагрівання води до температури кипіння за сталого тиску і пов'язане з підвищенням температури і незначним збільшенням об'єму (ізобарний процес).

2. Пароутворення, яке відбувається за незмінного тиску і температури і пов'язане із збільшенням об'єму і сухості пари (ізобарно-ізотермний процес).

3. Перегрів пари за незмінного тиску і пов'язане з підвищенням температури і збільшенням об'єму (ізобарний процес).

Слід зазначити, що в процесі пароутворення між температурою насичення і тиском існує однозначний зв'язок, а тому стан сухої насиченої пари визначатиметься тільки одним параметром – тиском або температурою. Стан перегрітої пари визначатиметься двома параметрами – переважно тиском і температурою. Якщо повторити процес пароутворення води в перегріту пару, змінюючи в кожному процесі тиск, то зміна стану робочого тіла відбуватиметься так само, як і в розглянутому процесі. Разом з тим існують деякі характерні особливості, які обумовлені величиною тиску.

Із збільшенням тиску підвищується температура кипіння. На рис. 3.3 температура кипіння  $T'_n$  за тиску  $P'_1$  вища за температуру  $T_n$  за тиску  $P_1$ . Кожному значенню тиску відповідає певне значення температури кипіння або пароутворення.

Із збільшенням тиску зростає питомий об'єм води, який відповідає початку кипіння, і навпаки, зменшуються відповідні об'єми сухої насиченої пари.

Якщо на діаграмі  $P - V$  нанести точки, які відповідають початку процесу кипіння води за різних тисків, і з'єднати ці точки між собою, то одержимо криву лінію  $A-K$ , яку називають нижньою пограничною кривою. Отже, нижня погранична крива характеризує геометричне місце точок, які відповідають на діаграмі  $P - V$  початку кипіння води за різних тисків. Якщо з'єднати точки, що характеризують кінець процесу пароутворення за різних тисків, одержимо криву сухої насиченої пари ( $K-B$ ), яку називають верхньою пограничною кривою. Пограничні криві зливаються в точці  $K$ , яка називається критичною.

Нижня погранична крива відділяє область води від області, де робоче тіло знаходиться у двох агрегатних станах – у вигляді рідини і пари. Між двома пограничними кривими знаходиться область, в якій робоче тіло знаходиться у двох агрегатних станах, – у вигляді рідини і пари. Верхня погранична крива відділяє область двоагрегатного стану від області перегрітої пари.

В процесі пароутворення за незмінного тиску навантажений поршень безперервно піднімається, а це означає, що робоче тіло весь час здійснює роботу проти зовнішніх сил. Тому частина підведеного до робочого тіла тепла витрачається на подолання тиску і цю частину тепла називають зовнішньою теплотою пароутворення. Вказана робота, а відповідно і затрачене на здійснення цієї роботи тепло незначні в тому випадку, коли робоче тіло знаходиться в рідкій фазі, оскільки питомий об'єм в процесі нагрівання збільшується дуже мало. Величина цієї роботи буде тим більшою, чим вищим є тиск, за якого відбувається процес (площі розташовані під відрізками  $a-b < a'-b'$ ).

Робота, яка затрачена на процес пароутворення у разі збільшення тиску зменшується (відрізки  $b'-c' < b-c$ ), і за тиску, значення якого визначається точкою  $K$  буде дорівнюватиме нулю, оскільки  $V' = V''$ . Для процесу перегріву величина роботи визначається ступенем перегріву пари; чим вищий ступінь перегріву, тим більша робота.



У міру наближення до критичного стану різниця між водою і парою зменшується. За критичного тиску різниця між рідиною і парою зникає зовсім. Питомі об'єми пари і рідини стають рівними між собою; вода і пара в цьому стані мають однакові властивості. Критичному стану відповідають такі значення параметрів водяної пари:

$$P_k = 22,129 \text{ МПа}; V_k = 0,00326 \text{ м}^3/\text{кг}; T_k = 647,3 \text{ К}.$$

Критична температура відповідає максимальній температурі рідини і насиченої пари. За більш високої температури робоче тіло може бути тільки у вигляді перегрітої пари. За критичними значеннями параметрів можна говорити про ступінь наближення реального газу до ідеального. Той чи інший газ тим більше наближається до ідеального, чим вища його температура за цього тиску і чим нижча його критична температура.

### 3.3 Аналіз трьох стадій одержання перегрітої пари

#### 3.3.1 Підігрів води до температури кипіння

За початок перегріву води приймають температуру  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Отже, лінія а–а' (рис. 3.3) відповідає стану холодної води за різних тисків, температура якої  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  (ізотерма рідини).

За початок відліку  $U$ ,  $H$ ,  $S$  для води прийнято вважати потрійну точку, тобто  $U_A = 0$ ,  $H_A = 0$ ,  $S_A = 0$ .

Кінцевий стан води в стадії підігріву (точка b на рис. 3.3) визначається досягненням температури кипіння за заданого тиску, тобто  $T_n = f(P_n)$ . Ця залежність визначається експериментально. Так, для води температури кипіння мають такі значення:

Температура $T$ , $^\circ\text{C}$	33	100	200	300
Тиск $P$ , МПа	0,005	0,1013	0,555	8,452

Кількість тепла, яку необхідно підвести до води на стадії нагрівання до температури кипіння, визначиться:

$$Q_{ab} = \int_{T_a}^{T_n} c_p dT. \quad (3.3)$$

Зміна внутрішньої енергії:

$$\Delta U_{ab} = Q_{ab} - P_n \cdot (V' - V_0). \quad (3.4)$$

Зміна ентропії в процесі нагрівання до температури кипіння:

$$S_{ab} = S' - S_0 = \int_{T_a}^{T_n} \frac{c_p}{T} dT = c_p \cdot \ln \frac{T_n}{T_a}. \quad (3.5)$$

Тобто процес ізобарного підігріву води на  $T - S$  діаграмі відповідає логарифмічному закону.

Оскільки ентропія води за  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  умовно приймається такою, що дорівнює нулю, то точка а буде розташована на осі ординат на  $273 \text{ }^\circ$  вище від абсолютного нуля. В дійсності ізобари підігріву на  $T - S$  діаграмі мають більш складний характер і будуть розташовані лівіше пограничної кривої АК. Для спрощення приймають, що вони збігаються з лівої пограничною кривою. Тому ізобара  $P_{кр}$  проходить лінією АК, а потім, після згину в точці К перейде в ізобару перегрітої пари.

#### 3.3.2 Процес пароутворення

Подальше нагрівання води в стані кипіння супроводжуватиметься інтенсивним пароутворенням всередині рідини і переходом частини води в пароподібний стан. Таким чином, на ділянці b–c існуватиме рівноважний стан суміші води і пари (волога насичена пара), яка характеризується певним вмістом сухої насиченої пари –  $x$ .

Кінцевий стан на цій стадії характеризується повним перетворенням рідини в пару, температура якої дорівнюватиме температурі насичення ( $T_c = T_n$ ) за цього тиску. Така пара називається сухою насиченою парою. Оскільки процес пароутворення відбувається за сталого тиску ( $P_n = \text{const}$ ) і постійної температури ( $T_n = \text{const}$ ), то він є одночасно ізобарно-ізотермним. У цьому процесі теплота витрачається не на підвищення температури, а лише на подолання сил притягання молекул і на роботу розширення пари. Стан сухої насиченої пари визначається тільки одним параметром – температурою або тиском.

Стану сухої насиченої пари за різних тисків відповідатиме лінія ВК, яка називається верхньою пограничною кривою. Кожній точці на цій лінії відповідатиме ступінь сухості  $x = 1$ .

Кількість теплоти, яка витрачається на процес пароутворення  $b-c$ , називається теплотою пароутворення або фазового перетворення:

$$r = \text{пл.}bcS''S' = T_n \cdot (S'' - S') \quad (3.6)$$

Згідно з першим законом термодинаміки:

$$Q_{bc} = r = U'' - U' + P \cdot (V'' - V') \quad (3.7)$$

Тобто теплота пароутворення витрачається на зміну внутрішньої енергії за постійної температури  $\rho = U'' - U'$  і на роботу розширення  $\psi = P \cdot (V'' - V')$ :

$$r = \rho + \psi \quad (3.8)$$

Величину  $\rho$  називають внутрішньою теплотою пароутворення (вона становить більш як 80 % теплоти  $r$ ), а величину  $\psi$  – зовнішньою теплотою пароутворення.

Розглянемо процеси переходу речовини з рідкого в пароподібний стан (процеси 1–2 і 3–4, рис. 3.5), які відбуваються за безмежно малих перепадів тисків і температури.

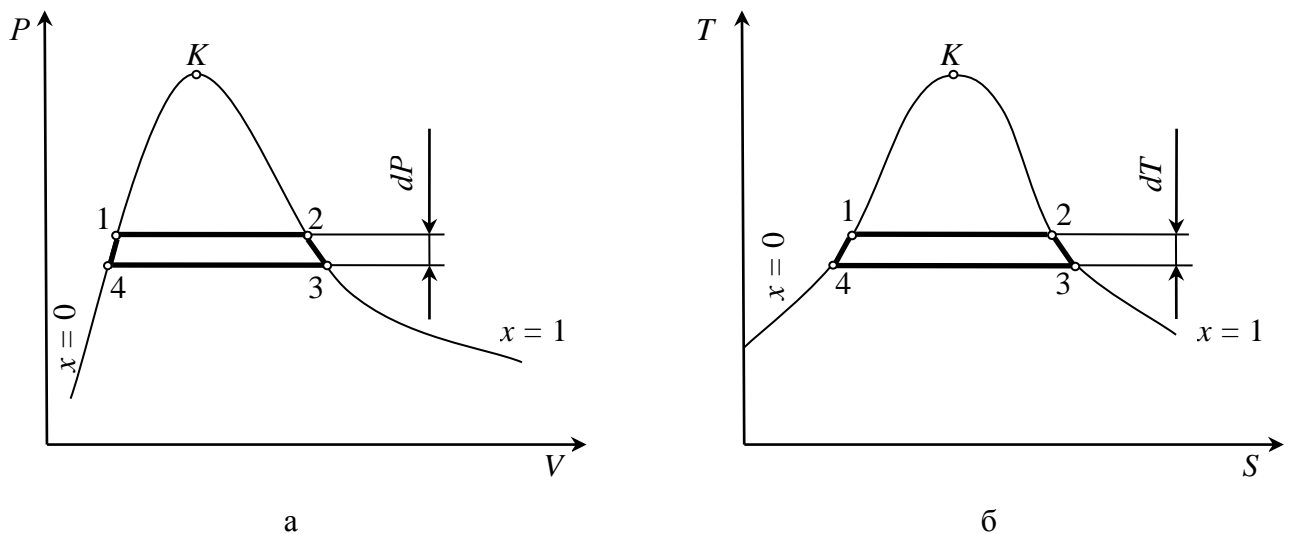


Рис. 3.5 – Процес переходу речовини з рідкого в пароподібний стан на діаграмах  $P - V$  (а) та  $T - S$  (б)

Для елементарного кругового процесу 1–2–3–4–1, утвореного з двох ізобарно-ізотермічних процесів 1–2 і 3–4 – пароутворення і конденсації і двох елементарних пограничних кривих, робота циклу на діаграмі тиск – об'єм відповідатиме площі 1–2–3–4–1, яку можна вважати прямокутником:

$$dL = dP \cdot (V'' - V') \quad (3.9)$$

Кількість теплоти на діаграмі  $T - S$  відповідатиме площі 1–2–3–4–1:

$$dQ = dT \cdot (S'' - S') \quad (3.10)$$

Оскільки для колового процесу ( $dU = 0$ ), то в згідно з першим законом термодинаміки:

$$\oint dL = \oint dQ; \quad (3.11)$$

$$dP \cdot (V'' - V') = dT \cdot (S'' - S'); \quad (3.12)$$

$$\frac{dP}{dT} = \frac{S'' - S'}{V'' - V'} = \frac{r}{T \cdot (V'' - V')} \quad (3.13)$$

Це рівняння називають рівнянням Клайперона – Клаузіуса. За допомогою цього рівняння можна визначити теплоту пароутворення.

З діаграми  $T - S$  видно, що з підвищенням температури або тиску теплота пароутворення зменшиться і в критичній точці вона дорівнюватиме нулю, тобто за цих умов процес пароутворення не відбувається.

### 3.3.3 Стан вологої насиченої пари

Стан вологої насиченої пари може бути визначений, якщо крім тиску і температури буде відомий склад суміші води і сухої насиченої пари (волога пара), який характеризується ступенем сухості  $x$ . Якщо врахувати, що 1 кг вологої насиченої пари містить  $x$  кг сухої насиченої пари об'ємом  $V''$  і  $(1 - x)$  кг води, питомий об'єм якої  $V'$ , то об'єм вологої насиченої пари дорівнюватиме:

$$V_x = V_x = x \cdot V'' + (1 - x) \cdot V' \quad (3.14)$$

Оскільки об'єм води значно менше об'єму пари, то другим членом рівняння (3.14) можна знехтувати:

$$V_x = x \cdot V'' \quad (3.15)$$

З цього рівняння можна визначити ступінь сухості:

$$x = \frac{V_x}{V''} \quad (3.16)$$

Як бачимо з рис. 3.4, будь-яка точка ділить відрізок  $b-c$  на частини, пропорційні до ступеня сухості (відрізок  $b-e$ ) і ступеня вологості (відрізок  $e-c$ ). Ці властивості використовують для побудови лінії сталого ступеня сухості.

Очевидно, що ентальпія і ентропія вологої пари можуть бути підраховані аналогічно:

$$H_x = H' + x \cdot r \quad (3.17)$$

$$S_x = S' + \frac{x \cdot r}{T_H} \quad (3.18)$$

### 3.3.4 Процес перегріву пари

Цей процес характеризується підвищенням температури пари під час подальшого підведення до сухої насиченої пари теплоти за сталого тиску (процес  $c-d$ ). При цьому питомий об'єм пари збільшиться ( $V > V''$ ). Тому пара, яка за цього тиску має температуру і об'єм більші за відповідні параметри сухої насиченої пари, стане перегрітою. Різниця між температурою перегрітої пари ( $T$ ) і температурою насичення ( $T_H$ ) називається ступенем перегріву.

Стан перегрітої пари визначається двома незалежними параметрами – переважно тиском і температурою, тобто  $V = f(P, T)$ .

Кількість теплоти, яка необхідна для нагрівання 1 кг сухої насиченої пари до необхідної температури за сталого тиску, називається теплотою перегріву:

$$Q_{\text{пер}} = Q_{cd} = \int_{T_H}^T c_p dT \quad (3.19)$$

Згідно з першим законом термодинаміки:

$$Q_{\text{пер}} = U - U'' + P \cdot (V - V'') \quad (3.20)$$

Тобто теплота перегріву витрачається на підвищення внутрішньої енергії пари і здійснення зовнішньої роботи, яка визначається площею під процесом  $c-d$  в  $P - V$  координатах (рис. 3.3).

Зміна внутрішньої енергії перегрітої пари дорівнюватиме:

$$\Delta U_{cd} = \Delta U_{\text{пер}} = Q_{\text{пер}} - P \cdot (V - V''). \quad (3.21)$$

Зміна ентропії перегрітої пари дорівнюватиме:

$$\Delta S_{\text{пер}} = \Delta S_{cd} = S - S'' = \int_{T_H}^T \frac{c_p}{T} dT = c_p \ln \frac{T}{T_H}. \quad (3.22)$$

На діаграмі температура – ентропія процес перегріву характеризується логарифмічною кривою (рис. 3.4), а теплота перегріву визначатиметься площею під кривою с–d.

### 3.4 Процеси зміни стану водяної пари

На практиці можуть відбуватися парові процеси, які протікають повністю в області або вологої пари, або перегрітої, або тоді, коли одна частина процесу відбувається в області вологої, а друга – в області перегрітої пари. Останній випадок є найхарактернішим. Дослідження процесу зводиться до того, щоб визначити початкові і кінцеві параметри, зміну внутрішньої енергії і підведеного (відведеного) тепла.

Водяна пара як реальний газ не підпорядковується законам ідеальних газів, а тому розрахунки процесів з водяною парою проводяться за допомогою таблиць або графічним методом за допомогою діаграм.

#### 3.4.1 Ізохорний процес

Цей процес відбувається в замкнутому об'ємі за рахунок підведення або відведення тепла від робочого тіла. (рис. 3.6).

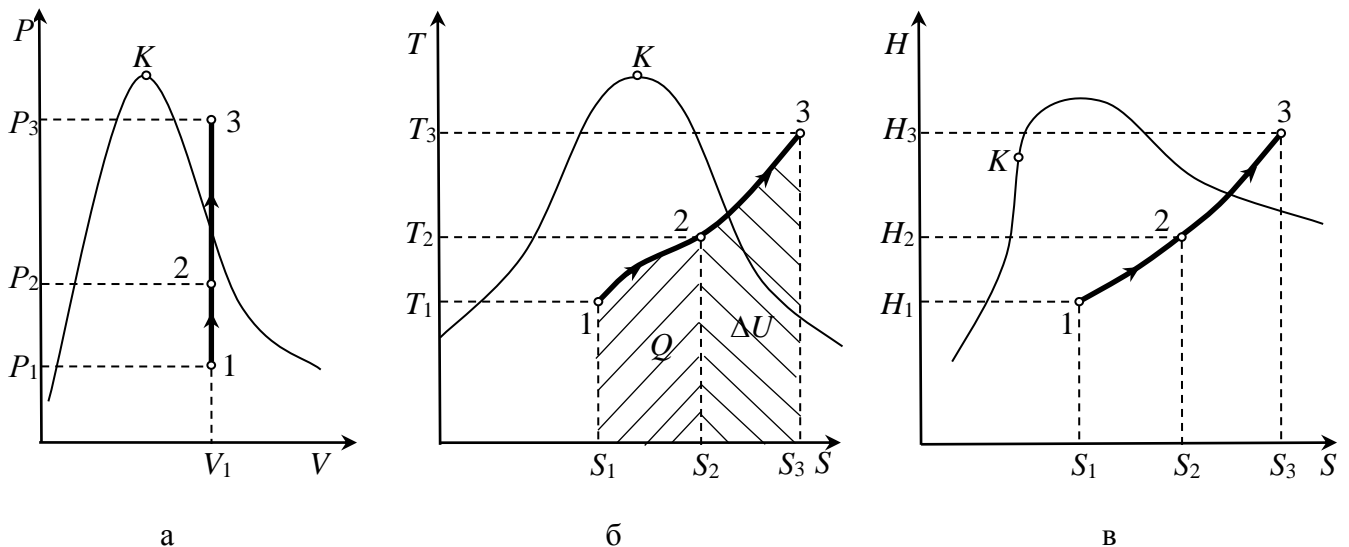


Рис. 3.6 – Діаграми ізохорного процесу зміни стану пари в  $P - V$  (а),  $T - S$  (б) та  $H - S$  (в) координатах

В процесі підведення тепла (процес 1–2) ентропія, тиск і ступінь сухості вологої насиченої пари збільшуються. В процесі 2–3 пара стає сухою, насиченою, а після перетину кривої  $x = 1$  – перегрітою.

Згідно з першим законом термодинаміки усе підведене до робочого тіла тепло витрачається на зміну внутрішньої енергії ( $Q = U_2 - U_1$ ), оскільки за сталого об'єму робота дорівнює нулю. Так як ентальпію визначають сумою внутрішньої енергії і добутку тиску на об'єм, то

$$Q_{1-2} = H_2 - H_1 - V \cdot (P_2 - P_1). \quad (3.23)$$

Ентальпії  $H_1$  і  $H_2$  визначаються за діаграмою або за термодинамічними таблицями.

Кількість теплоти, підведеної в процесі 1–3, визначається відповідно:

$$Q_{1-3} = H_3 - H_2 - V \cdot (P_3 - P_2). \quad (3.24)$$

### 3.4.2 Ізобарний процес

Ізобарний процес (рис. 3.7) в області вологій насиченої пари збігається з ізотермним процесом (1–2). В ізобарному процесі, який здійснюється з підведенням тепла, ентропія збільшується, спочатку відбувається поступове підсушування вологій пари, а відтак після перетину верхньої пограничної кривої ( $x = 1$ ) пара перегрівается (точка 3).

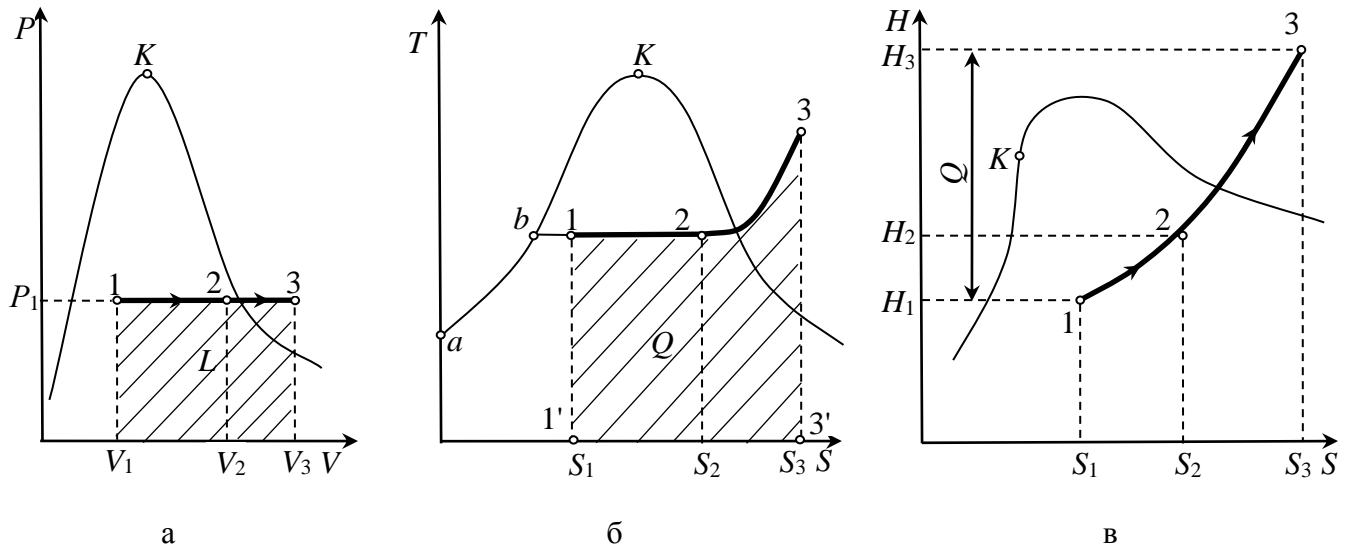


Рис. 3.7 – Діаграми ізобарного процесу зміни стану пари в  $P - V$  (а),  $T - S$  (б) та  $H - S$  (в) координатах

Згідно з першим законом термодинаміки підведена теплота ( $Q_p = \Delta U + L$ ) витрачається на зміну внутрішньої енергії і на здійснення зовнішньої роботи ( $L = P \cdot (V_3 - V_1)$ ). Робота дорівнює площі під кривою процесу 1–3 на діаграмі в координатах тиск – об'єм. У координатах  $T - S$  підведена теплота визначається площею 1–2–3–3'–1'–1, яку можна визначити як різницю площі 0–a–b–2–3–3'–0 (повна теплота перегрітої пари  $Q_{\text{пер}}$ ) і 0–a–b–1–1'–0 (повна теплота вологій насиченої пари  $Q_b$ ), тобто:

$$Q = Q_{\text{пер}} - Q_b. \quad (3.25)$$

Зміна внутрішньої енергії в ізобарному процесі визначається за формулою:

$$\Delta U_{1-3} = U_3 - U_1 = (H_3 - P \cdot V_3) - (H_1 - P \cdot V_1). \quad (3.26)$$

### 3.4.3 Ізотермний процес

На діаграмі в координатах  $P - V$  (рис. 3.8) процес в області вологій насиченої пари характеризується прямою лінією, яка збігається з відповідною ізобарою. Тому на ділянці 1–2 підведення теплоти ентропія збільшується, тиск залишається сталим, а пара підсушується ( $x$  збільшується).

В області перегрітої пари процес характеризується гіперболічною кривою. У координатах  $T - S$  ізотермний процес характеризується горизонтальною прямою 1–3, незалежного від того, в якій області він відбувається.

Кількість перегрітої теплоти:

$$Q = T \cdot (S_3 - S_1). \quad (3.27)$$

Зміну внутрішньої енергії знаходять за  $H - S$  діаграмою:

$$\Delta U = (H - P \cdot V)_3 - (H - P \cdot V)_1. \quad (3.28)$$

Тоді, згідно з (3.26) і (3.27) зовнішня робота дорівнює площі під кривою 1–2–3 процесу в  $P - V$  координатах:

$$L = Q - \Delta U. \quad (3.29)$$

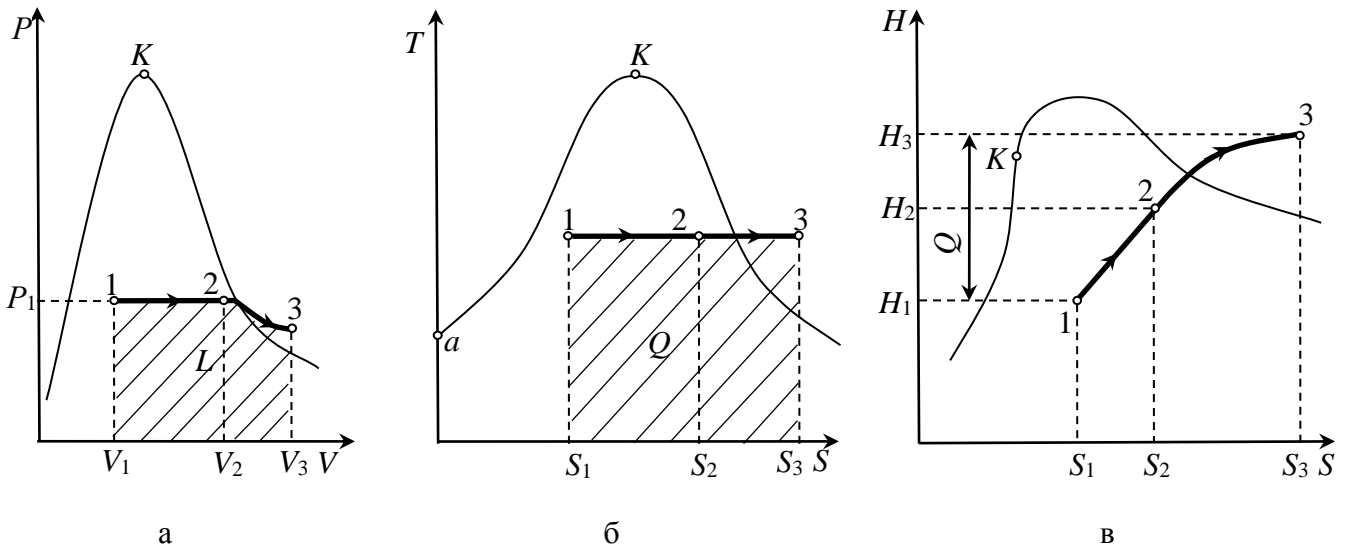


Рис. 3.8 – Діаграми ізотермного процесу зміни стану пари в  $P - V$  (а),  $T - S$  (б) та  $H - S$  (в) координатах

На  $H - S$  діаграмі в області вологої пари процес характеризується похилою прямою, яка збігається з відповідною ізобарою; в області перегрітої пари ізотерма відхиляється вправо від ізобари, асимптотично наближаючись до прямої.

### 3.4.4 Адіабатний процес

Оборотний адіабатний процес для водяної пари, показаний в діаграмі  $P - V$  (рис. 3.9), характеризується гіперболічною кривою, яка описується рівнянням  $P \cdot V^k = \text{const}$ .

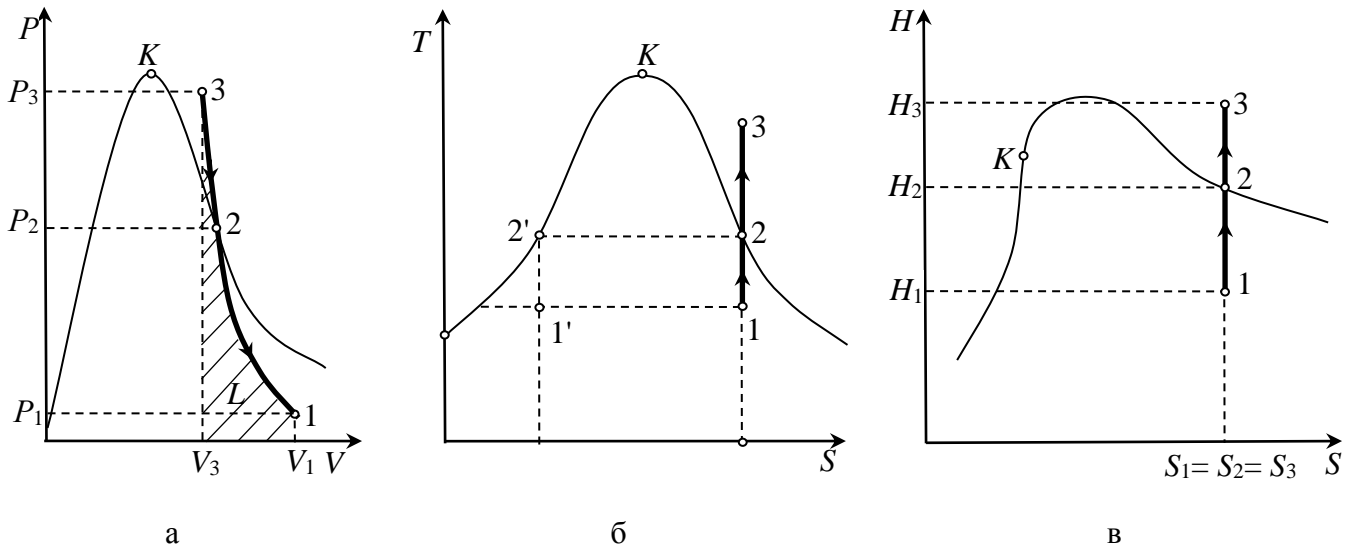


Рис. 3.9 – Діаграми адіабатного процесу зміни стану пари в  $P - V$  (а),  $T - S$  (б) та  $H - S$  (в) координатах

Показник адіабати в області перегрітої пари дорівнює приблизно 1,3, а в області насиченої пари – 1,135, а це означає, що в точці 2 є згин. На діаграмах  $T - S$  та  $H - S$  цей процес характеризується вертикальною лінією, оскільки ентропія в цьому процесі залишається незмінною.

Аналіз адіабатного процесу в координатах  $T - S$ , наприклад адіабати  $2'-1'$  і  $2-1$  говорить про те, що в процесі розширення вода за низьких значень ступеня сухості частково перетворюється в пару, а за високих початкових значень частково конденсується. В результаті адіабатного стиснення пароводяна суміш невеликої сухості (точка  $1'$ ) може бути перетворена в рідину, а суміш з порівняно високим ступенем сухості (точка  $1$ ) – в суху насичену пару, а відтак в перегріту. Зміна внутрішньої енергії:

$$\Delta U_{1-3} = U_3 - U_1 = (H - P \cdot V)_3 - (H - P \cdot V)_1. \quad (3.30)$$

Витрата роботи на стиснення дорівнює площі під кривою процесу  $1-3$  в координатах  $P - V$ :

$$L_{1-3} = -\Delta U_{1-3} = H_1 - H_3 + (P_3 \cdot V_3 - P_1 \cdot V_1). \quad (3.31)$$

### Контрольні запитання

1. Навести фазову  $P - T$  діаграму для води, дати поняття потрійної точки.
2. Охарактеризувати процес пароутворення на  $P - V$  та  $T - S$  діаграмах.
3. Дати поняття сухості пари; її визначення.
4. Пояснити що таке теплота пароутворення і на що вона витрачається.
5. Пояснити як будуть змінюватися параметри сухої насиченої пари в процесі підведення до неї теплоти за сталим тиском.
6. Навести ізохорний процес зміни стану водяної пари під час підведення або відведення тепла на  $P - V$ ,  $T - S$  та  $H - S$  діаграмах.
7. Навести ізобарний процес зміни стану водяної пари під час підведення або відведення тепла на  $P - V$ ,  $T - S$  та  $H - S$  діаграмах.
8. Навести ізотермний процес зміни стану водяної пари під час підведення або відведення тепла на  $P - V$ ,  $T - S$  та  $H - S$  діаграмах.
9. Навести адіабатний процес зміни стану водяної пари під час підведення або відведення тепла на  $P - V$ ,  $T - S$  та  $H - S$  діаграмах.

## 4 ТЕПЛОСИЛОВІ УСТАНОВКИ У ХІМІЧНІЙ ТЕХНОЛОГІЇ

Теплові установки – це установки, в яких здійснюється прямий цикл з метою одержання роботи, що віддається зовнішньому споживачу.

Розрізняють 3 групи циклів:

- паровий;
- газовий;
- прямого перетворення теплоти в електроенергію.

У газових теплосилових циклах робоче тіло впродовж всього циклу знаходиться в одному і тому ж стані – у вигляді газу. Причому газ знаходиться в стані, далекому від лінії насичення, і через відносно невисокий тиск і високу температуру (порівняно з критичною), газ можна розглядати як ідеальний.

Газові цикли поділяють на:

- цикли поршневих двигунів внутрішнього згорання;
- цикли газотурбінних установок;
- цикли реактивних двигунів.

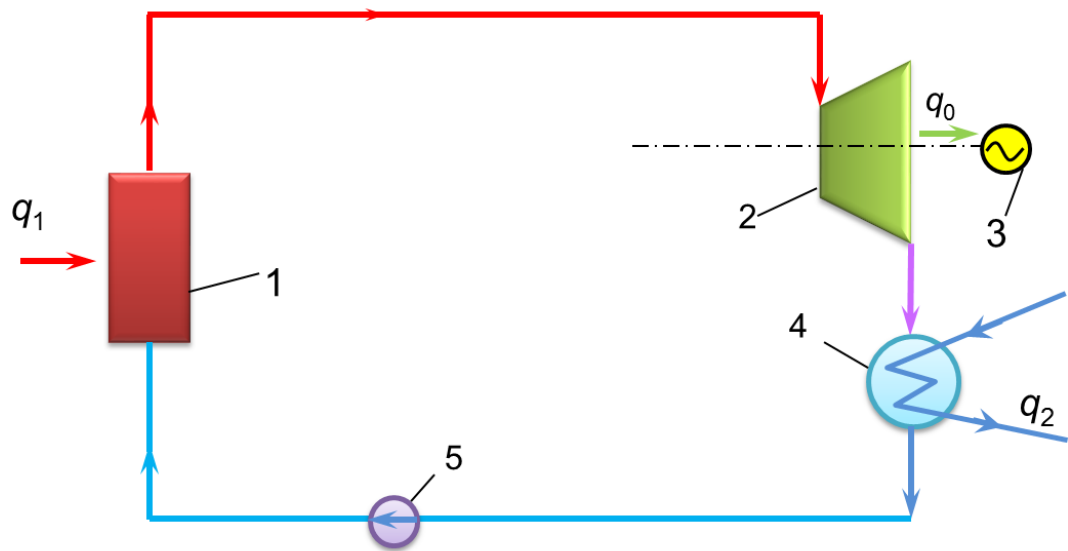
Характерною рисою парових циклів є використання робочих тіл, які в циклі зазнають агрегатні та фазові зміни (рідина, волога пара, перегріта пара) і піддаються законам реальних газів.

### 4.1 Цикли парових теплосилових установок

#### 4.1.1 Цикл Карно

Використання робочого тіла, що змінює агрегатний стан під час циклу, дає змогу здійснити на практиці цикл Карно, який складається з двох адіабат і двох ізотерм. Здійснення адіабатних

процесів розширення і стиснення не пов'язано з особливими труднощами. Відхилення реальних адиабатних процесів розширення і стиснення від ізотерми обумовлено необоротністю процесів і приводить до незначного зменшення ККД. Ізотермі процеси підведення і відведення теплоти можна здійснити в ізобарному процесі. Це процес фазового переходу води з рідкого в пароподібний стан. У середині двофазної області стану ізобари збігаються з ізотермами, і тому, якщо використовувати вологу пару в якості робочого тіла, то можна здійснити цикл, який складатиметься з двох адиабат та двох ізобар, які є одночасно ізотермами. Схему парової теплосилової установки, в якій здійснюється цикл Карно наведено на рис. 4.1.



1 – котел; 2 – парова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – компресор.  
Рис. 4.1 – Схема установки з циклом Карно

У паровий котел 1 надходить волога водяна пара з невеликим ступенем сухості. Під час процесу горіння палива (газ, мазут, вугілля) до вологої пари підводиться теплота, внаслідок чого ступінь сухості наближається до одиниці.

Процес підведення теплоти здійснюється за сталого тиску  $P_1$  та температури  $T_1$ .

З котла пара надходить в парову турбіну 2, де струмінь пари одержує значну кінетичну енергію, яка на лопатках турбіни перетворюється на кінетичну енергію обертання робочого колеса, а отже в електроенергію за допомогою електрогенератора 3, який обертається від турбіни. На виході з турбіни тиск вологої пари падає до значення  $P_2$ , якому відповідає температура  $T_2$ . Далі пара надходить до конденсатора 4, в якому за допомогою холодної води конденсується і ступінь сухості зменшується. Процес відведення тепла в конденсаторі здійснюється за сталого тиску  $P_2$ . Після конденсатора водяна суміш подається насосом-компресором 5 в котел 1 і тиск збільшується до значення  $P_1$ .

На рис. 4.2 описаний цикл наведено на діаграмах. Підведення теплоти  $q_1$  до пари в котлі здійснюється по ізобарі-ізотермі 4–1, процес розширення в турбіні – по адиабаті 1–2, відведення тепла  $q_2$  в конденсаторі – по ізобарі-ізотермі 2–3, стиснення пари в компресорі – по адиабаті 3–4. В процесі розширення ступінь сухості зменшується. Під час адиабатичного стиснення вологість пари знову збільшується.

Реальний цикл, що здійснюється в області вологої пари і складається з двох ізобар-ізотерм і двох адиабат, враховує втрати на тертя в процесі розширення в турбіні та в процесі стиснення в компресорі. Тому в процесі адиабатного розширення та адиабатного стиснення ентропія пари збільшуватиметься.



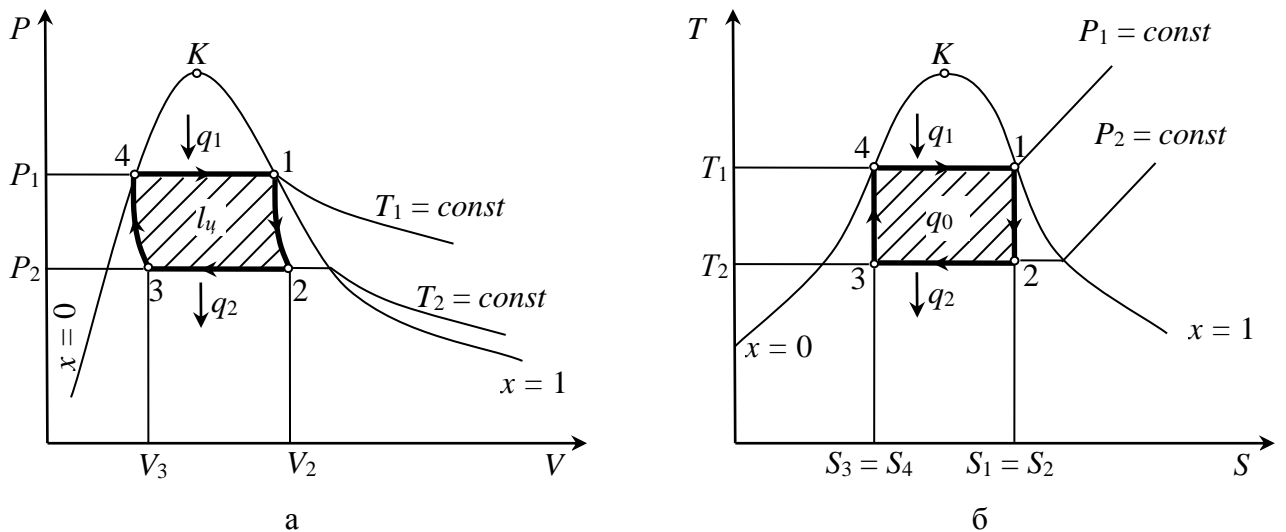
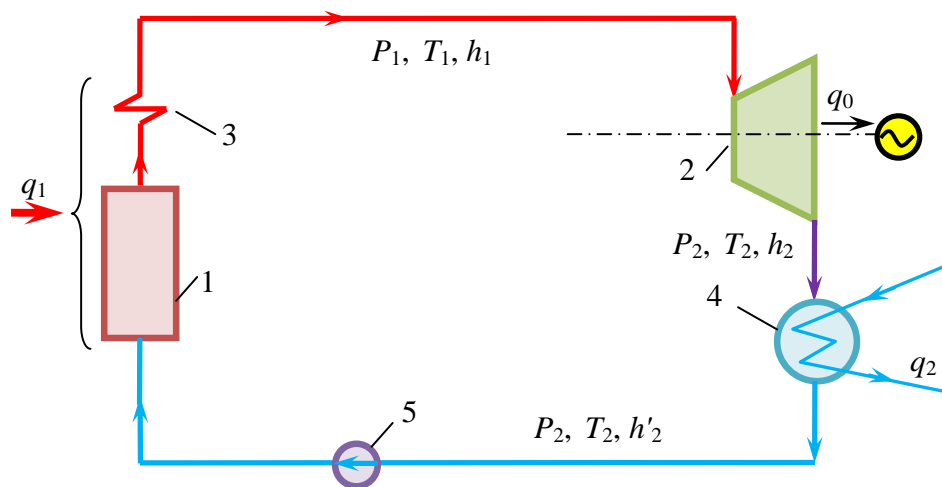


Рис. 4.2 – Термодинамічна схема циклу Карно на діаграмах  $P - V$  (а) та  $T - S$  (б)

Термічний ККД з урахуванням критичної температури та температури охолоджуючої води  $25\text{ }^\circ\text{C}$  становить  $52\%$ . Разом з тим, враховуючи умови роботи теплосилового обладнання, практично такий цикл здійснити важко, оскільки в умовах вологої пари утворюються складні умови роботи для турбіни та компресора. Внаслідок цього внутрішній ККД циклу відносно невисокий і цикл Карно не знайшов практичного застосування.

#### 4.1.2 Цикл Ренкіна

Недоліки, що присутні теплосилової установці з вологою парою, можуть бути частково усунені, якщо відведення теплоти від вологої пари в конденсаторі здійснювати так довго, поки вся пара повністю не сконденсується. В цьому випадку процесу стиснення від тиску  $P_2$  до тиску  $P_1$  підлягає не волога пара малої густини, а вода. Порівняно з питомим об'ємом вологої пари, питомий об'єм води дуже невеликий, і зменшення об'єму в процесі стиснення дуже маленьке. Для переміщення води від конденсатора до котла з одночасним стисненням до тиску  $P_1$  використовують не могутні компресори, а насоси – компактні та прості, які споживають дуже мало енергії. Такий цикл був запропонований шотландським інженером і фізиком І. Ренкіном в 50-ті роки ХХ ст. Схема теплосилової установки з циклом Ренкіна (рис. 4.3) аналогічна до схеми Карно, тільки замість компресора використовують водяний насос, а для збільшення термічного ККД використовують перегрів пари в спеціальному елементі котла – пароперегрівачі до температури, вищої за температуру кипіння за цього тиску.



1 – котел; 2 – парова турбіна; 3 – пароперегрівач; 4 – конденсатор; 5 – водяний насос.  
Рис. 4.3 – Схема установки з циклом Ренкіна

Термодинамічні схеми циклу наведено на рис. 4.4 та 4.5.

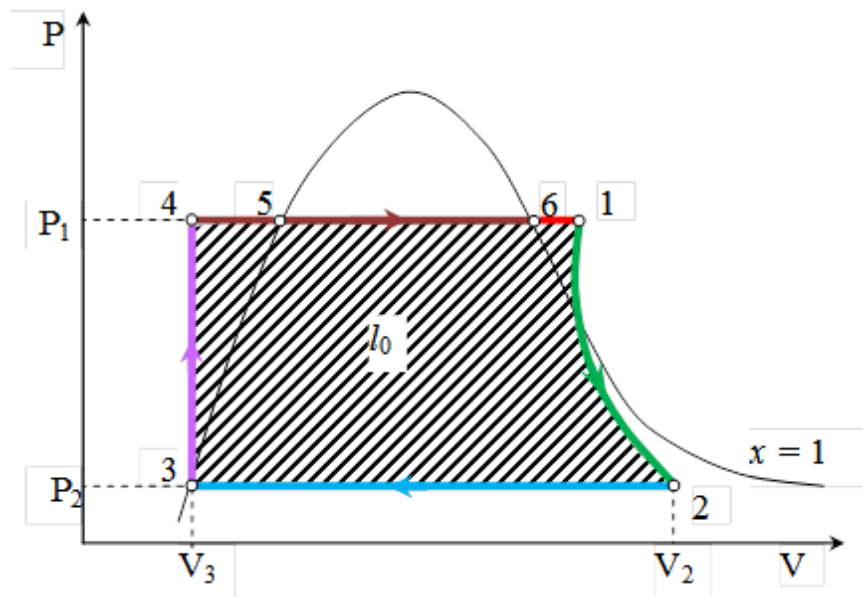


Рис. 4.4 – Зображення циклу Ренкіна на P – V діаграмі

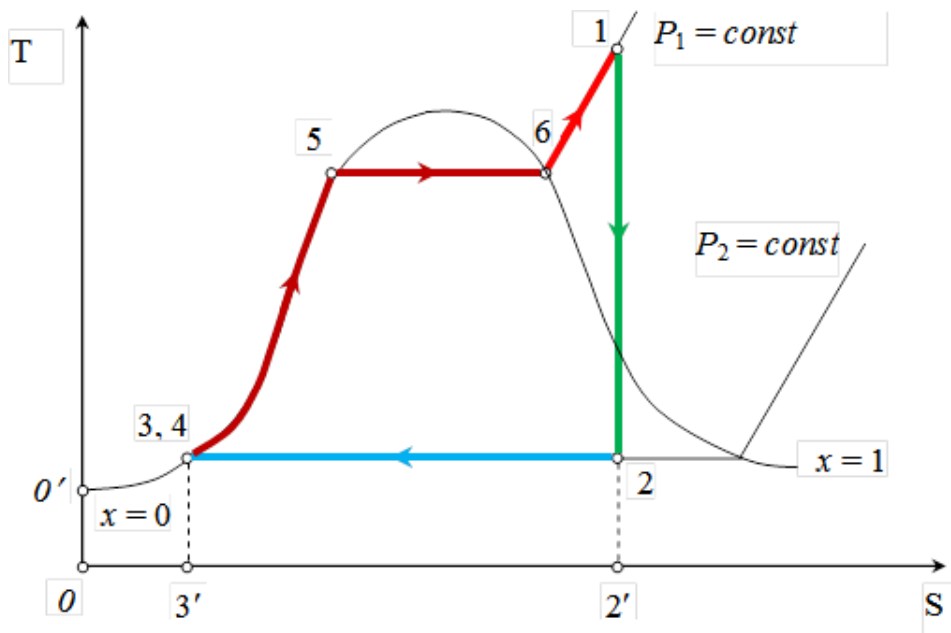


Рис. 4.5.1 – Зображення циклу Ренкіна на T – S діаграмі

За початковий стан прийнята вода за деякої температури (точка 3), яка стискається насосом 5 (по лінії 3–4) і подається в котел за тиску  $P_1$ . Унаслідок незначного збільшення температури води в процесі стиснення, точки 3 та 4 на T – S діаграмі майже збігаються. У паровому котлі за рахунок теплоти палива вода нагрівається за сталого тиску (процес 4–5) до температури кипіння (точка 5) і відбувається пароутворення (процес 5–6). Одержана суха насичена пара перегрівається в пароперегрівачі до необхідної температури  $T_1$  (процес 6–1).

Перегріта пара з температурою  $T_1$  і тиском  $P_1$  надходить в парову турбину, де відбувається адіабатне розширення до тиску  $P_2$  із здійсненням технічної роботи (процес 1–2). Після турбіни пара потрапляє в конденсатор, де за допомогою охолоджувальної води від пари віднімається теплота пароутворення і вона переходить за тиску  $P_2$  та температури  $T_2$  в рідкий стан (процес 2–3). Далі цикл повторюється.

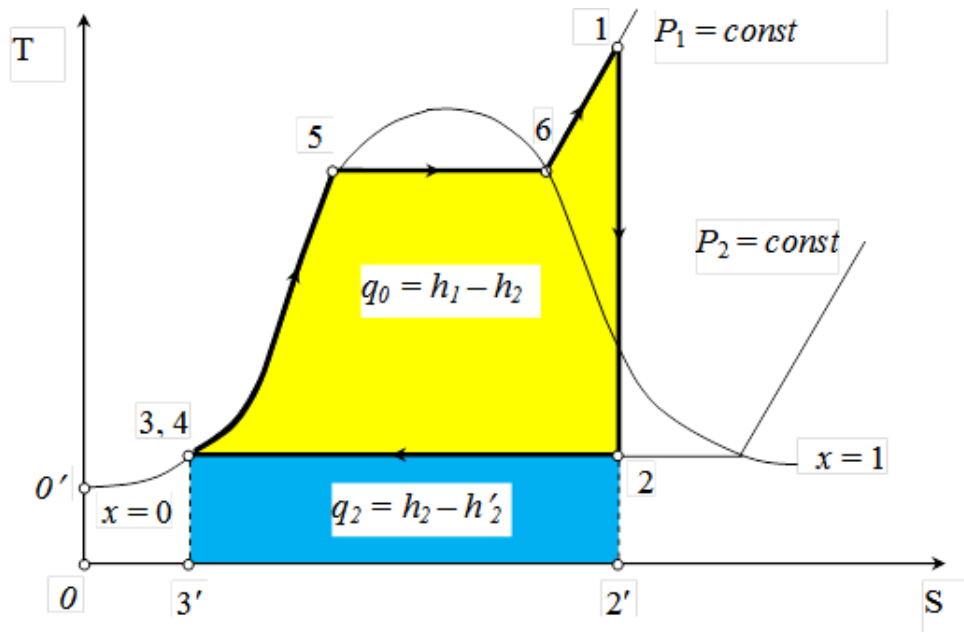


Рис. 4.5.2 – Зображення циклу Ренкіна на T – S діаграмі

У циклі Ренкіна здійснюється повна конденсація пари з наступним адіабатним стисненням конденсату в насосі (3–4), завдяки цьому значно зменшується робота адіабатного стиснення. Теплота  $q_1$  подається на відрізках 4–5–6–1 за постійного тиску  $P_1$  і її можна визначити за допомогою рівняння:

$$q_1 = h_1 - h'_2, \quad (4.1)$$

де  $h_1$  – ентальпія пари, яка поступає в турбіну; вимірюється на T – S діаграмі площею 00'45612'0;

$h'_2$  – ентальпія води, яка поступає в котел; вимірюється площею 00'33'0.

Теплота, яка віддається парю в конденсаторі за сталого тиску  $P_2$  на ділянці 2–3 дорівнюватиме:

$$q_2 = h_2 - h'_2, \quad (4.2)$$

де  $h_2$  – ентальпія пари, що виходить з турбіни і вимірюється площею 00'322'0.

Термічний ККД циклу Ренкіна:

$$\eta_{\text{Ренк}} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{h_1 - h'_2 - (h_2 - h'_2)}{h_1 - h'_2} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}, \quad (4.3)$$

Отже, підведена теплота вимірюватиметься площею 4–5–6–1–2'–3'–4, а відведена теплота – площею 2–2'–3'–3–2. Різниця цих теплот є корисно використаною теплою  $q_0 = q_1 - q_2 = \text{пл. } 4\text{--}5\text{--}6\text{--}1\text{--}2\text{--}4$ .

Для збільшення термічного ККД циклу Ренкіна необхідно підвищувати початкові параметри пари  $P_1$  та  $T_1$ . На сьогоднішній день використовують пару з параметрами  $P_1 = 23500$  кПа та  $T_1 = 565$  °С.

#### 4.1.3 Цикл з проміжним перегрівом пари

Якщо через парову турбіну протікає пара з підвищеною вологістю, то гідродинамічний режим різко погіршується, що приводить до зниження ефективного ККД установки. Для сучасних турбін допустиме значення сухості пари на виході з турбіни повинне бути не нижчим 0,86...0,88. Одним з методів пониження вологості пари на виході з турбіни є перегрів пари. Застосування перегріву пари дає можливість підвищити термічний ККД циклу і одночасно переміщає точку, що відповідає стану пари на виході з турбіни управо, в область вищого ступеня сухості. З другого боку, за одної і тої же температури перегріву пари використання вищого тиску підвищує термічний ККД циклу, і одночасно зменшує ступінь сухості пари на виході з турбіни і відносний



При цьому можна вважати, що робота, що здійснена на відрізку 1–7 адиабати розширення в основному циклі, витрачається на адиабатне стиснення робочого тіла на відрізку 7–8 додаткового циклу.

Термічний ККД для циклу з проміжним перегрівом пари можна охарактеризувати рівнянням:

$$\eta_{\text{T}}^{\text{п.п}} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4) + (h_8 - h_7)}. \quad (4.4)$$

Термічний ККД додаткового циклу:

$$\eta_{\text{T}}^{\text{дод}} = \frac{(h_8 - h_9) - (h_7 - h_2)}{h_8 - h_7}. \quad (4.5)$$

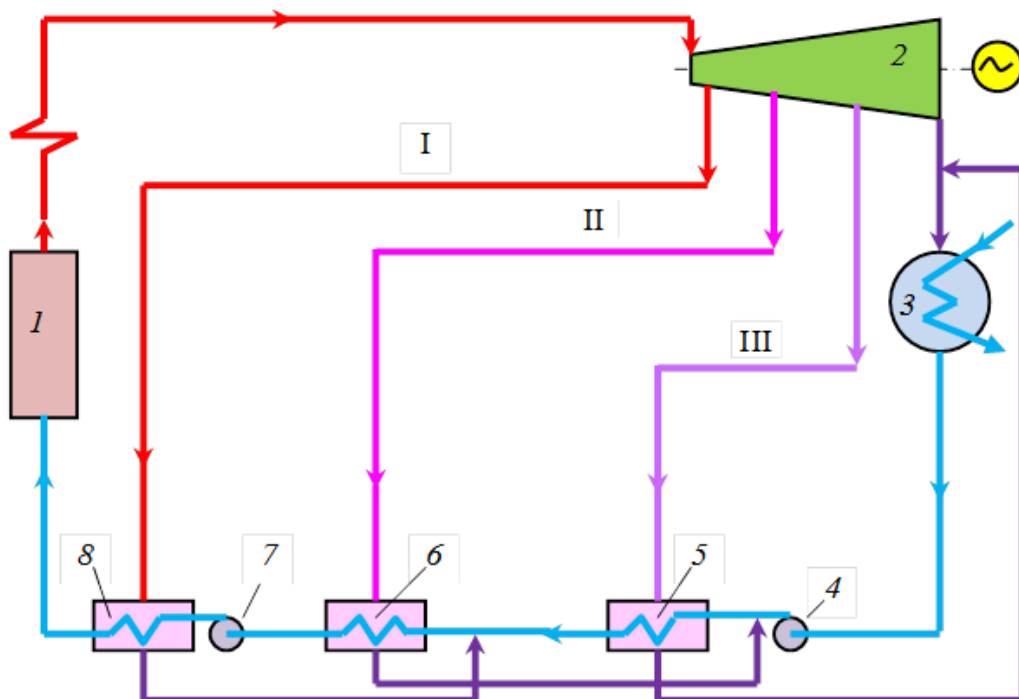
Термічний ККД основного циклу:

$$\eta_{\text{T}}^{\text{осн}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}. \quad (4.6)$$

Зазвичай під час застосування одного повторного перегріву ККД циклу збільшується на 2...3,5 %. У разі збільшення числа повторних перегрівів ККД циклу зростає, але не вище, ніж на 8...9 %.

#### 4.1.4 Регенеративний цикл

Для підвищення термічного ККД циклу в паротурбінних установках застосовується регенерація тепла. При цьому вода перед подачею в котел підлягає попередньому нагріванню парю, яка відбирається з різних ступенів парової турбіни. Схему установки наведено на рис. 4.8.



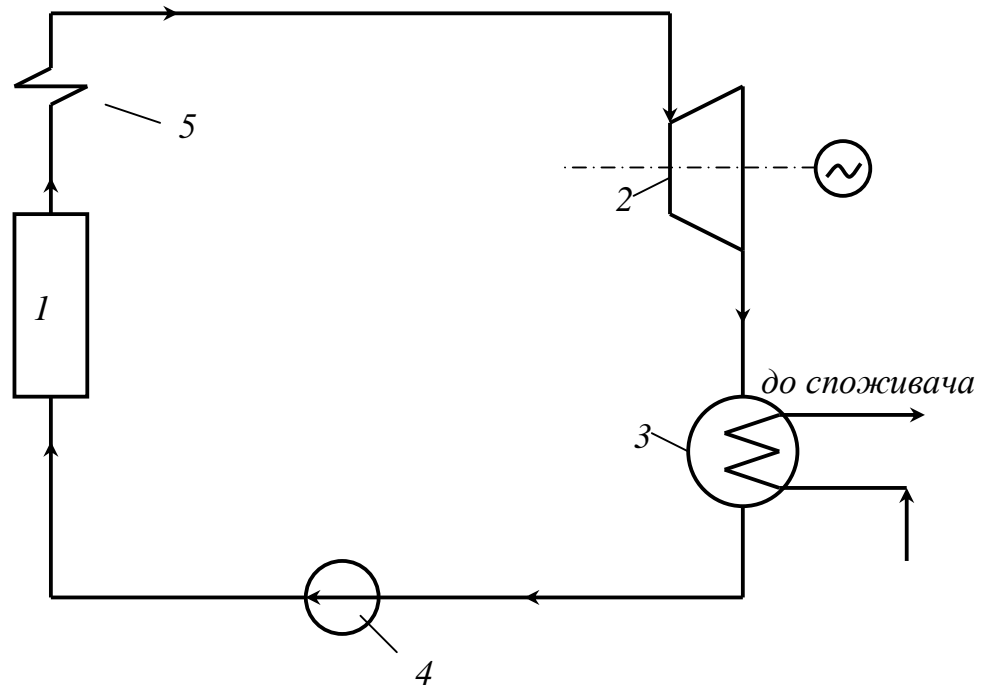
1 – котел; 2 – парова турбіна; 3 – конденсатор; 4, 7 – насоси; 5, 6, 8 – підігрівачі.

Рис. 4.8 – Схема установки з регенеративним циклом

Підігрів здійснюється так. Вода з конденсатора 3 подається насосом 4 в підігрівач низького тиску 5, де вона нагрівається парю, яка відбирається з хвостової частини турбіни 2 (лінія III). Підігріта вода далі подається в теплообмінник (підігрівач) середнього тиску 6, в який надходить з турбіни пара середнього тиску (лінія II). Далі вода подається насосом 7 в теплообмінник високого



водопостачання. У конденсаторних паротурбінних установках тиск в конденсаторі підтримується переважно на рівні 4 кПа, що відповідає температурі конденсації 28...29 °С. Теплота, що віддається охолоджувальній воді, має низький температурний потенціал, і не може бути використана для побутових та виробничих потреб. Технологічні процеси вимагають значних температур, а це відповідає великому тиску. Так, насичена водяна пара, яка може використовуватись для технологічних цілей і опалювання приміщень має тиск від 250 до 2000...3000 кПа, гаряча вода використовується за температури 180 °С.



1 – котел; 2 – парова турбіна; 3 – конденсатор; 4 – водяний насос; 5 – пароперегрівач.  
Рис. 4.10 – Схема установки з теплофікаційним циклом

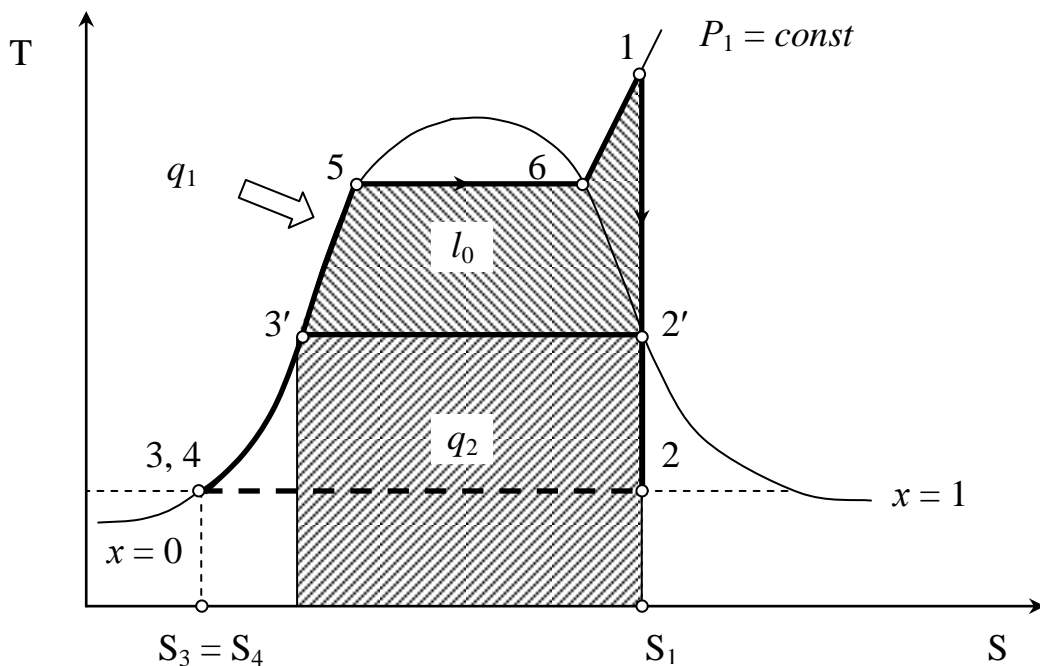


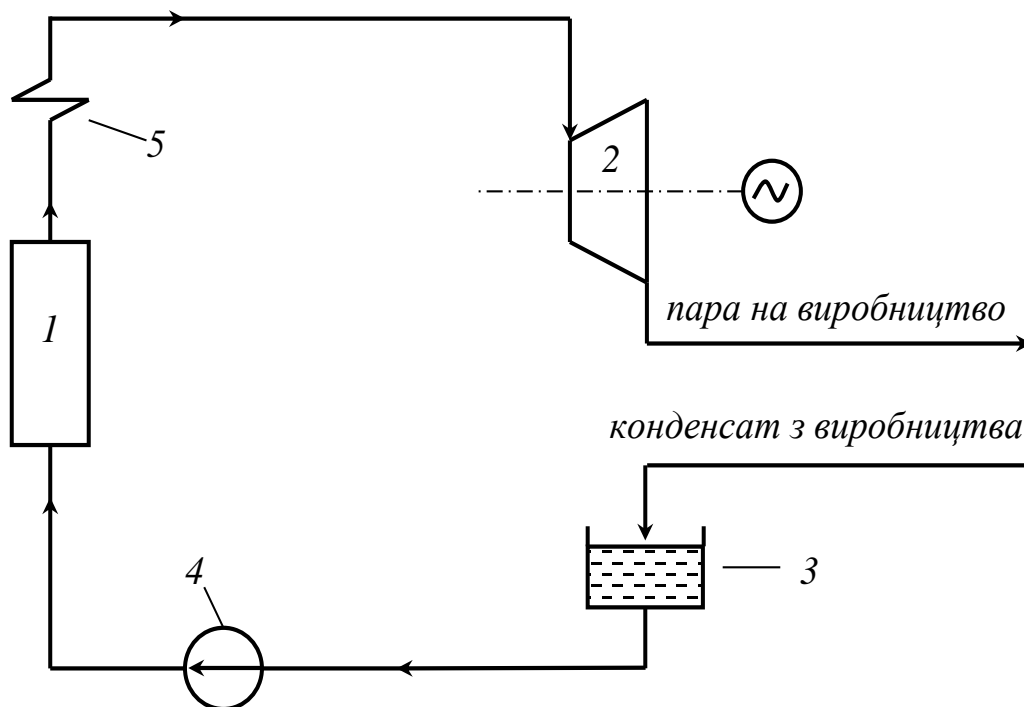
Рис. 4.11 – Зображення теплофікаційного циклу на T – S діаграмі

Для того, щоб використати теплоту, яка віддається парю охолоджувальній воді в конденсаторі, необхідно збільшити тиск, за якого конденсується пара. Підвищення нижньої температури циклу призведе до зменшення термічного ККД і водночас до зменшення кількості виробленої електроенергії. Тому з економічного погляду така операція є не вигідною. З іншого боку, це дає можливість одержати велику кількість тепла для технологічних та побутових цілей, оскільки відпадає необхідність в будівництві котлів для опалювання, які нераціонально використовують теплоту високого температурного потенціалу під час спалювання палива.

Комбіноване вироблення на електростанціях електроенергії і теплоти називають теплофікацією. Схему і цикл теплофікаційної установки наведено на рис. 4.10, 4.11.

Тиск в конденсаторі такої турбіни підтримують таким, щоб температура насичення пари була достатньо високою для необхідного нагрівання охолоджувальній воді в конденсаторі. Нагріта в конденсаторі вода прямує споживачам для опалення.

На рис. 4.12 наведено схему ТЕЦ з протитиском. В таких установках конденсатор відсутній, а відпрацьована в турбіні 2 пара прямує трубопроводом на виробництво, де віддає тепло і конденсується. Конденсат з виробництва повертається для живлення котлів. Тиск на виході з турбіни визначається вимогами виробництва.



1 – котел; 2 – парова турбіна; 3 – живильний бак; 4 – водяний насос; 5 – пароперегрівач

Рис. 4.12 – Схема ТЕЦ з протитисковою турбіною

На рис. 4.13 наведено схему ТЕЦ з конденсаційними турбінами і відбором пари за тисків, необхідних споживачам тепла.

У такій схемі частина пари відбирається з проміжних ступенів турбіни і прямує на виробництво у вигляді пари, друга частина пари за нижчого тиску прямує в теплові мережі у вигляді гарячої води, яка нагрівається в теплообміннику 5. Конденсат цих двох потоків і також конденсат турбіни повертаються в котел через живильний бак 6. Варто зауважити, що такі схеми використовуються на сучасних ТЕЦ.

Для характеристики економічності роботи ТЕЦ застосовується коефіцієнт використання тепла, який визначається відношенням суми корисної роботи, здійсненої в циклі і теплоти, відданої споживачу, до кількості теплоти, яка виділяється в процесі спалювання палива:



$$K = \frac{I_0 + q_2}{q_1}; \quad (4.7)$$

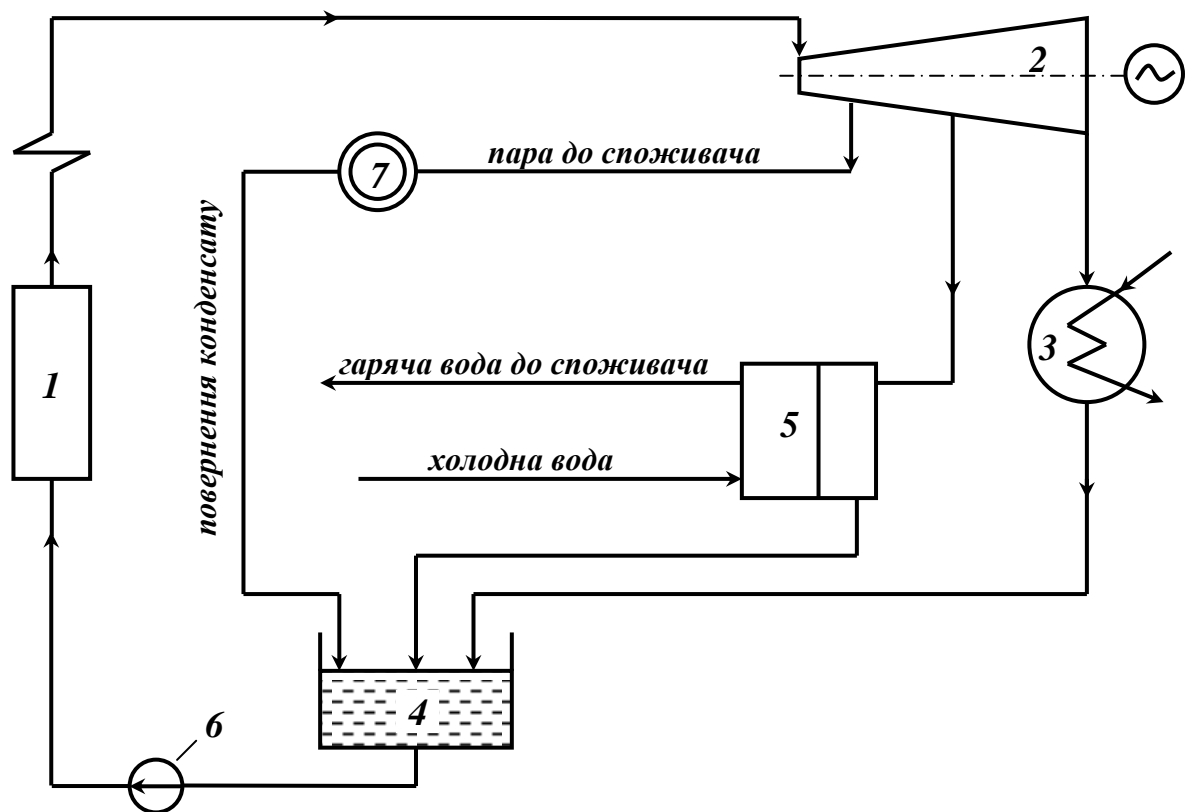
$$K = \frac{N + Q}{B \cdot Q_n^p}, \quad (4.8)$$

где  $N$  – потужність установки;

$B$  – годинна витрата палива;

$Q_n^p$  – теплота згоряння палива;

$Q$  – кількість теплоти, яка віддається зовнішньому споживачу.



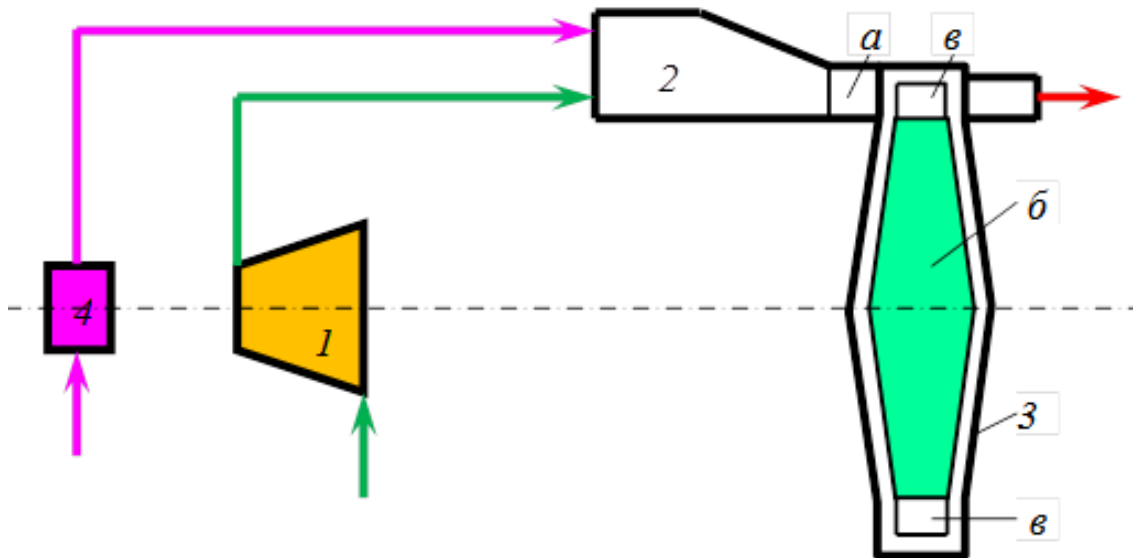
1 – котел; 2 – парова турбіна; 3 – конденсатор; 4 – живильний бак; 5 – теплообмінник; 6 – водяний насос; 7 – споживач тепла

Рис. 4.13 – Схема ТЕЦ з промисловим та теплофікаційним відбором пари

Значення  $K$  тим більше наближається до одиниці, чим досконаліша установка, тобто чим менші втрати тепла в котлоагрегаті та паропроводі, механічні втрати в турбіні, механічні та електричні втрати в електрогенераторі.

## 4.2 Цикл газотурбінної установки

На рис. 4.14 наведено принципову схему газотурбінної установки (ГТУ). У камеру згоряння 2 надходить стисле повітря з компресора 1 і рідке паливо з паливного насоса 4. Продукти, що одержані в камері згоряння поступають в сопловий апарат а газовой турбіни 3, в якому здійснюється процес перетворення потенційної (внутрішньої) енергії продуктів згоряння в кінетичну енергію потоку, що надходить на лопатки в диска б турбіни. Кожна сусідня пара лопаток утворює криволінійний канал, внаслідок руху яким, енергія газового потоку витрачається на обертання диска турбіни. Спалювання палива в камері згоряння може відбуватися як ізобарно, так і ізохорно.



1 – компресор; 2 – камера згоряння; 3 – газова турбіна; 4 – паливний насос.  
Рис. 4.14 – Схема газотурбінної установки

На рис. 4.15 зображений цикл ГТУ з ізобарним підведенням теплоти.

Цикл будується за наступних допущеннях. Робочі тіла – продукти згоряння і повітря – розглядаються як одне робоче тіло – ідеальний газ, який здійснює цикл. Реальний процес стиснення повітря в компресорі 1–2 розглядається як оборотний адіабатний процес стиснення ідеального газу. Спалювання палива в камері згоряння розглядається як оборотний ізобарний процес 2–3 підведення теплоти до ідеального газу. Процес розширення продуктів згоряння в турбіні розглядається як оборотний адіабатний процес 3–4 розширення ідеального газу. Реальний процес охолодження продуктів згоряння, що виходять з турбіни, до температури атмосферного повітря розглядається як оборотний ізобарний процес 4–1 відведення теплоти від ідеального газу.

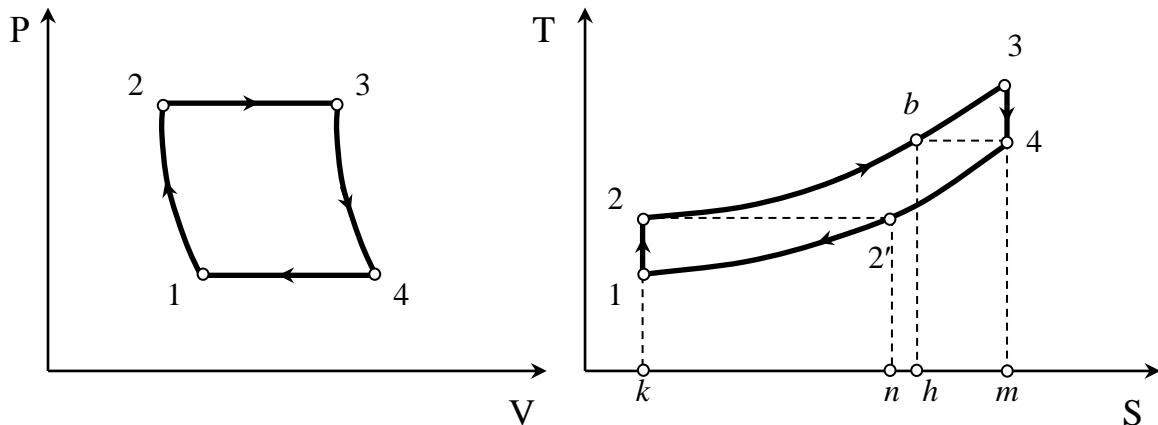


Рис. 4.15 – Термодинамічні схеми газотурбінної установки

Термічний ККД циклу:

$$\eta_{\text{ГТУ}} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}. \quad (4.9)$$

Ввівши позначення  $\pi = \frac{P_2}{P_1}$  – ступінь підвищення тиску, для адіабат 1–2 і 3–4 маємо:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}; \quad (4.10)$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} \cdot \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \left(\frac{T_3}{T_2}\right) \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad (4.11)$$

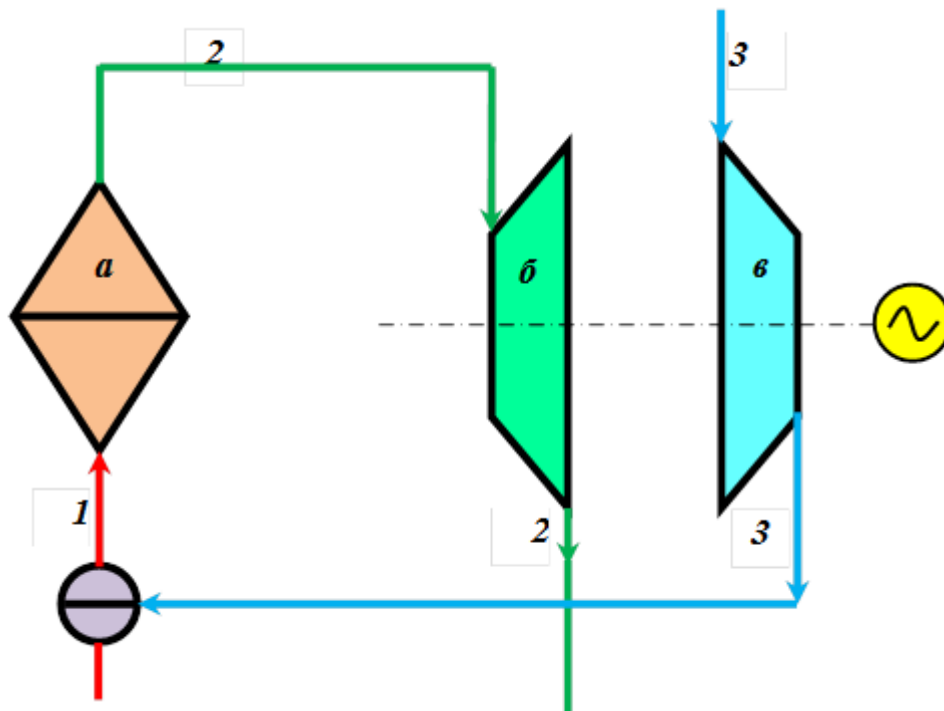
Оскільки  $P_4 = P_1$  та  $P_3 = P_2$ , то підставляючи знайдені співвідношення у формулу ККД, одержимо:

$$\eta_{ГТУ} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (4.12)$$

Отже, термічний ККД збільшується із збільшенням ступеня підвищення тиску і із збільшенням  $k$ . Оскільки температура газів  $T_4$ , що відходять з турбіни, більше температури стислого в турбокомпресорі повітря  $T_2$ , то виявляється можливим частину теплоти газів, що відходять, яка дорівнює пл.  $2'4mn2'$ , використовувати для нагрівання повітря, що надходить в камеру згоряння, теоретично до температури  $T_4$  внаслідок підведення до нього теплоти, яка чисельно дорівнює пл.  $2bhc2 =$  пл.  $2'4mn2'$ . Теплообмін здійснюється в теплообміннику-регенераторі. Це дасть змогу збільшити термічний ККД газотурбінної установки.

У хімічній промисловості ГТУ застосовуються переважно для утилізації теплоти екзотермічних реакцій або енергії надмірного тиску. На рис. 4.16 наведено принципову схему застосування ГТУ у виробництві нітратної кислоти в процесі окиснення аміаку в нітрозні газу.

У реакторі а відбувається окиснення аміаку (лінія 1) киснем повітря за тиску близько 1 МПа, при цьому виділяється велика кількість теплоти. Нітрозні газу (лінія 2), що утворюються, з високою внутрішньою енергією надходять в газову турбіну б, де вони розширюються до атмосферного тиску, після чого надходять у відділення абсорбції. Робота газової турбіни використовується для часткового приводу турбокомпресора в, який стискає атмосферне повітря (лінія 3) до 1 МПа і подає його в реактор а.



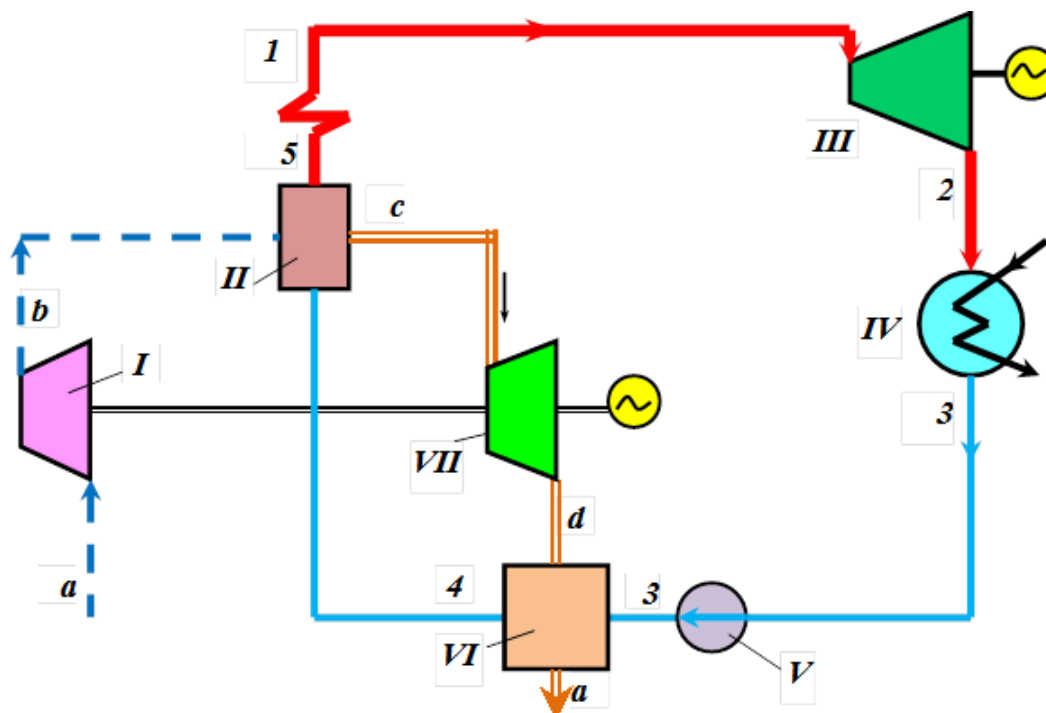
а – реактор; б – газова турбіна; в – турбокомпресор.

Рис. 4.16 – Принципова схема застосування ГТУ у виробництві нітратної кислоти

Газова турбіна покриває близько 30 % потреби в електроенергії, необхідній для приводу турбокомпресора.

### 4.3 Парогазовий цикл

Істотного збільшення ефективності використання тепла можна досягнути шляхом комбінування газотурбінної установки з паросиловою. Схему такої установки наведено на рис. 4.17.



I – компресор; II – котел; III – парова турбіна; IV – конденсатор; V – водяний насос; VI – газоводяної підігрівач; VII – газова турбіна.

Рис. 4.17 – Схема установки з парогазовим циклом

Повітря компресором I подається в топку парового котла II. Продукти згоряння після парового котла з температурою близько 700 °С надходять в газову турбіну III. Отже, топка котла служить камерою згоряння для газової турбіни. Попереднє нагрівання конденсату, що надходить в котел (процес 3–4), здійснюється вихлопними газами газової турбіни (процес d–a) в газоводяному підігрівачі VI. Отже, в таких умовах ефективно використовується теплота газів, що відходять після котла, а також поліпшується використання теплоти газів, що покидають газову турбіну.

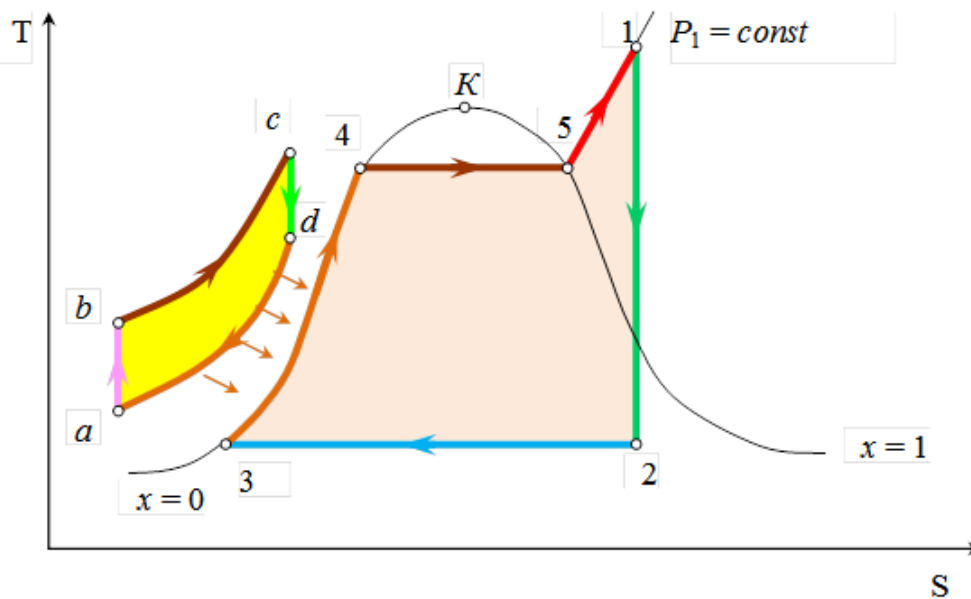


Рис. 4.18 – Термодинамічна схема комбінованої парогазової установки

Парогазовий цикл має переваги над звичайним пароводяним циклом, оскільки в газовій турбіні, яка є верхнім ступенем, використовується більш висока температура робочого тіла (процес b–c), ніж в пароводяному циклі. В цей час в газових турбінах допускається температура до 1000 °C, а в паросилових установках – до 600...650 °C. Перевагою парогазового циклу над окремим газовим є те, що в паровому циклі, який є нижчим ступенем парогазового циклу, використовується нижча температура холодного джерела теплоти порівняно з газовим циклом. Так, в газотурбінному циклі температура на виході дорівнює 150 °C, а паросиловому – 25...30 °C.

Комбінована парогазова установка може дати економію палива до 15 % порівняно з паротурбінною установкою тієї ж потужності. На T – S діаграмі (рис. 4.18) наведений пароводяний цикл 3–4–5–1–2 і цикл газової турбіни a–b–c–d.

### Контрольні запитання

1. Нарисувати схему паросилової установки і показати на P – V та T – S діаграмах процеси, які здійснюються в циклі.

2. Пояснити у чому полягає відмінність циклу Карно і циклу Ренкіна. Навести їх переваги і недоліки.

3. Пояснити за рахунок чого можна підвищити середню температуру підведення теплоти та зменшити середню температуру відведення теплоти в циклі Ренкіна.

4. Нарисувати схему паросилової установки з проміжним перегрівом пари і показати на T – S діаграмі процеси, які здійснюються в цьому циклі. Чому сприяє додатковий перегрів пари?

5. Нарисувати схему регенеративного циклу і пояснити на T – S діаграмі його особливості.

6. Пояснити чим теплофікаційний цикл відрізняється від основного циклу Ренкіна. Нарисувати схему циклу. Показати на T – S діаграмі процеси, які здійснюються в теплофікаційному циклі і чим оцінюється ефективність такого циклу.

7. Нарисувати схему циклу газотурбінної установки і покажіть на P – V та T – S діаграмах процеси, які здійснюються в циклі.

8. Навести формулу за якої визначають ККД газотурбінної установки?

9. Нарисувати схему застосування ГТУ у виробництві нітратної кислоти.

10. Нарисувати принципову схему парогазового циклу і на T – S діаграмі відобразити процеси, які здійснюються в такому циклі. Навести переваги парогазового циклу порівняно з окремими паровим і газовим циклами.

## 5 ХОЛОДОГЕНЕРУЮЧІ УСТАНОВКИ У ХІМІЧНІЙ ТЕХНОЛОГІЇ

За видом холодоагентів холодильні установки поділяються на дві основні групи:

1. Газові (повітряні) холодильні установки, в яких холодоагентом є повітря, що знаходиться в стані, далекому від лінії насичення.

2. Парові холодильні установки, в яких використовується в якості холодоагенту пари різних речовин, що характеризуються низькою температурою кипіння (аміак, фреон, карбон(IV) оксид).

Парові холодильні установки підрозділяються на парокомпресійні, пароежекторні та абсорбційні.

Окрему групу складають термоелектричні холодильні установки, принцип дії яких ґрунтується на використуванні ефекту Пельтьє, а також установки, що ґрунтуються на ефекті Етінгсхаузена. У холодильних установках цього типу холодоагент відсутній. Холодильні установки, які працюють за температур нижчих від 120 К називаються криогенними установками.

Виробництво штучного холоду значною мірою визначається необхідною температурою охолодження. Умовно розглядають:

– помірне охолодження (діапазон температур від кімнатних до – 100 °C);

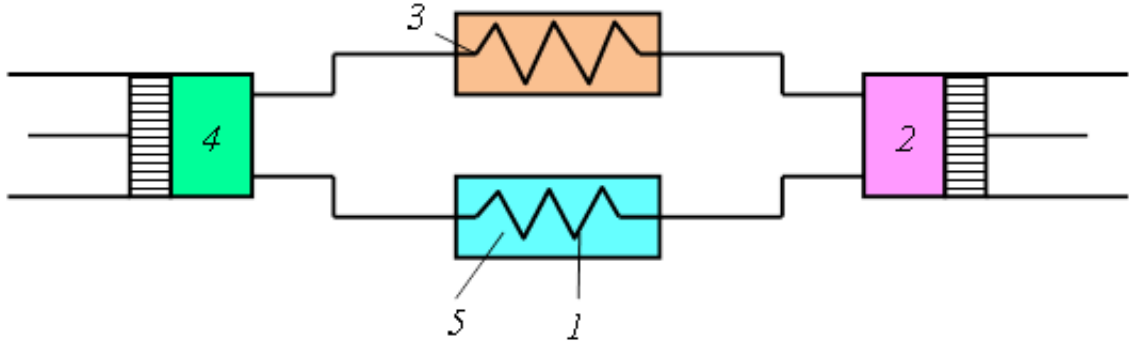
– глибоке охолодження (до температур нижчих від – 100 °C).

Використання температур, які відповідають глибокому холоду, дає змогу розділяти газові суміші в процесі їх зрідження з наступним розділенням ректифікацією і одержувати важливі для

промисловості гази, такі як азот, кисень під час розділення повітря, водень з коксового газу, етилен з газів крекінгу нафти тощо.

### 5.1 Цикл повітряної холодильної установки

Схему та графічне зображення циклу наведено на рис. 5.1 та 5.2.



1 – холодильник; 2 – компресор; 3 – теплоприймач; 4 – детандер; 5 – приміщення, що охолоджується.

Рис. 5.1 – Схема повітряної холодильної установки

Повітря з холодильника 1 охолоджуваного приміщення 5 засмоктується в циліндр компресора 2 (процес а–1), де воно піддається стисненню (процес 1–2).

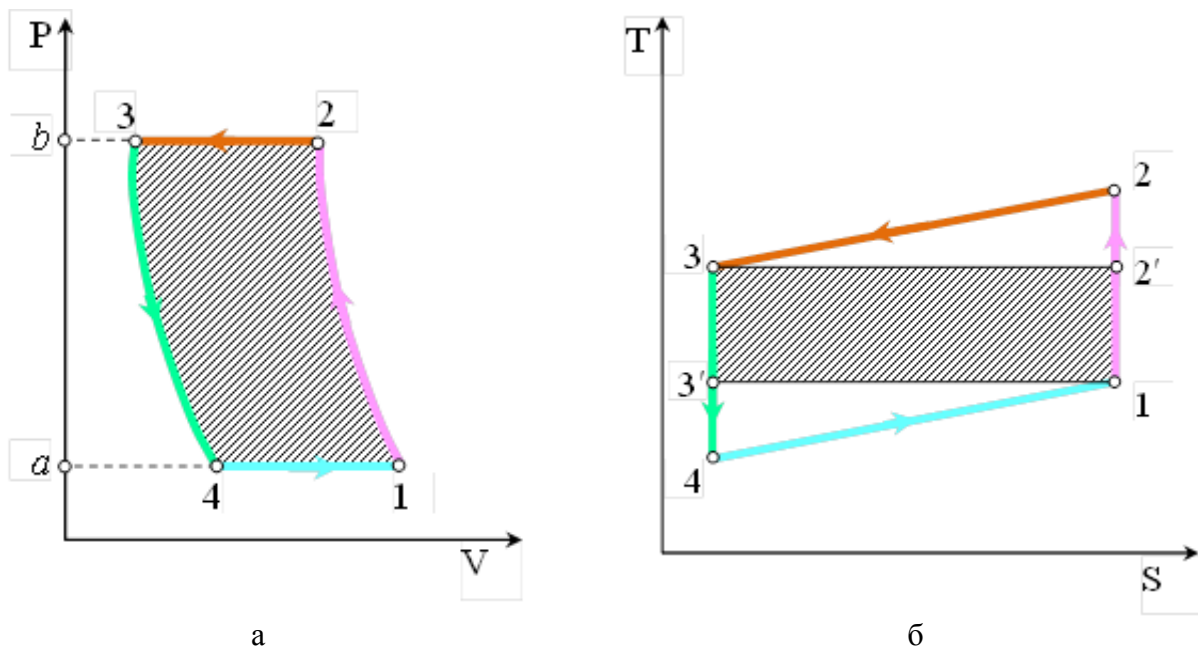


Рис. 5.2 – Термодинамічна схема повітряної холодильної установки на діаграмах P – V (а) та T – S (б)

В процесі стиснення температура повітря зростає від  $T_1$  до  $T_2$ . Стиснуте повітря виштовхується з циліндра компресора (процес 2–b) в теплоприймач 3, де воно ізобарне охолоджується від температури  $T_2$  до  $T_3$  (процес 2–3) та віддає теплоту охолоджувальній воді, яка дорівнює:

$$q_1 = c_{pm} \cdot (T_2 - T_3). \quad (5.1)$$

Охолоджене повітря за тиску  $P_3$  надходить в циліндр розширювальної машини (детандера) 4 (процес b–3). Тут відбувається його адіабатне розширення від тиску  $P_3$  до  $P_4 = P_1$  з віддачею роботи компресору. В процесі адіабатного розширення повітря температура його знижується до 203...213 К.

Охолоджене повітря з циліндра розширювальної машини виштовхується в холодильник 1 (процес 4–a), де воно ізобарне нагрівається (процес 4–1), віднімаючи від середовища охолоджуваного приміщення кількість теплоти:

$$q_2 = c_{pm2} \cdot (T_1 - T_4). \quad (5.2)$$

Площа a–1–2–b–a зображає роботу компресора  $l_k$ , площа b–3–4–a–b зображає роботу детандера  $l_d$ , а площа 1–2–3–4–1, яка дорівнює різниці цих площ, – роботу, що витрачається в установці, тобто роботу циклу:

$$l_u = l_k - l_d. \quad (5.3)$$

Отже, внаслідок роботи установки здійснюється зворотний цикл 1–2–3–4–1 і тому, робота циклу дорівнюватиме:

$$l_u = q_1 - q_2. \quad (5.4)$$

Холодильний коефіцієнт установки:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_u} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{c_{pm2} \cdot (T_1 - T_4)}{c_{pm1} \cdot (T_2 - T_3) - c_{pm2} \cdot (T_1 - T_4)}. \quad (5.5)$$

Прийmemo, що  $c_{pm1} = c_{pm2}$ . Поділивши чисельник і знаменник дробі на  $(T_1 - T_4)$ , одержимо:

$$\varepsilon = \frac{1}{(T_2 - T_3)/(T_1 - T_4) - 1}. \quad (5.6)$$

З адіабат 1–2 і 3–4 виходить, що  $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$  та  $\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ .

Оскільки  $P_2 = P_3$  і  $P_4 = P_1$ , то  $\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4}$  або  $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$ , тоді  $\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{1 - T_3/T_2}{1 - T_4/T_1} = \frac{T_2}{T_1}$ .

Остаточно одержимо:

$$\varepsilon = \frac{1}{T_2/T_1 - 1} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}. \quad (5.7)$$

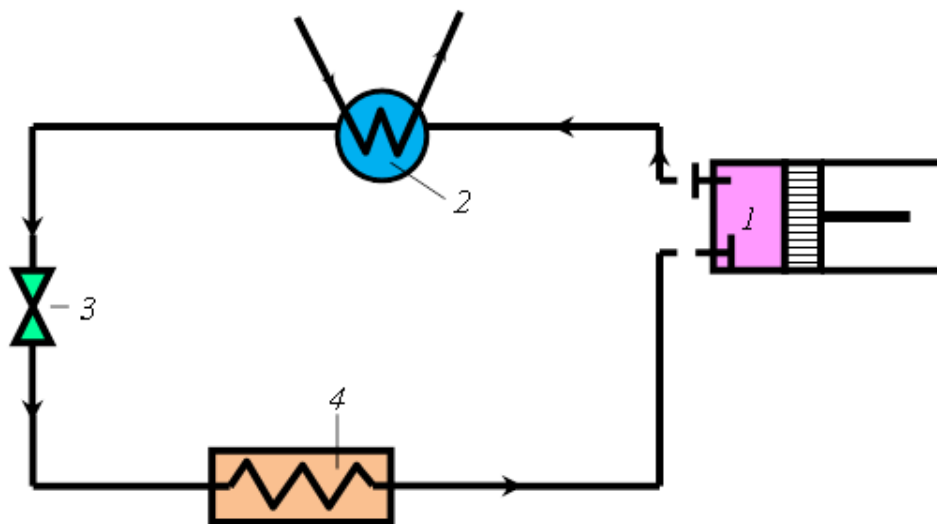
Розрахунки показують низькі величини відносного холодильного коефіцієнта. Відносний холодильний коефіцієнт – це відношення холодильного коефіцієнта даного циклу до холодильного коефіцієнта зворотного циклу Карно. Крім того, унаслідок малої теплоємності повітря, теплота теж мала. Тому необхідний великий об'єм циркулюючого повітря і установка виходить громіздкою. Однак використання повітря в якості холодоагенту перспективне в установках з турбокомпресорами та турбодетандерами.

## 5.2 Цикл парокомпресійної холодильної установки

Парокомпресійні холодильні машини можуть працювати з використанням вологої або сухої пари.

Схему холодильної установки, в якій здійснюється цикл з вологою парою та діаграму циклу наведено на рис. 5.3, 5.4.

Стиснена в компресорі 1 до тиску  $P_1$  волога пара надходить в конденсатор, де віддає свою теплоту охолоджувальній воді, внаслідок чого конденсується. Процес конденсації відбувається по ізобарі-ізотермі 4–1. Оскільки використовується волога пара, то застосування детандера для здійснення процесу адіабатного розширення з віддачею роботи стає неможливим з технічного погляду. Тому замість детандера використовують дросель (вентиль), в якому процес розширення здійснюється без віддачі зовнішньої роботи.



1 – компресор; 2 – конденсатор; 3 – дросель; 4 – випарник.  
Рис. 5.3 – Схема парокомпресійної холодильної установки

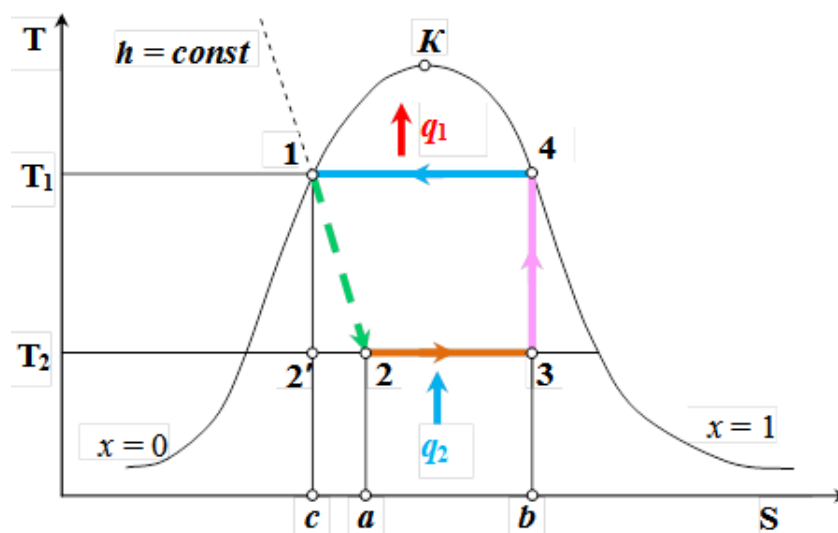


Рис. 5.4 – Зображення циклу парокомпресійної холодильної установки з вологою парою на T – S діаграмі

У циклі з сухою парою (рис. 5.5) рідкий холодоагент за тиску  $P_1$  і температури  $T_1$  (точка 1) прямує в дросель 3, де він дроселюється до тиску  $P_2$  і температури  $T_2$  (лінія 1–2) за малого ступеня сухості. Процес дроселювання необоротний, і тому дроселювання по лінії 1–2 є умовне і показано пунктиром.

На виході з дроселя волога пара надходить у випарник 4, де за рахунок теплоти, відібраної від охолоджувальних тіл, випаровується з подальшим збільшенням ступеня сухості. Тиск  $P_2$  вибирається таким, щоб температура кипіння (насичення), яка відповідає даному тиску, була значно нижчою за температуру середовища, в якому знаходиться випарник. З випарника пара з високим ступенем сухості направляється в компресор 1, де вона адіабатно стискається від тиску  $P_2$  до тиску  $P_1$  (лінія 3–4). З компресора виходить суха насичена пара. У різних режимах роботи можливий випадок, коли пара, що виходить з компресора може бути перегріта. Після компресора пара поступає в конденсатор, де вона конденсується і цикл завершується.

Витрачена робота на процес стиснення в компресорі дорівнює:

$$l_{\text{компр}} = h_4 - h_3. \quad (5.8)$$



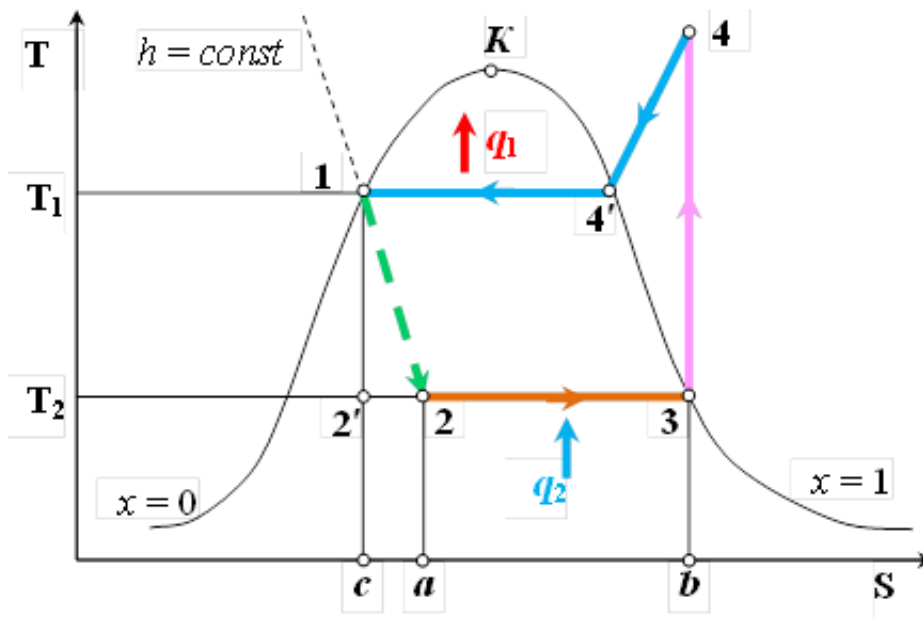


Рис. 5.5 – Зображення циклу парокомпресійної холодильної установки з сухою парою на  $T - S$  діаграмі

Оскільки процес розширення холодоагенту здійснюється без віддачі зовнішньої роботи, тобто  $h_1 = h_2$ , то робота циклу дорівнює роботі компресора:

$$l_u = q_1 - q_2 = h_4 - h_3. \quad (5.9)$$

Тоді:

$$q_1 = h_4 - h_1; \quad (5.10)$$

$$q_2 = h_3 - h_2 = h_3 - h_1. \quad (5.11)$$

Холодильний коефіцієнт циклу дорівнюватиме:

$$\varepsilon = \frac{h_3 - h_2}{h_4 - h_3} = \frac{h_3 - h_1}{h_4 - h_3}. \quad (5.12)$$

Парокомпресійна холодильна установка має значно більший холодильний коефіцієнт ніж повітряна холодильна установка, як рівно ж і холодопродуктивність. Тому є більш термодинамічно досконалою за невеликого температурного перепаду.

До холодоагентів парокомпресійних установок пред'являється багато особливих вимог:

1. можливість в інтервалі температур  $T_1 - T_2$  існування вологої пари;
2. необхідно, щоб в цьому інтервалі температур тиск насиченої пари, з одного боку, не був дуже малим, оскільки це вимагатиме застосування глибокого вакууму і ускладнить установку. Верхня температура циклу  $T_1$  приблизно однакова для циклів, які здійснюються з різними холодоагентами, оскільки вона визначається температурою охолоджувальної води, яка може змінюватись в середньому від 0 до 20 °С. Тому можна прийняти верхню температуру циклу за тиску  $P_1$  такою, що дорівнює  $T_1 = T_1 + (5-10)$  °С. Що стосується нижньої температури циклу  $T_2$ , то вона задається залежно від призначення холодильної установки;
3. теплота пароутворення за верхньої температури циклу  $T_1$  повинна за можливості бути більшою, оскільки за однієї і тієї самої витрати холодоагента вона визначає холодопродуктивність;
4. холодоагенти не повинні бути токсичними і не повинні мати корозійних властивостей.

### 5.3 Цикл пароежекторної холодильної установки

В хімічній технології часто використовують охолоджену воду з температурою 276...283 К, яку можна одержати або в пароежекторній або в абсорбційній холодильних установках. Ці

установки дають змогу економити паливно-енергетичні ресурси, оскільки вони можуть використовувати вторинні енергоресурси. В пароежекторній установці замість компресора використовується ежектор. Ежектор – це пристрій для стиснення і транспортування газу, пари і рідини. Ежектор – це струменевий компресор. Принципова відмінність процесів в ежекторі і компресорі полягає у тому, що стиснення в ежекторі здійснюється не зовнішнім джерелом механічної роботи, а робочим середовищем, яке змішується зі засмоктаним середовищем.

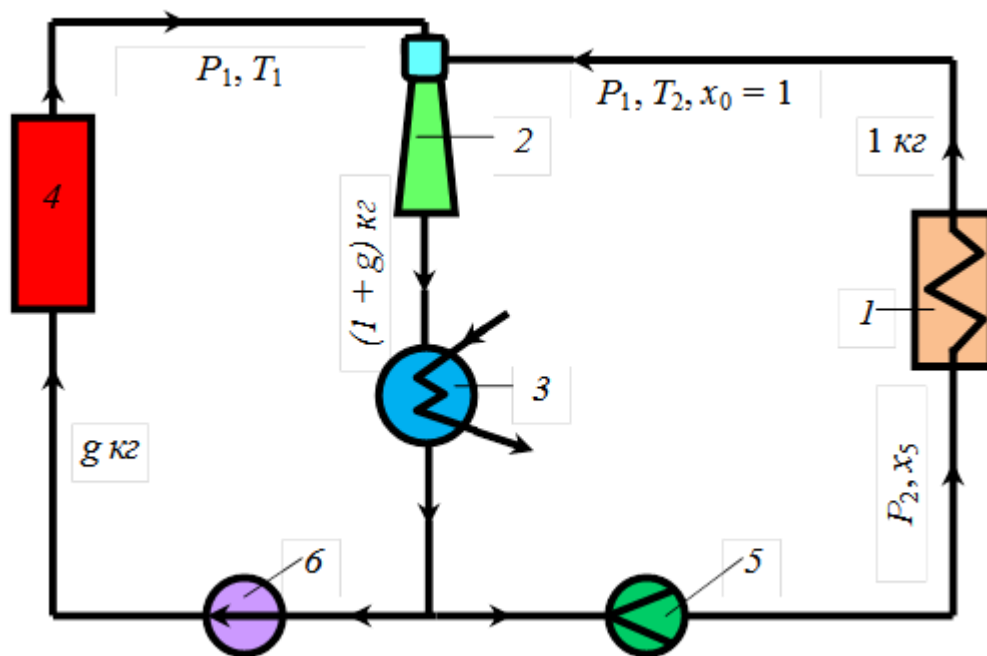
Зазвичай в процесі стиснення 1 кг засмоктаного середовища витрачається  $g$  кг робочого середовища, причому  $g > 1$ . Знайдемо  $g$  з теплового балансу ежектора. У ежектор входить  $g$  кг робочої пари з параметрами  $P_1, h_1$  і 1 кг пари, яка ежектується з параметрами  $P_2, h_2$ , а виходить з нього  $(1 + g)$  кг суміші з параметрами  $P_3, h_3$ . Тоді:

$$g \cdot h_1 + h_2 = (1 + g) \cdot h_3; \quad (5.13)$$

$$g = \frac{h_3 - h_2}{h_1 - h_3}. \quad (5.14)$$

Унаслідок втрат на необоротність дійсна витрата робочої пари  $g^{\text{д}}$ , що необхідна для стиснення суміші, буде більше. Відношення  $g$  до  $g^{\text{д}}$  називають ККД ежектора.

На рис. 5.6 та 5.7 наведено схему пароежекторної холодильної установки та її цикл.



1 – випарник; 2 – ежектор; 3 – конденсатор; 4 – котел; 5 – дросель; 6 – насос

Рис. 5.6 – Схема пароежекторної холодильної установки

Суха насичена пара масою  $g$  кг з параметрами  $P_1$  і  $T_1$  надходить з котла 4 в ежектор 2, де її тиск знижується до  $P_2$  (процес 1–2). У камері змішення ежектора вона змішується з 1 кг сухої насиченої пари, що поступає з випарника 1 (точка 0) з параметрами  $P_2$  і  $T_2$ , внаслідок чого виходить суміш пари масою  $(1 + g)$  кг з параметрами  $P_2$  і  $x_c$  (точка с). Далі суміш надходить в дифузор ежектора, де відбувається підвищення її тиску до  $P_3$  (точка а, процес с–а). З ежектора суміш поступає в конденсатор 3, де відбувається її повна конденсація (процес а–3). Одна частина конденсату масою  $g$  кг за допомогою насоса 6 (процес 3–d, робота насоса) надходить в котел 4, інша частина конденсату масою 1 кг – в дросель 5. В результаті дроселювання (процес 3–5) виходить волога пара тиском  $P_2$  і ступенем сухості  $x_5$ , яка далі поступає у випарник 1. Тут внаслідок підведення теплоти  $q_2$  пара за постійного тиску підсушується до стану  $x_0 = 1$  (процес 5–

0), після чого поступає в ежектор 2. У котлі підводиться теплота  $q_1$ , внаслідок чого  $g$  кг конденсату перетворюється на суху насичену пару тиску  $P_1$  (процес d-1).

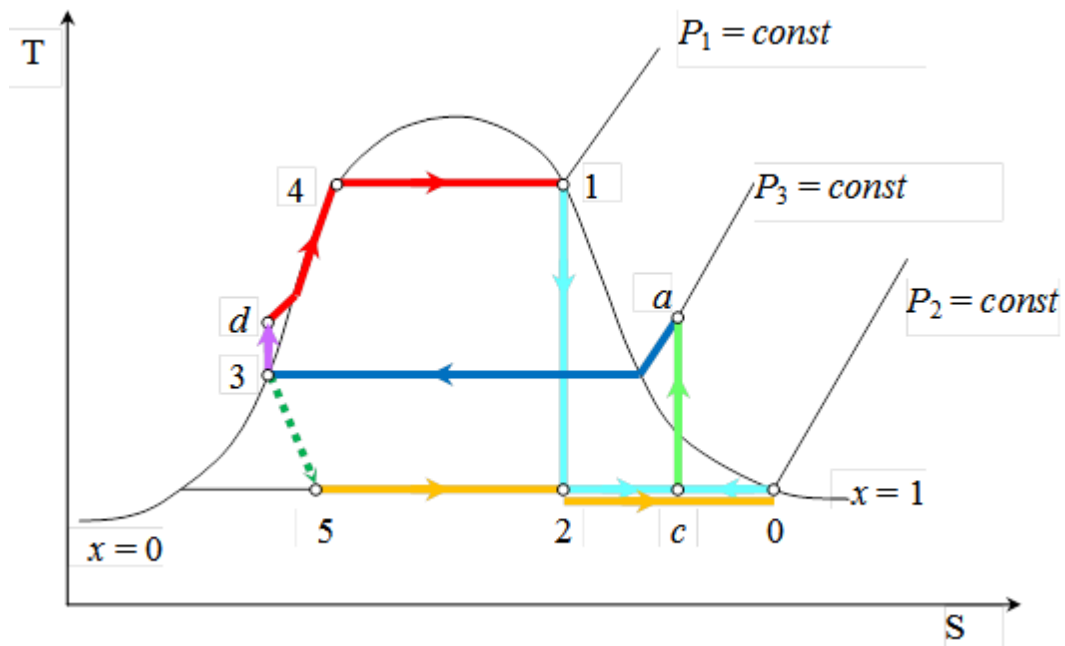


Рис. 5.7 – Зображення циклу пароежекторної холодильної установки на  $T - S$  діаграмі

Ступінь використання теплоти в установці (тепловий коефіцієнт):

$$\xi = \frac{q_2}{q_1} = \frac{h_0 - h_5}{g^L \cdot (h_1 - h_d)} \quad (5.15)$$

Пароежекторна холодильна установка працює в такому режимі:

$T_1 = 406 \dots 453$  К,  $P_1 = 0,3 \dots 1$  МПа,  $x_1 = 1$ ;

$T_2 = 276 \dots 283$  К,  $P_2 = 0,7 \dots 1,2$  кПа;

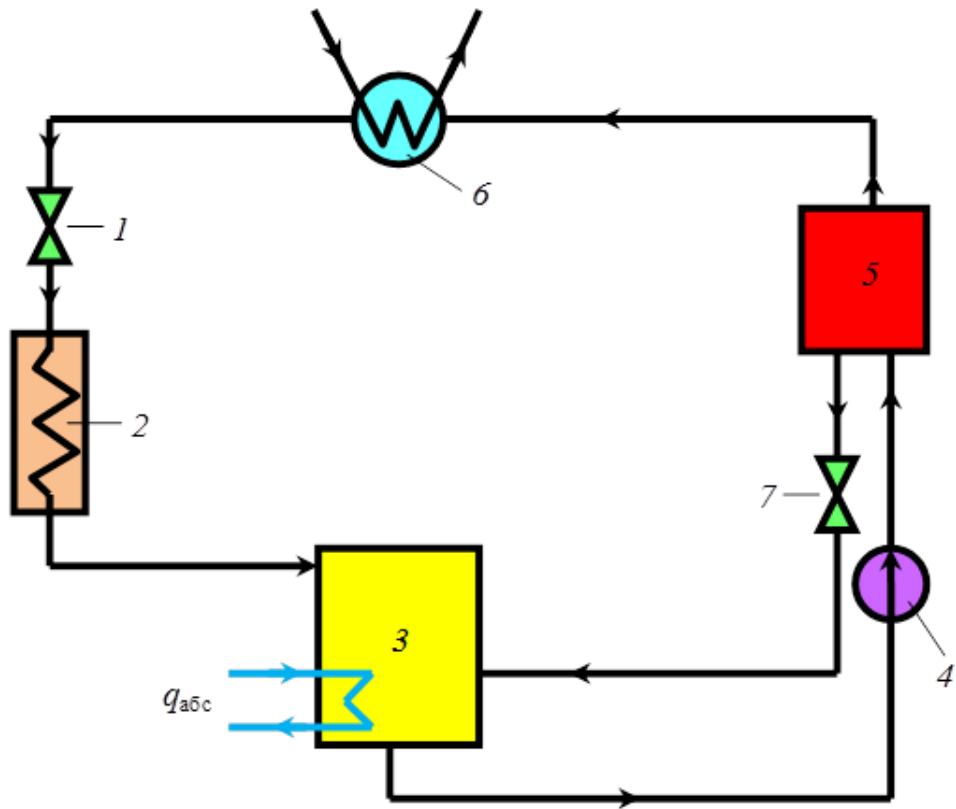
$T_3 = 303 \dots 313$  К,  $P_3 = 4,2 \dots 7,4$  кПа.

#### 5.4 Цикл абсорбційної холодильної установки (АХУ)

Розчини мають здатність абсорбувати пару розчину одного складу рідким розчином іншого складу навіть у тому випадку, коли температура останнього вища за температуру пари. Ця властивість розчинів використовується в абсорбційній холодильній установці. Дія АХУ заснована на абсорбції пари холодоагенту яким-небудь абсорбентом за тиску  $P_2$  і наступним виділенні їх за тиску  $P_1 > P_2$ .

На рис. 5.8 наведено схему АХУ, в якій як холодоагент застосовується волога пара аміаку.

Рідкий аміак, проходячи через дросель 1, знижує свій тиск від  $P_1$  до  $P_2$  і температуру від  $T_1$  до  $T_2$ . Потім волога пара аміаку поступає у випарник 2, де вона за рахунок теплоти  $q_2$  збільшує свій ступінь сухості до  $x_3 = 1$ . Суха насичена пара аміаку з температурою  $T_2$  поступає в абсорбер 3, куди подається з парогенератора 5 збіднений аміаком розчин через дросель 7 з температурою  $T_1 > T_2$ , в якому легкокиплячим компонентом є аміак. Розчин абсорбує пару аміаку, а теплота абсорбції, що виділяється при цьому, відводиться охолоджувальною водою. Концентрація аміаку в розчині в процесі абсорбції збільшується і, отже, з абсорбера виходить збагачений розчин за температури  $T_2 < T_3 < T_1$  і тиску  $P_2$ . За допомогою насоса 4 за тиску  $P_1$  цей розчин поступає в парогенератор 5, де за рахунок теплоти  $q_1$ , що підводиться, з нього випаровується в основному аміак, як найбільш летючий компонент. Пара аміаку надходить в конденсатор 6, де конденсується і цикл завершується.



1, 7 – дроселі; 2 – випарник; 3 – абсорбер; 4 – насос; 5 – котел; 6 – конденсатор  
Рис. 5.8 – Схема абсорбційної холодильної установки

Отже, в АХУ замість стиснення холодоагенту в компресорі використовуються процеси десорбції і відгонки холодоагенту з розчину під надмірним тиском за рахунок теплоти, що підводиться.

Коефіцієнт тепловикористовування, або тепловий коефіцієнт абсорбційної холодильної установки визначається співвідношенням:

$$\xi = \frac{q_2}{q_1}. \quad (5.16)$$

АХУ проста і надійна в експлуатації. В цей час вона застосовується в хімічній промисловості для одержання помірною охолодження, при цьому використовується фізична теплота вторинних енергоресурсів. Окрім водного розчину аміаку в абсорбційних холодильних установках застосовують також водні розчини літію броміду і кальцію хлориду.

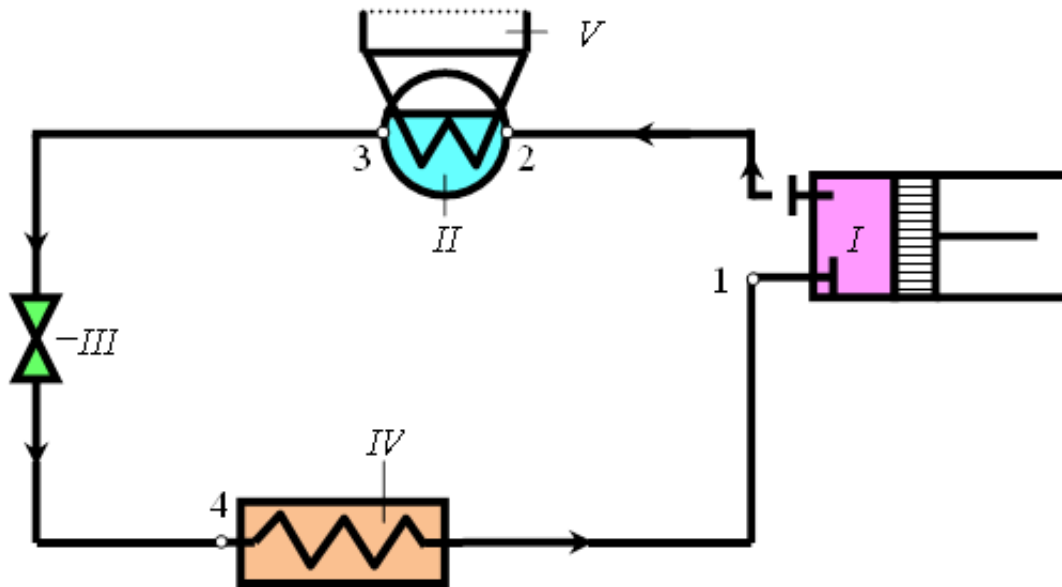
### 5.5 Цикл теплового насоса

У відмінності від холодильної установки тепловий насос застосовується для нагрівання об'єкту (наприклад, для опалювання приміщень). Тепловий насос працює за зворотним циклом, тобто за рахунок витрати роботи в компресорі I (рис. 5.9), забирає теплоту  $q_2$  у джерела низької температури IV і передає теплоту  $q_1$  джерелу високої температури (теплоприймачу V), причому  $q_1 = q_2 + l_0$ .

Джерелом теплоти низької температури для теплового насоса є навколишнє середовище, наприклад, холодна вода водоймищ, яка омиває випарник IV і випарує в ньому холодоагент.

Теплоприймач (який-небудь споживач теплоти) теплового насоса одержує, отже, окрім теплоти  $q_2$ , перенесеної від навколишнього середовища, і теплоту, еквівалентну витраченій роботі  $l_0$  (звично електричній енергії).

Отже, циклами теплових насосів є цикли холодильних установок, що працюють в іншій області температур.



I – компресор; II – конденсатор; III – дросель; IV – випарник; V – теплоспоживач  
Рис. 5.9 – Схема теплового насоса

Для холодильних установок оточуюче середовище є теплоприймачем, куди відводиться теплота, а для теплового насоса оточуюче середовище є джерелом теплоти, яка передається на більш високий температурний рівень. Ця відмінність показана на  $T - S$  діаграмі, де  $1'-2'-3'-4'$  – цикл холодильної установки, а  $1-2-3-4$  – цикл теплового насоса (рис. 5.10), тобто цикл холодильної установки розташовується нижче температури оточуючого середовища, а цикл теплового насоса – вище від неї.

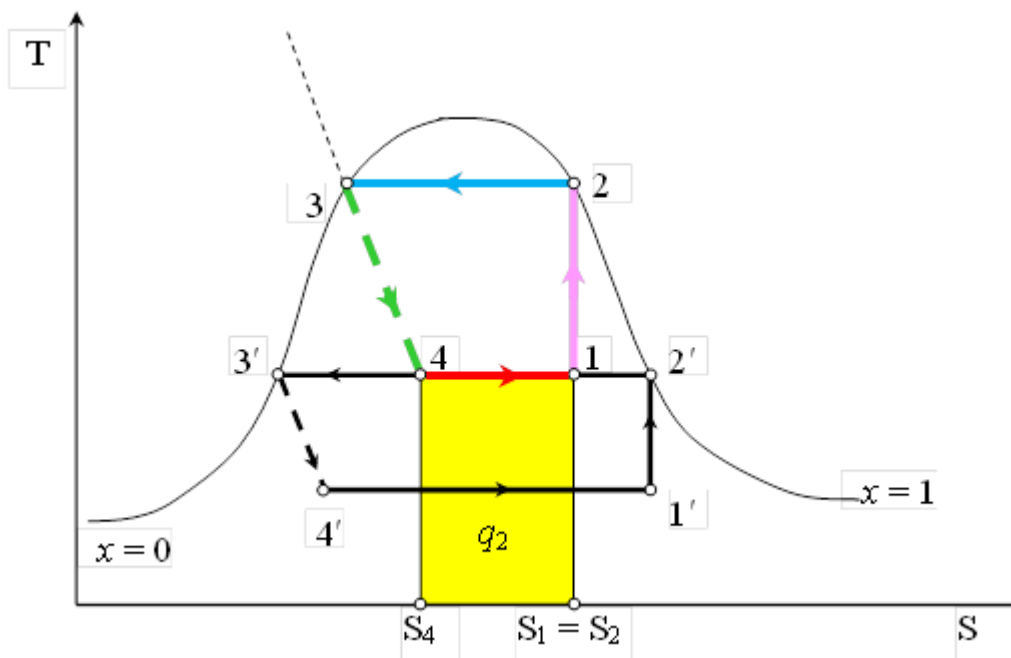


Рис. 5.10 – Зображення циклу теплового насосу на  $T - S$  діаграмі

Економічність циклу теплового насоса, споживаючого для перенесення теплоти роботу, характеризується коефіцієнтом перетворення теплоти, або опалювальним коефіцієнтом:

$$\psi = \frac{q_1}{l_0} = \frac{q_2 + l_0}{l_0} = \varepsilon + 1, \quad (5.17)$$

де  $q_1$  – кількість теплоти, що передається джерелу високої температури;

$l_0$  – робота, що витрачається.

Теплові насоси ще не знайшли широкого застосування через відносно високу вартість машин та електроенергії.

## 5.6 Методи зрідження газів

Одержання дуже низьких температур. Необхідних для зрідження багатьох технічно важливих газових сумішей і подальшого їх розділення ректифікацією, неможливе розглянутими вище методами для помірного охолодження. Це пояснюється тим, що температури кипіння холодильних агентів, які застосовуються під час помірного охолодження, порівняно високі (температура кипіння аміаку за атмосферного тиску дорівнює  $-33\text{ }^\circ\text{C}$ , фреонів – від  $12$  до  $29,8\text{ }^\circ\text{C}$  тощо). Температури випарювання можуть бути зніжені до рівня, необхідного в процесах глибокого охолодження тільки шляхом створення у випарнику дуже глибокого вакууму, що дорівнює сотим часткам атмосфери. Однак за таких умов можливе замерзання деяких холодоагентів, можливість засмоктування повітря через нещільності тощо.

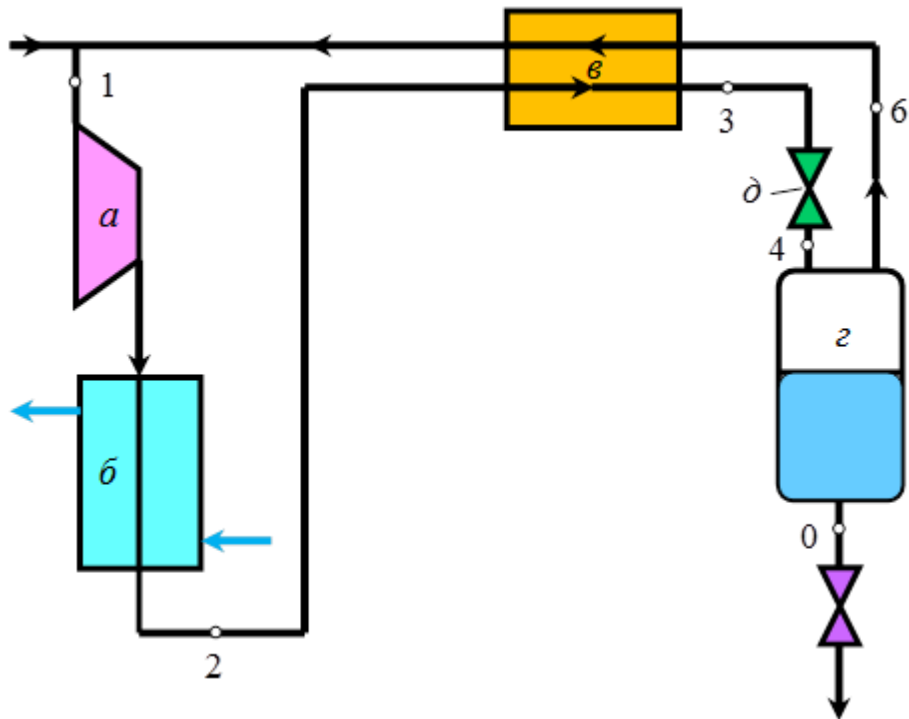
Використання для одержання глибокого холоду принципу випарювання низькокиплячих газів, таких як кисень (температура кипіння  $-183\text{ }^\circ\text{C}$ ) або азот (температура кипіння  $-196\text{ }^\circ\text{C}$ ), також неможливе, оскільки поряд з низькими температурами кипіння ці гази характеризуються дуже низькими критичними температурами, вище яких газ не можна перевести в рідкий стан. Тому зрідження таких газів шляхом їх охолодження водою за будь-яких тисків неможливе. Зрідження газів, які характеризуються критичними температурами, значно нижчими за температуру  $-100\text{ }^\circ\text{C}$  (кисень, азот, водень, гелій тощо), можливе методами, які можна поділити на дві групи:

1. Каскадне охолодження з застосуванням проміжних холодоагентів.
2. Безпосереднє охолодження.

Каскадне охолодження газів (метод Пікте) – це найстаріший метод зрідження газів. Він був запропонований швейцарським фізиком Р. Пікте ще у 1887 р. При цьому методі використовується комбінація декількох послідовно з'єднаних пароконденсійних холодильних циклів. Така схема не вимагає великих енергетичних затрат, однак для її реалізації необхідна велика кількість металомістких машин. В зв'язку з цим, цей метод використовується дуже рідко. Значно простішими і компактнішими є установки, робота яких ґрунтується на безпосередньому охолодженні газу.

### 5.6.1 Цикл Лінде

В циклі Лінде, який був запропонований німецьким фізиком-інженером Лінде ще в 1895 р., використовується так званий регенеративний принцип. Внаслідок дроселювання не можна знизити температуру газу до рівня, необхідного для його зрідження, навіть в тому випадку, коли газ стискати до досить високих тисків. Застосування регенеративного принципу полягає в тому, що стиснений газ додатково охолоджується перед його дроселюванням в протипотоковому теплообміннику внаслідок теплообміну з охолодженими після дроселювання газами. Дроселювання вже додатково охолодженого і стисненого газу призводить до подальшого, ще глибшого зниження температури газу. Цикл високого тиску з однократним дроселюванням показано на рис. 5.11 та 5.12.



а – компресор; б – холодильник; в – регенеративний теплообмінник; г – збірник; д – дросель.

Рис. 5.11 – Схема регенеративного циклу високого тиску з однократним дроселюванням

Газ, тиск якого  $P_1$  і температура  $T_1$  засмоктується компресором а і стискається до тиску  $P_2$ , після чого тепло, яке виділяється в процесі стиснення, відводиться в холодильник б, де газ охолоджується до початкової температури  $T_1$ . Процес ізотермічного стиснення зображений на  $T - S$  діаграмі ізотермою 1–2. Після цього газ охолоджується в регенеративному теплообміннику в за сталого тиску (ізобара 2–3) за рахунок холоду "зворотних" газів, які поступають після дроселювання.

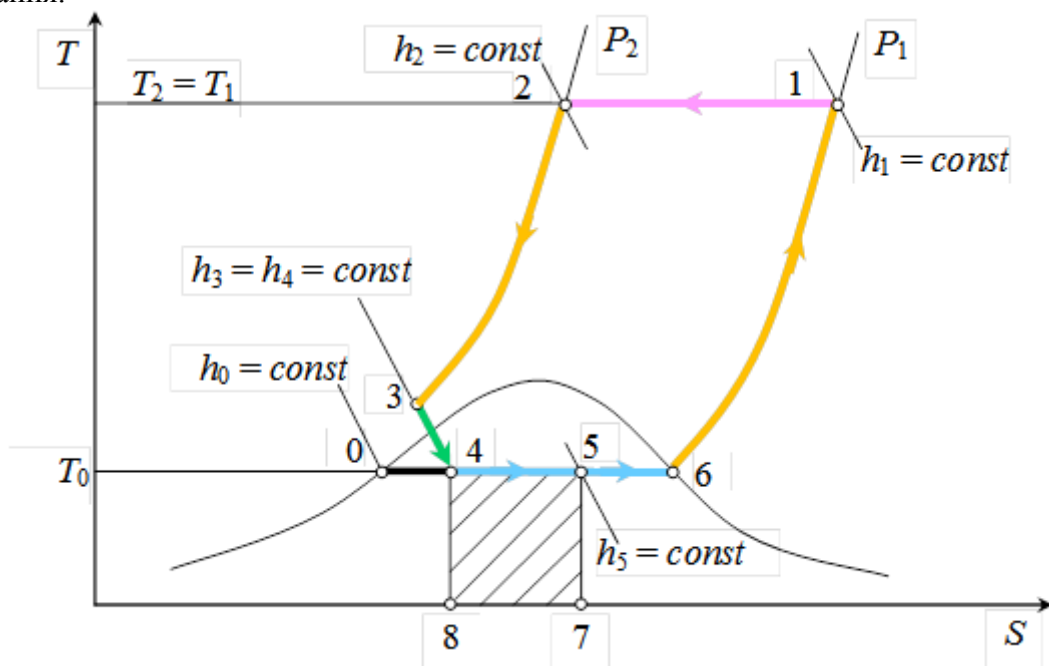


Рис. 5.12 – Зображення регенеративного циклу високого тиску з однократним дроселюванням на  $T - S$  діаграмі

Охолоджений і стиснений газ с тиском  $P_2$  дроселюється до початкового тиску  $P_1$ , при цьому температура газу знижується (процес дроселювання – ізоентальпа 3–4). Під час дроселювання частина газу переходить в рідкий стан. Частина незрідженого газу направляється в теплообмінник в, де він віднімає тепло від свіжого газу, стисненого в компресорі. При цьому "зворотний" газ нагрівається до початкової температури  $T_1$  за сталого тиску  $P_1$  (ізобара 5–1). Після теплообмінника в газ знову засмоктується компресором а, і цикл повторяється. Відношення частки зрідженого газу  $n$  до частки незрідженого ( $n-1$ ), який припадає на 1 кг газу, що підлягає зрідженню, визначається на діаграмі відношенням відрізків 4–5 і 0–4.

Від газу високого тиску віднімається тепло  $(h_2 - h_3)$ . Парорідка суміш низького тиску сприймає в теплообміннику тепло  $(h_1 - h_5)$ . Очевидно, що

$$h_1 - h_5 = h_2 - h_3 = h_2 - h_4. \quad (5.18)$$

Різниця  $h_5 - h_4$  (заштрихована площа 4–5–7–8–4) являє собою тепло, яке одержує 1 кг паро рідкої суміші за температури  $T_0$  і яке витрачається на випарювання частини рідини перед теплообмінником. Це тепло, яке сприймається на нижчому температурному рівні, відповідає холодовиробності 1 кг газу, який циркулює в системі. З рівняння (6.18) випливає:

$$h_5 - h_4 = h_1 - h_2, \quad (5.19)$$

тобто холодовиробність дорівнює зменшенню тепловмісту газу в процесі ізотермного стиснення.

Позначимо частку зрідженого газу в процесі дроселювання через  $n$ , тоді тепловий баланс холодильної машини, віднесений до 1 кг газу, який циркулює в системі, запишеться:

$$h_2 = n \cdot h_0 + (1 - n) \cdot h_1. \quad (5.20)$$

Тоді з рівняння (6.20) визначається частка зрідженого газу:

$$n = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_0}, \quad (5.21)$$

де  $(h_1 - h_2)$  – холодовиробність 1 кг газу;

$(h_1 - h_0)$  – кількість тепла, яке необхідно відвести від 1 кг газу.

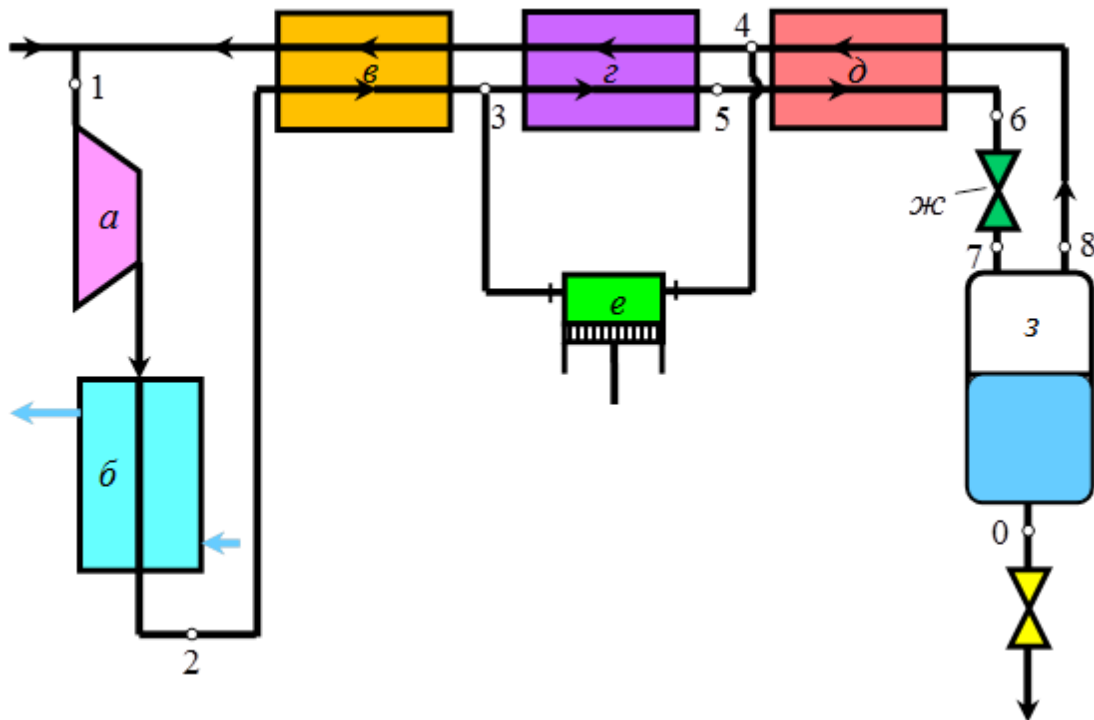
### 5.6.2 Цикл Клода

В установках для зрідження газу, які працюють за методом Клода, поряд з необоротним процесом адіабатного дроселювання використовується процес адіабатного розширення в детандері з віддачею роботи в детандері. Адіабатне розширення газу з віддачею зовнішньої роботи забезпечує ефективніше охолодження газу чи рідини, ніж адіабатне дроселювання. Схему установки, яка працює за методом Клода, а також цикл на  $T - S$  діаграмі наведено на рис. 5.13 та 5.14.

Згідно зі схемою газ стискається в компресорі а до тиску 2,5 – 4,0 МПа і охолоджується в холодильнику б до температури всмоктування  $T_1$ . Процес стиснення на  $T - S$  діаграмі показаний ізотермою 1–2. Відтак газ охолоджується в регенеративному теплообміннику в (за ізобарою 2–3), по виході з якого ділиться на дві частини:  $m$  і  $(1-m)$ . Одна частина  $m$  прямує на подальше охолодження в регенеративний теплообмінник г, процес в якому показаний ізобарою 3–5, і регенеративний теплообмінник д (охолоджується за ізобарою 5–6). Друга частина  $(1-m)$  газу надходить в детандер е, і розширяючись (процес 3–4), здійснює зовнішню роботу. Охолоджений в процесі розширення в детандері е газ низького тиску (близько 0,1 МПа) проходить послідовно теплообмінники г і в, де віднімає тепло від стисненого в компресорі а газу, нагріваючись при цьому до початкової температури  $T_1$  (процес 4–1). Стиснений і охолоджений газ по виході з теплообмінника д розширяється в дроселі ж до атмосферного тиску і частково зріджується (процес 6–7). Незріджена частина газу, стан якого характеризується точкою 8, прямує на охолодження стисненого газу в теплообміннику д, де нагрівається (ізобара 8–4), а відтак змішуючись з газом, який



виходить з детандера, проходить разом з ним через теплообмінник г і в. Зміна стану газу, який нагрівається в теплообмінниках до початкової температури  $T_1$ , характеризується ізобарою 4–1.



а – компресор; б – холодильник; в – холодильник попередній; г, д – регенеративні теплообмінники; е – детандер; ж – дросельний вентиль; з – збірник рідини.

Рис. 5.13 – Схема циклу Клода

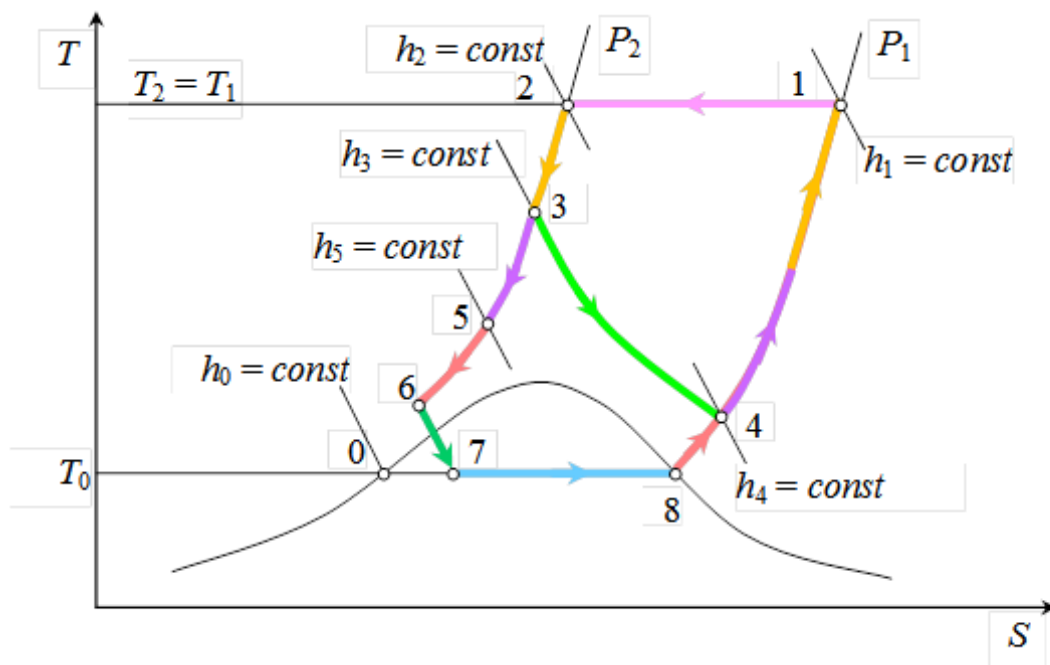


Рис. 5.14 – Зображення циклу Клода на  $T - S$  діаграмі

З погляду термодинаміки детандерний зріджувач є більш досконалим і ефективним порівняно із зріджувачем Лінде, однак наявність в схемі детандера ускладнює установку і збільшує її габарити. Оскільки детандер працює за низьких температур, і газ розширюючись,

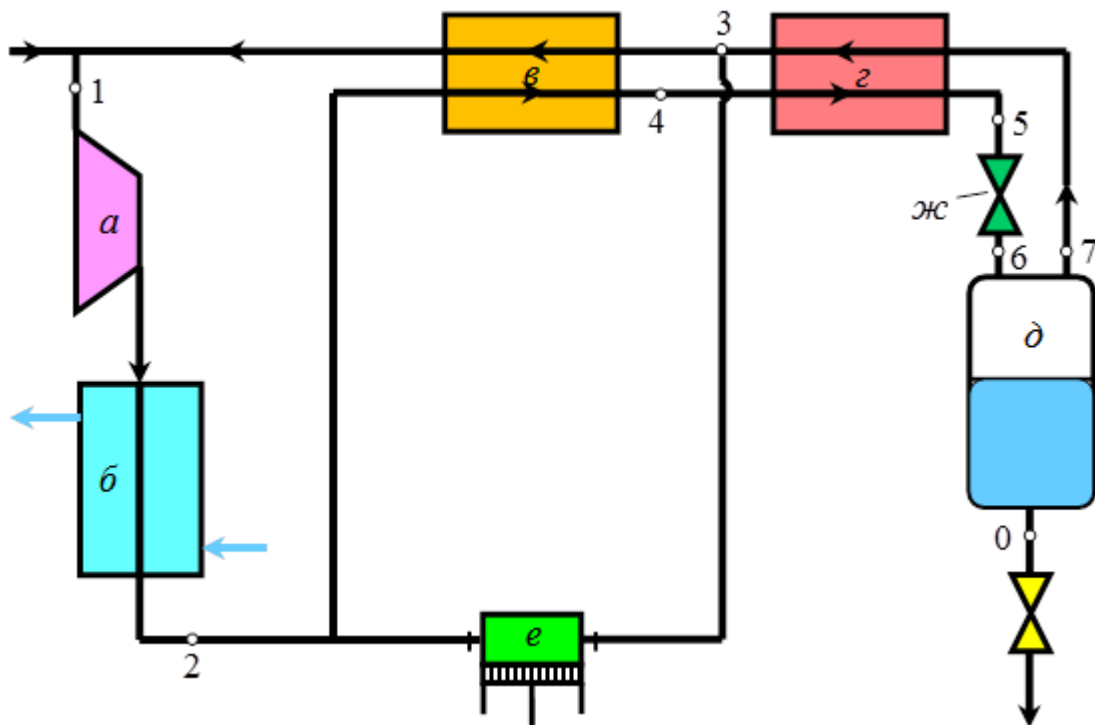
охладжується приблизно до температури  $-140\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то коефіцієнт корисної дії детандера порівняно низький і становить  $0,6 - 0,65$ .

Зріджена частка газу визначається за рівнянням:

$$n = \frac{h_1 - h_2 + (1 - m) \cdot (h_3 - h_4)}{h_1 - h_0} \quad (5.22)$$

### 5.6.3 Цикл Гейландта

Цей цикл принципово не відрізняється від попереднього циклу Клода. Різниця полягає в тому, що в детандер надходить частина стисненого газу до його охолодження в регенеративному теплообміннику (рис. 5.15, 5.16).



а – компресор; б – холодильник; в, г – теплообмінники; д – збірник зрідженого газу; е – детандер; ж – дросельний вентиль.

Рис. 5.15 – Схема циклу Гейландта

В результаті детандер працює за більш високих температур, внаслідок чого коефіцієнти корисної дії детандера і установки в цілому збільшуються. Разом з цим, для одержання охолоджувального ефекту в процесі дроселювання необхідно стискати газ до більш високих тисків (близько  $20\text{ МПа}$ ). Потік газу після стиснення в компресорі (ізотерма 1–2) ділиться на дві частини. Одна частина  $(1 - m)$  направляється на охолодження в регенеративний теплообмінник в (ізобара 2–4), а відтак в теплообмінник г (процес 4–5). Друга частина газу  $m$  надходить в детандер е, розширюючись в якому, здійснює зовнішню роботу (процес 2–3).

Стиснений і охолоджений в теплообмінниках газ дроселюється в дроселі ж до початкового (атмосферного) тиску  $P_1$  (за ізентальпією 5–6) і частково зріджується. Зріджена частина газу виводиться з установки, а незріджені газу прямують в теплообмінник г у вигляді охолоджувального агента, а відтак змішуються з газом, який виходить з детандера в теплообміннику в, при цьому відбирається тепло від стисненого газу і ізобарно нагрівається до початкової температури  $T_1$  (процес 7–1).

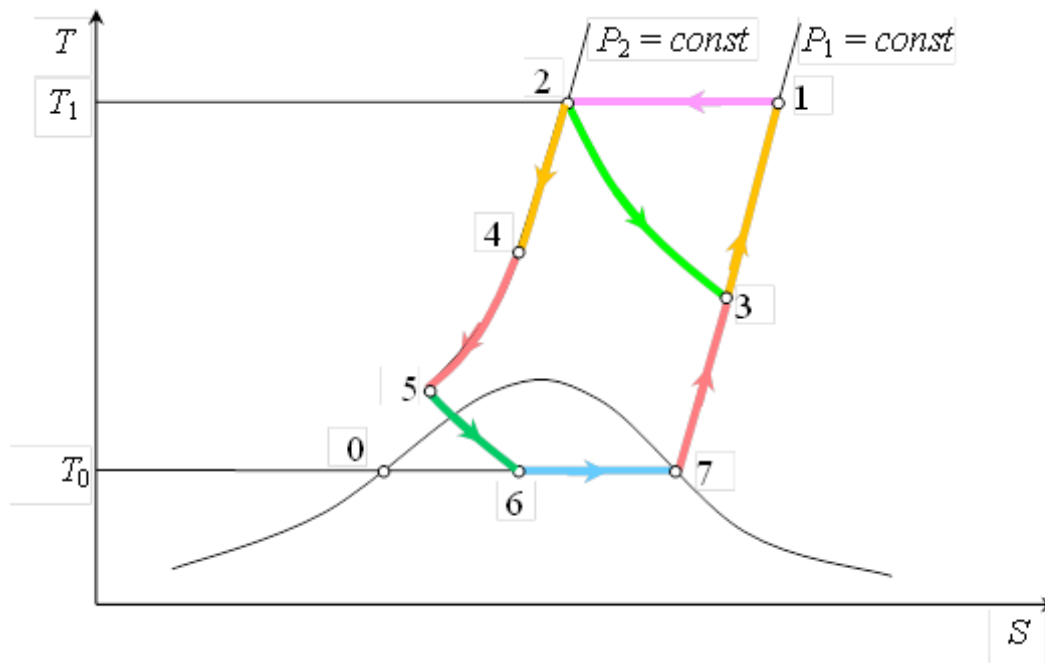


Рис. 5.16 – Зображення циклу Гейландта на  $T - S$  діаграмі

Визначення частки зрідженого газу здійснюється аналогічно до попереднього циклу.

#### 5.6.4 Цикл Капіці

Підвищити ефективність розширення газу в детандері можна, замінивши поршневий детандер турбодетандером. Застосування одноступеневого турбодетандера Капіці дало можливість зрідити газ (повітря) за тиску 0,6 МПа. Регенеративний цикл Капіці особливо ефективний в тих випадках. Коли внаслідок розділення газових сумішей повинні бути одержані газоподібні компоненти, а установка характеризується високою продуктивністю. В циклі низького тиску (рис. 5.17) газ стискається в турбокомпресорі а (ізотерма 1–2) приблизно до 0,6 МПа (у разі зрідження повітря), після чого охолоджується за того самого тиску в регенераторі в.

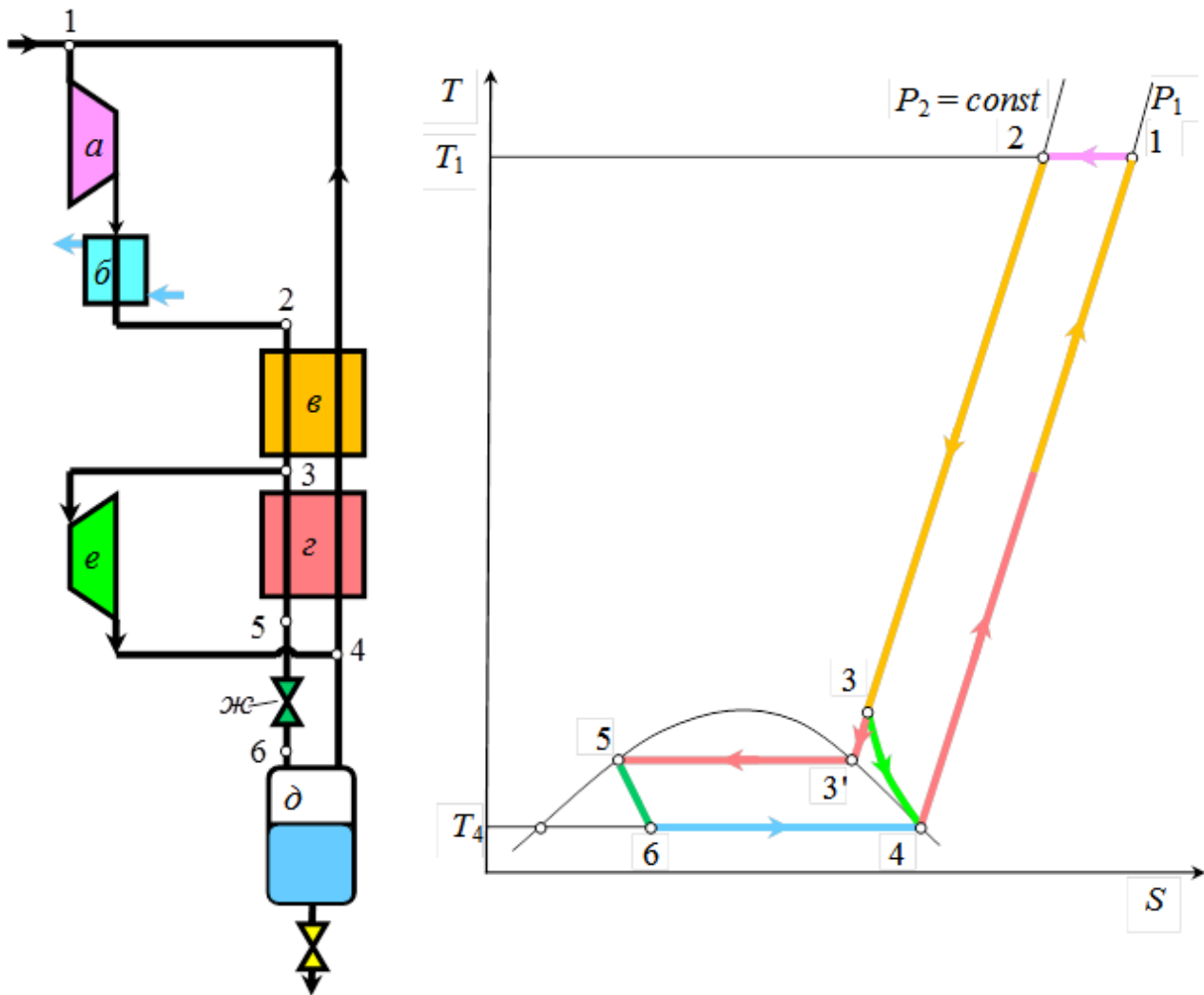
На виході з теплообмінника в потік газу ділиться на дві частини. Менша частина газу прямує в генератор г, де охолоджується до більш низької температури, за якої здійснюється зрідження газу (процес 3–3'–5).

Зріджений газ проходить через дросель ж, в якому розширяється до початкового тиску (процес 5–6). Більша частина газу після регенератора в надходить в турбодетандер е, і розширюючись (процес 3–4), здійснює зовнішню роботу. Охолоджений газ після турбодетандера змішується з тією частиною газу, яка після дроселювання не встигла зробитись рідкою (точка 4). Суміш цих газів проходить послідовно теплообмінники г і в, де віднімає тепло від стисненого в турбокомпресорі газу і нагрівається до початкової температури.

#### 5.6.4 Цикл Стирлінга

Для одержання низьких температур може бути використаний цикл Стирлінга, який є оборотним циклом, еквівалентним до циклу Карно. Циліндр 1 такої установки (рис. 5.18) розділений на дві частини А і В, з яких А – компресорна, В – детандерна.

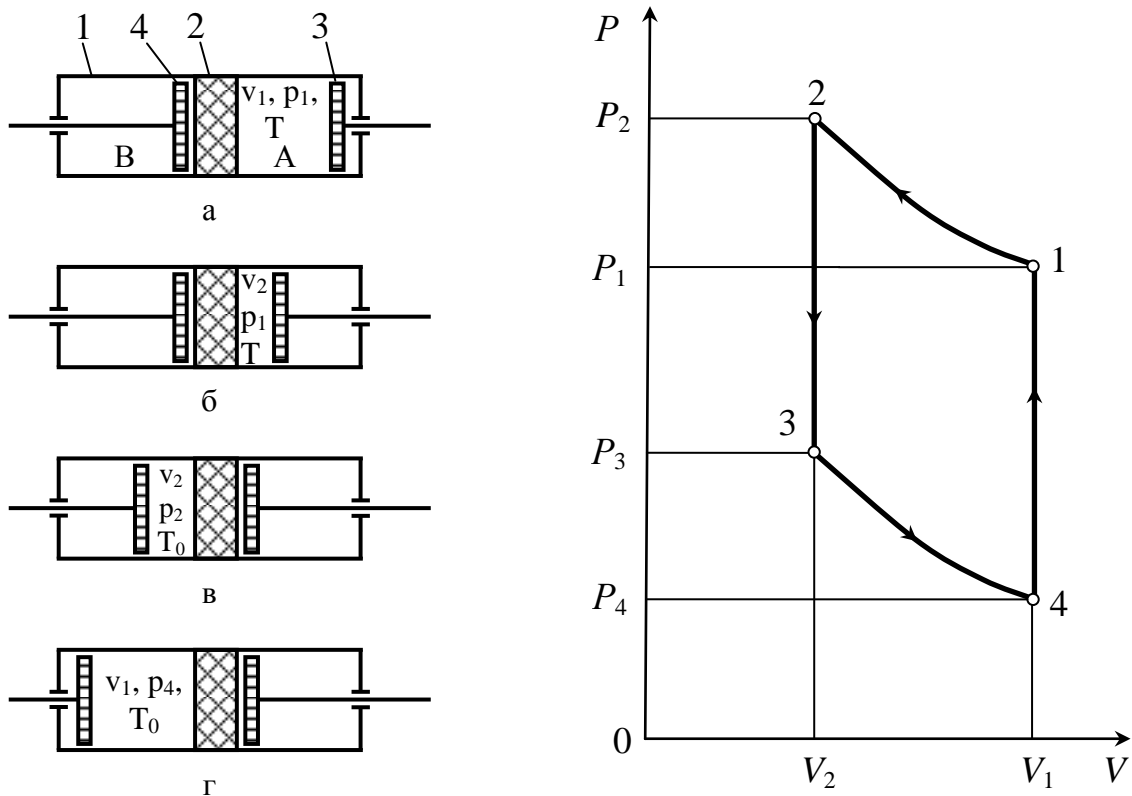
Між цими частинами циліндра розташований регенератор 2. Під час руху поршня 3 справа наліво відбувається стиснення газоподібного холодоагента від тиску  $P_1$  до тиску  $P_2$  за постійної температури. При цьому, як видно з діаграми і схеми (рис. 5.18, б) об'єм холодоагента зменшується від  $V_1$  до  $V_2$ .



а – турбокомпресор; б – холодильник; в – регенеративний холодильник, г – регенеративний теплообмінник; д – збірник зрідженого газу; е – турбодетандер; ж – дросельний вентиль.  
 Рис. 5.17 – Принципова схема циклу Капіці

На наступній стадії (рис. 5.18, в) за одночасного руху поршня 3 компресора і поршня 4 детандера справа наліво газ без зміни об'єму ( $V_2 = \text{const}$ ) проходить через генератор 2, де його температура зменшується від  $T_1$  до  $T_0$ , а тиск – від  $P_2$  до  $P_3$  (процес 2–3). Відтак (рис. 5.18, г) відбувається розширення газу в детандер ній частині циліндра з віддачею роботи за  $T_0 = \text{const}$ . В процесі розширення тиск газу зменшується від  $P_3$  до  $P_4$ , а об'єм збільшується від  $V_2$  до  $V_1$  (ізотерма 3–4). На цій стадії поршень 3 знаходиться в крайньому лівому положенні. Тепло розширення віднімається холодильним агентом від охолоджувального середовища (теплообмінник на рис. 5.18 не показаний) і в такий спосіб на цій стадії одержується холод.

В заключній стадії поршні 3 і 4 рухаються зліва направо і холодильний агент за  $V_1 = \text{const}$  проходить через генератор і нагрівається від  $T_0$  до  $T_1$  при цьому тиск газу зростає від  $P_4$  до  $P_1$  (ізохора 4–1).



1 – циліндр; 2 – регенератор; 3, 4 – поршні.

Рис. 5.18 – Схема пристосування та ідеальний цикл холодильної машини фірми "Філіпс"

Холодильні установки такої конструкції застосовуються для одержання температур від  $-80^{\circ}\text{C}$  до  $-120^{\circ}\text{C}$ . Холодильним агентом в таких установках є водень або гелій. Перевагою таких установок є простота конструкції, незначна чутливість до забруднень і порівняно високий коефіцієнт корисної дії.

### Контрольні запитання

1. Дати класифікацію холодильних установок.
2. Пояснити за яким циклом працюють холодильні машини і який параметр характеризує ефективність холодильної машини?
3. Нарисуйте схему циклу повітряної холодильної установки і пояснить на  $T - S$  та  $P - V$  діаграмах його особливості.
4. Нарисуйте схему циклу парокомпресійної холодильної установки і пояснить на  $T - S$  діаграмі особливості використання сухої та вологої пари.
5. Навести вимоги, що ставляться до холодильних агентів.
6. Нарисуйте схему циклу пароежекторної холодильної установки і пояснить на  $T - S$  діаграмі його особливості.
7. Пояснити принцип роботи абсорбційних холодильних установок і яка їх відмінність від компресійних холодильних машин.
8. Пояснити відмінність теплових насосів від холодильних машин. Покажіть цю відмінність за допомогою  $T - S$  діаграми.
9. Пояснити як оцінюється ефективність роботи теплового насосу.
10. Пояснить принцип зрідження газів за методом Пікте.
11. Нарисуйте схеми (принципову та термодинамічну) циклу Лінде і пояснить на  $T - S$  діаграмі його особливості. Як визначити холодовиробність та частку зрідженого газу?
12. Нарисуйте схеми (принципову та термодинамічну) циклу Клода і пояснить на  $T - S$  діаграмі його особливості. Як визначити холодовиробність та частку зрідженого газу?

13. Нарисуйте схеми (принципову та термодинамічну) циклу Гейландта і поясніть на  $T - S$  діаграмі його особливості. Як визначити холодовиробність та частку зрідженого газу?

14. Нарисуйте схеми (принципову та термодинамічну) циклу Капіці і поясніть на  $T - S$  діаграмі його особливості. Як визначити холодовиробність та частку зрідженого газу?

15. Поясніть принцип зрідження газів за методом Стирлінга.

## 6 ЕКСЕРГІЯ

### 6.1 Види ексергії

Ексергія – максимальна корисна робота, яку може виробити система внаслідок її оборотного переходу з даного стану в стан рівноваги з навколишнім середовищем.

Ексергія розподіляється на 2 основні види:

1. Ексергія видів енергії, що не характеризуються ентропією, для яких вона дорівнює самій енергії (механічна, електрична).

2. Ексергія видів енергії, що характеризуються ентропією (внутрішня енергія, енергія випромінювання, термомеханічна, нульова) (табл. 6.1).

Таблиця 6.1 – Види ексергії

Механічна (кінетична, потенційна), електрична	Фізична (термомеханічна)	Хімічна (нульова)	Теплового потоку	Випромінювання	Фізична (термомеханічна)	Хімічна	Випромінювання
$E_p, E_k$	$E_\phi$	$E_0$					
	Ексергія потоку речовини $E_t = E_\phi + E_0$		Ексергія потоку енергії		Ексергія замкнутого об'єму		

Ексергія видів енергії, що характеризуються ентропією підрозділяється на ексергію потоку речовини, ексергію потоку енергії і ексергію речовини в замкнутому об'ємі. Ексергія речовини в замкнутому об'ємі складається з фізичної (термомеханічної), нульової (хімічної – в реакторах періодичної дії) і випромінювання. Ексергія потоку речовини складається з термомеханічної і нульової. Ексергія потоку енергії складається з ексергії теплового потоку і ексергії випромінювання.

### 6.2 Ексергія речовини в замкнутому об'ємі

Ексергія речовини в замкнутому об'ємі розглядається в закритих системах. Визначимо термомеханічну ексергію речовини в замкнутому об'ємі, тобто максимальну роботу, яку може здійснити речовина з початковими параметрами  $P, V, T, U, H, S$  в процесі оборотного переходу в рівновагу з навколишнім середовищем, коли його параметри матимуть значення  $P_0, V_0, T_0, U_0, H_0, S_0$ . Для того, щоб речовина перейшла в рівновагу з навколишнім середовищем, необхідно змінити її внутрішню енергію внаслідок підведення (або відведення) до неї теплоти або внаслідок здійснення нею роботи, оскільки згідно з 1 законом термодинаміки  $dU = \delta Q - \delta L$ .

У оборотному процесі підведення теплоти до речовини або відведення від неї теплоти в навколишнє середовище відбувається за постійної температури, яка дорівнює температурі навколишнього середовища ( $T_0$ ), тобто:

$$\delta Q = T_0 \cdot dS. \quad (6.1)$$

Тоді ексергія речовини в замкнутому об'ємі ( $de_v$ ) дорівнюватиме роботі ( $\delta L$ ) за вирахуванням роботи, що витрачається речовиною на подолання нею тиску навколишнього середовища ( $P_0 \cdot dV$ ), тобто:

$$de_v = \delta L - P_0 \cdot dV = \delta Q - dU - P_0 \cdot dV = T_0 \cdot dS - dU - P_0 \cdot dV, \quad (6.2)$$

або після інтегрування:

$$e_v = T_0 \cdot (S_0 - S) - (U_0 - U) - P_0 \cdot (V_0 - V) = T_0 \cdot (S - S_0) - (U - U_0) - P_0 \cdot (V - V_0). \quad (6.3)$$

Оскільки для даного середовища, що оточує речовину,  $P_0$ ,  $V_0$ ,  $T_0$ ,  $U_0$ , і  $S_0$  є величини сталі, то можна записати:

$$e_v = U - T_0 \cdot S + P_0 \cdot V + c, \quad (6.4)$$

де  $c = -U_0 + T_0 \cdot S_0 - P_0 \cdot V_0 = \text{const}$ , і отже,  $e_v$  є параметром стану речовини і середовища – ексергетичною функцією.

Ексергія речовини в замкнутому об'ємі визначається взаємодією її з навколишнім середовищем тільки температурою та тиском; склад навколишнього середовища значення не має.

Зазвичай в розрахунках визначають різницю величини  $e_v$  в двох станах системи. В цьому випадку:

$$\Delta e_v = \Delta U - T_0 \cdot \Delta S + P_0 \cdot \Delta V. \quad (6.5)$$

### 6.3 Ексергія потоку речовини

Для визначення термомеханічної ексергії необхідно знайти максимальну роботу потоку речовини в процесі оборотного переходу від даного стану, що характеризується параметрами  $P$ ,  $V$ ,  $T$ ,  $U$ ,  $H$ ,  $S$  до рівноважного стану з середовищем, тобто з параметрами  $P_0$ ,  $V_0$ ,  $T_0$ ,  $U_0$ ,  $H_0$ ,  $S_0$ . Ексергія потоку речовини відрізняється від ексергії речовини в замкнутому об'ємі на величину роботи, що зв'язана з переміщенням потоку. Для кінцевої зміни стану ця робота дорівнюватиме роботі  $P \cdot V$  за вирахуванням роботи  $P_0 \cdot V$ , що витрачається на подолання тиску середовища, тобто  $P \cdot V - P_0 \cdot V = V \cdot (P - P_0)$ . Отже, ексергія потоку речовини:

$$e = e_v + V \cdot (P - P_0). \quad (6.6)$$

Підставив значення  $e_v$  з рівняння 4.4, одержимо:

$$e = (U + P \cdot V) - T_0 \cdot S - U_0 + T_0 \cdot S_0 + P_0 \cdot V - P_0 \cdot V_0 - P_0 \cdot V. \quad (6.7)$$

Враховуючи, що  $U + P \cdot V = H$ , а  $-U_0 + T_0 \cdot S_0 - P_0 \cdot V_0 = c$  остаточно одержимо:

$$e = H - T_0 \cdot S + c. \quad (6.8)$$

Зміна ексергії:

$$\Delta e = \Delta H - T_0 \cdot \Delta S. \quad (6.9)$$

### 6.4 Нульова (хімічна) ексергія

Нульова ексергія пов'язана зі встановленням рівності хімічних потенціалів між відповідними компонентами речовини і навколишнього середовища і вимірюється кількістю роботи, яка може бути одержана в оборотному процесі встановлення рівноваги компонентів речовини з відповідними компонентами навколишнього середовища за  $P_0$  і  $T_0$ . Процеси взаємодії речовини з навколишнім середовищем, що пов'язані з масообміном, не завжди супроводжуються хімічними реакціями (процеси розділення, змішення та розчинення). У хімічних реакторах нульова ексергія є основною. Для її визначення необхідно знати склад навколишнього середовища. Проте склад навколишнього середовища неоднорідний, і тому розрахунок абсолютних значень хімічної ексергії з такою ж точністю, як розрахунок термомеханічної ексергії

неможливий. Зазвичай для практичних цілей вводять спрощуючі допущення в розрахунок, але за умови відповідності вимог ексергетичного аналізу та суворого термодинамічного обґрунтування.

Обчислимо нульову ексергію під час хімічних перетворень. Нехай в хімічному реакторі перебігає реакція:



На практиці розрахунок нульової ексергії під час хімічних перетворень, що відбуваються в хімічних реакторах, ведеться на підставі формули ексергії потоку речовини.

1. Якщо реакція перебігає за температури 298 K, то ексергія хімічної реакції:

$$E_x = \Delta G_{298}^0 - \sum_j E_{0,j}, \text{ кДж/моль}, \quad (6.11)$$

де  $\Delta G_{298}^0$  – стандартний ізобарно-ізотермічний потенціал за  $T = 298 \text{ K}$ ;

$$\begin{aligned} \Delta G_{298}^0 &= \sum_i v'_i \cdot (\Delta G_{298,i}^0)' - \sum_i v_i \cdot (\Delta G_{298,i}^0) = \\ &= \sum_i v'_i \cdot (\Delta H_{298,i}^0)' - \sum_i v_i \cdot (\Delta H_{298,i}^0) - T_0 \cdot \left[ \sum_i v'_i \cdot (\Delta S_{298,i}^0)' - \sum_i v_i \cdot (\Delta S_{298,i}^0) \right]; \\ (\Delta H_{298,i}^0)', (\Delta H_{298,i}^0) &\text{ – стандартні значення ентальпій кінцевої і початкової складових реакції;} \\ \sum_j E_{0,j} &\text{ – сума значень нульових ексергій додаткових речовин, що беруть участь в реакції,} \end{aligned}$$

узятих за  $P_0$  і  $T_0$ .

Наприклад, в процесі одержання кальцію карбонату за реакцією:  $\text{Ca} + 0,5\text{O}_2 + \text{CO}_2 = \text{CaCO}_3$  додатковими речовинами є кисень та вуглецю (IV) оксид.

2. Якщо реакція перебігає за температури вищої ніж 298 K, то нульову ексергію хімічного перетворення в реакторах можна розрахувати за формулою:

$$E_x = \Delta G_T^0 - \sum_j E_{0,j}, \quad (6.12)$$

$$\Delta G_T^0 = \Delta G_{298}^0 + T \cdot \Delta \tilde{c}_{p,298} \cdot \left( \ln \frac{T}{298} - 1 + \frac{298}{T} \right), \quad (6.13)$$

$$\Delta \tilde{c}_{p,298} = \sum_i v'_i \cdot (\tilde{c}_{p,298,i})' - \sum_i v_i \cdot (\tilde{c}_{p,298,i}), \quad (6.14)$$

де  $(\tilde{c}_{p,298,i})'$ ,  $(\tilde{c}_{p,298,i})$  – молярні ізобарні теплоємності за температури 298 K початкової і кінцевої складових реакції відповідно.

Якщо додаткові речовини в навколишньому середовищі знаходяться не у вигляді з'єднання з іншими речовинами, а у вільному стані (гази атмосферного повітря), то нульова ексергія компоненту речовини визначається мінімальною роботою, необхідною для одержання його в чистому вигляді за параметрів середовища  $P_0$  і  $T_0$ :

$$e_{0,j} = \Delta H_0 + T_0 \cdot (S_0 - S) = T_0 \cdot (S_0 - S) = R \cdot T_0 \cdot \ln \left( \frac{P_0}{P_j} \right), \quad (6.15)$$

де  $\Delta H_0 = 0$  за  $T_0 = \text{const}$  для будь-якого компоненту повітря, що розглядається як ідеальна газова суміш компонентів.

Оскільки парціальний тиск компоненту:

$$P_j = r_j \cdot P_0 = N_j \cdot P_0, \quad (6.16)$$

де  $r_j$ ,  $N_j$  – об'ємні і мольні частки компонентів в суміші, то хімічна ексергія буде дорівнювати:

$$e_{0,j} = R \cdot T_0 \cdot \ln \left( \frac{1}{N_j} \right). \quad (6.17)$$



## 6.5 Ексергія теплового потоку

Ексергія теплового потоку розраховується за рівнянням:

$$e_q = \sum_{i=1}^{i=n} \delta q_i \cdot \frac{T_i - T_0}{T_i} = \sum_{i=1}^{i=n} \delta q_i \cdot \tau_{e,i}, \quad (6.18)$$

де  $\tau_e = 1 - \frac{T_0}{T}$  називається ексергетичною температурною функцією.

У окремому випадку за  $T = \text{idem}$  та  $\tau_e = 1 - \frac{T_0}{T} = \text{idem}$  формула представиться у вигляді:

$$e_q = q \cdot \tau_e. \quad (6.19)$$

Функція  $\tau_e$  має універсальне значення: вона придатна для оцінки максимальної працездатності в кругових і розімкнених термодинамічних процесах.

Зміна ексергії потоку робочого тіла в ізобарному процесі дорівнює ексергії теплового потоку:

$$(\Delta e)_p = q_p \cdot \tau_e = (e_q)_p. \quad (6.20)$$

Отже, у всіх процесах теплообміну, які відбуваються за сталого тиску, ексергію теплового потоку можна обчислювати за різницею ексергій потоку речовини.

## 6.6 Ексергія випромінювання

Ексергія випромінювання визначається максимальною роботою, яка може бути зроблена в оборотному процесі приведення цього випромінювання в стан рівноваги з навколишнім середовищем. Її розраховують за рівнянням:

$$e_\varepsilon = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \left\{ \left( \frac{T}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^4 - \frac{4}{3} \cdot T_0 \cdot \left[ \left( \frac{T}{100} \right)^3 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^3 \right] \right\}, \quad (6.21)$$

де  $\varepsilon$  – ступінь чорноти поверхні;

$C_0$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

## 6.7 Ексергетичний баланс та ексергетичний ККД

В процесі дослідження ЕХТС в першу чергу складають матеріальний і енергетичний баланси, а потім вже ексергетичний.

У відмінності від енергетичного балансу ексергетичний баланс враховує втрати від необоротності в ЕХТС і тим самим відображає ступінь наближення системи до ідеальної, для якої ексергетичний ККД рівний одиниці.

Перед складанням балансів необхідно в думках відділити систему від інших об'єктів контрольною поверхнею, а ексергії всіх потоків речовини і енергії, що проходять через неї включити в ексергетичний баланс.

Ексергетичний баланс системи складається на підставі схеми, що наведена на рис. 6.1.

Для  $m$  кг речовини в одиницю часу або за певний період ексергетичний баланс ЕХТС можна записати в такому вигляді:

$$\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i} = \sum_{i=1}^{i=n} E_{2,i} + \sum_{i=1}^{i=n} L_i + \sum_{i=1}^{i=n} D_i, \quad (6.22)$$

де  $\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i}$  і  $\sum_{i=1}^{i=n} E_{2,i}$  – сума ексергій, що входять в ЕХТС і виходять з неї відповідно;

$\sum_{i=1}^{i=n} L_i$  – сума робіт, що здійснюються в ЕХТС;

$\sum_{i=1}^{i=n} D_i$  – сума ексергетичних втрат ЕХТС.

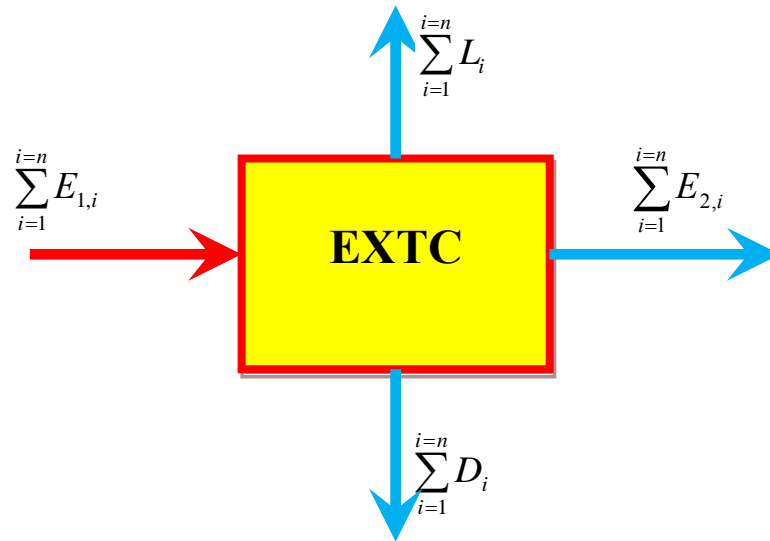


Рис. 6.1 – Схема ексергетичних потоків ЕХТС

На підставі ексергетичного балансу визначаються відносні або абсолютні характеристики ЕХТС і її окремих частин.

Будь-яка ЕХТС в загальному випадку складається з машин і різноманітних апаратів. Для  $m$  кг речовини в одиницю часу або за певний період ексергетичний баланс будь-якої машин можна записати в такому вигляді:

$$\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i} = \sum_{i=1}^{i=n} E_{2,i} + L + D. \quad (6.23)$$

За відсутності втрат ( $D = 0$ ), робота машини ЕХТС:

$$L = \sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i} - \sum_{i=1}^{i=n} E_{2,i}. \quad (6.24)$$

Тобто під час оборотного процесу в машині робота, що здійснена нею, або що витрачена на її дію, дорівнює зміні ексергії на вході і виході з неї.

Для 1 кг речовини ексергетичний баланс машини запишеться аналогічним чином:

$$\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i} = \sum_{i=1}^{i=n} e_{2,i} + l + d. \quad (6.25)$$

Для будь-якого апарату ЕХТС ексергетичний баланс запишеться у такому вигляді: для  $m$  кг речовини:

$$\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i} = \sum_{i=1}^{i=n} E_{2,i} + D. \quad (6.26)$$

для 1 кг речовини:

$$\sum_{i=1}^{i=n} e_{1,i} = \sum_{i=1}^{i=n} e_{2,i} + d. \quad (6.27)$$

Під час оборотного процесу в апараті ексергія речовини, що знаходиться в ньому не змінюється, тобто за  $D = 0$ :

$$\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i} = \sum_{i=1}^{i=n} E_{2,i}. \quad (6.28)$$

Отже, досконалість ЕХТС та її елементів тим вища, чим менше втрати ексергії, і тому ступінь досконалості ЕХТС та її елементів зазвичай характеризують ексергетичним ККД, який визначається з ексергетичного балансу, а саме:

для ЕХТС:

$$\eta_{ex,c} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} E_{2,i} + \sum_{i=1}^{i=n} L_i}{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i} - \sum_{i=1}^{i=n} D_i}{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i}}; \quad (6.29)$$

для машин:

$$\eta_{ex,m} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} E_{2,i} + L}{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i} - D}{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i}}; \quad (6.30)$$

для апаратів:

$$\eta_{ex,a} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} E_{2,i}}{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i} - D}{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i}}. \quad (6.31)$$

Отже, для ЕХТС та її елементів за відсутності втрат на необоротність (втрат ексергії), ексергетичний ККД буде рівний одиниці.

Аналіз рівнянь показує, що всі вони зводяться до єдиної формули, в якій чисельник є корисним ексергетичним ефектом, а знаменник – витратами ексергії, отже, в загальному випадку для ЕХТС в цілому і для окремих її елементів ексергетичний ККД можна обчислювати за формулою:

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i} - \sum_{i=1}^{i=n} D_i}{\sum_{i=1}^{i=n} E_{1,i}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} E_{ef,i}}{\sum_{i=1}^{i=n} E_{zatr,i}} = \frac{A_{ef}}{A_{zatr}}. \quad (6.32)$$

## 6.8 Діаграма Грассмана – Шаргута

Значну допомогу в процесі ексергетичного аналізу ЕХТС надає діаграма Грассмана – Шаргута потоків і втрат ексергії. На цій діаграмі кожен потік ексергії аналізованої ЕХТС зображується смугою, ширина якої пропорційна значенню ексергії.

Розглянемо принципову схему теплонасосної компресійної установки (рис. 6.2).

У компресорі II відбувається стиснення пари низькокиплячого теплоносія (холодоагенту), після чого він надходить в конденсатор III. Тут пари теплоносія охолоджуються і конденсуються за високого тиску, при цьому виділяється кількість теплоти  $Q''$ , яка далі використовується для нагрівання.

З апарату III конденсат надходить в дросель IV, де в результаті дроселювання, його температура знижується (дроселювання – процес пониження робочим тілом свого тиску під час проходження місцевого опору (звуження в трубопроводі) без здійснення роботи або відведення теплоти). Далі охолоджений конденсат надходить у випарник V, де внаслідок підведення теплоти  $Q' < Q''$  з навколишнього середовища, він повністю випаровується. Пари теплоносія, що утворюються у випарнику, надходять в компресор II і цикл теплонасосної установки завершується.

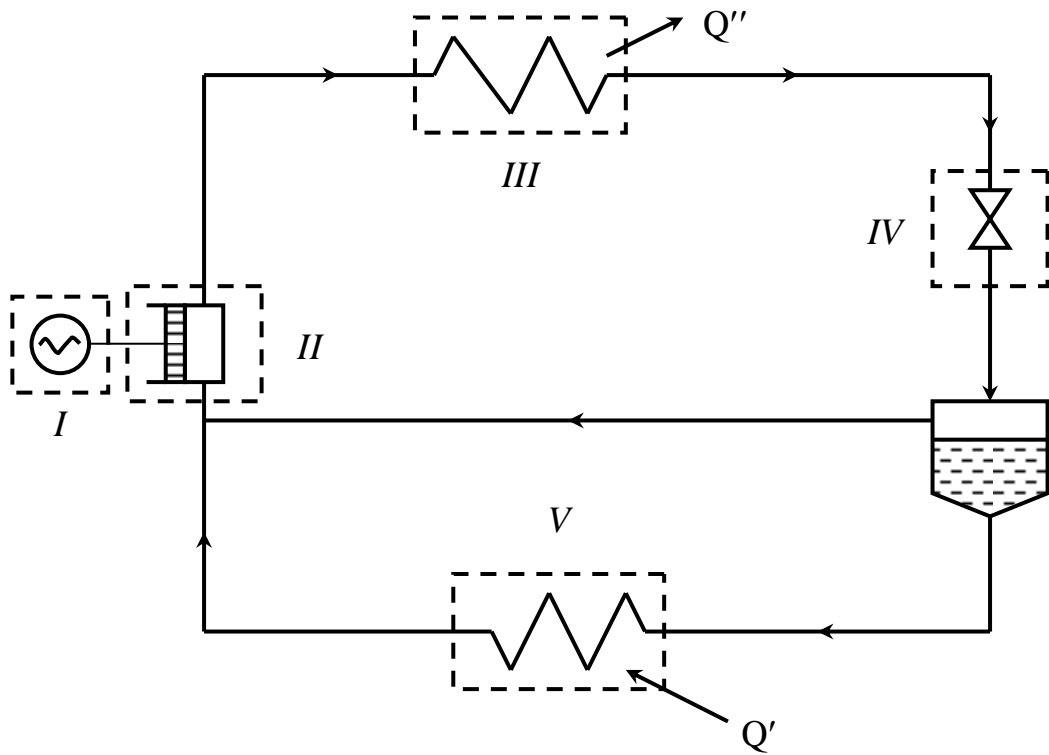


Рис. 6.2 – Принципова схема теплонасосної компресійної установки

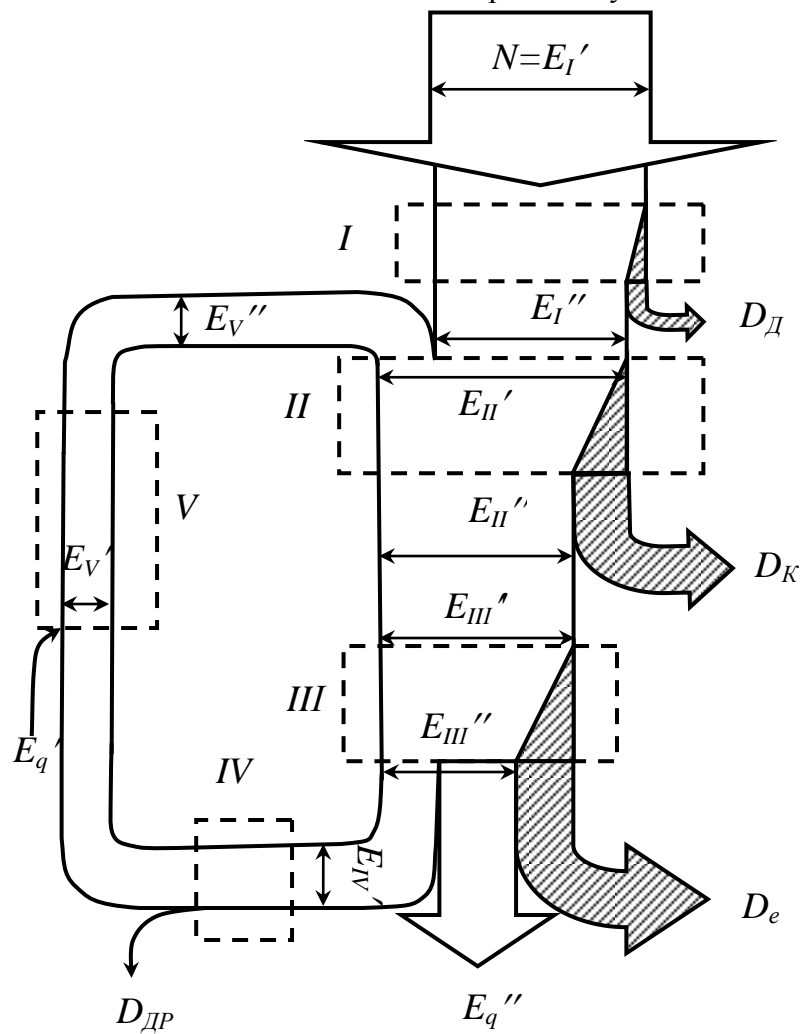


Рис. 4.3 – Діаграма Грассмана – Шаргута

На діаграмі Грассмана – Шаргута (рис. 6.3) наведено втрати ексергії, що пов'язані з необоротністю процесів. Величина втрати ексергії в кожному елементі установки відповідає зменшенню ширини смуги ексергії і умовно зображується заштрихованим трикутником, що переходить у вигнуту стрілку  $D_i$  (ексергетичні втрати в  $i$ -тому елементі установки).

В установку підводиться ексергія  $E'_1$ , яка дорівнює електричній потужності електродвигуна I, оскільки ексергія електричної енергії не характеризується ентропією. У електродвигуні відбувається втрата ексергії  $D_d$ , яка дорівнює сумі втрат електричної енергії в машині та приводі. Отже, ексергія на виході з електродвигуна дорівнює  $E''_1 = E'_1 - D_d$ . Ексергія на вході в компресор дорівнює  $E''_2 = E''_1 + E''_v$ , де  $E''_v$  – ексергія пари теплоносія, що виходить з випарника V. Ця сумарна ексергія перетворюється в компресорі в ексергію стислої пари теплоносія. Ексергія на виході з компресора дорівнює  $E''_3 = E''_2 - D_k$ , де  $D_k$  – ексергетичні втрати в компресорі, причому  $D_k \gg D_d$ . Ексергія на вході в конденсатор  $E''_4 = E''_3$ . У конденсаторі буде втрата ексергії  $D_e$ , яка пов'язана з теплопередачею за кінцевої різниці температур між теплоносієм і зовнішнім приймачем теплоти і тому ексергія на виході з конденсатора дорівнюватиме  $E''_5 = E''_4 - D_e$ .

Велика частина цієї ексергії  $E''_q$  віддається споживачу у вигляді теплового потоку підвищеної температури. Інша частина, що дорівнює  $E''_6 - E''_q = E'_{IV}$ , є ексергія на вході в дросель IV. В процесі дроселювання теплоносія виникає втрата ексергії від необоротності процесу  $D_{др}$ , унаслідок чого ексергія на виході з дроселя дорівнює  $E''_{IV} = E'_{IV} - D_{др}$ . Ексергія на вході у випарник дорівнює  $E'_v = E''_{IV} + E'_q$ , де  $E'_q$  – ексергія теплового потоку, що підводиться у випарник з навколишнього середовища; її значення  $E'_q = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \approx 0$ , оскільки  $T_1 \approx T_0$ . З цієї ж причини і втрати ексергії у випарнику на кінцеву різницю температур також близькі до нуля. Отже, ексергія на виході з випарника дорівнює  $E''_v = E'_v$ .

## 6.9 Ексергетичні втрати

Визначення втрат ексергії, що не характеризується ентропією, не представляє труднощів, тому розглянемо втрати тих видів ексергії, які характеризуються ентропією.

### 6.9.1 Втрати ексергії в теплообмінному апараті

Втрати ексергії в теплообмінному апараті  $D_{те}$  в загальному випадку представляють суму чотирьох втрат, викликаних кінцевою різницею температур  $D_T$ , гідравлічним опором  $D_p$ , теплообміном з зовнішнім середовищем  $D_{зс}$  і теплопровідністю уздовж теплообмінника. Оскільки зазвичай в теплообмінниках ЕХТС останні втрати досить малі, то ними нехтують, отже:

$$D_{те} = D_T + D_p + D_{зс}. \quad (6.33)$$

Втрата ексергії від кінцевої різниці температур:

$$D_T = E_q^B - E_q^A = m_B \cdot e_q^B - m_A \cdot e_q^A = \sum \delta q \cdot \Delta \tau_e = Q \cdot \Delta \bar{\tau}_e, \quad (6.34)$$

де  $E_q^B$ ,  $E_q^A$  – ексергії теплових потоків B і A відповідно;

$m_B$ ,  $m_A$  – маси теплоносіїв B і A відповідно;

$e_q^B$ ,  $e_q^A$  – питомі ексергії теплових потоків теплоносіїв B і A відповідно.

Оскільки процеси в теплообмінниках відбуваються практично за сталого тиску, то можна записати:

$$D_T = E_q^B - E_q^A = m_B \cdot e_q^B - m_A \cdot e_q^A = m_B \cdot \Delta e_B - m_A \cdot \Delta e_A, \quad (6.35)$$

де  $\Delta e_B$ ,  $\Delta e_A$  – зміна потоків ексергії теплоносіїв В і А відповідно.

Для теплообмінника, в якому теплообмін відбувається за фазових перетворень, тобто за постійних температур  $T_B$ ,  $T_A$ , наприклад, в кип'ятильниках-конденсаторах, втрати  $D_T$  можуть бути обчислені за формулою:

$$\begin{aligned} D_T &= E_q^B - E_q^A = Q \cdot \tau_e^B - Q \cdot \tau_e^A = Q \cdot (\tau_e^B - \tau_e^A) = \\ &= Q \cdot \left[ \left( 1 - \frac{T_0}{T_B} \right) - \left( 1 - \frac{T_0}{T_A} \right) \right] = Q \cdot T_0 \cdot \left( \frac{1}{T_A} - \frac{1}{T_B} \right). \end{aligned} \quad (6.36)$$

Формулу можна застосовувати для будь-якого теплообмінника, якщо змінні температури кожного теплоносія замінити на середньоінтегральні значення  $\bar{T}_B$ ,  $\bar{T}_A$ .

Отже, чим менше температурний натиск теплообмінника, тим менше буде в ньому основних втрат ексергії – втрат від кінцевої різниці температур.

Втрати ексергії від гідравлічного опору  $D_p$  обумовлено рухом теплоносіїв в теплообміннику. Якби рух теплоносіїв був би без тертя, то  $D_p = 0$ . Оскільки робота, що витрачається на рух теплоносіїв, дорівнює роботі нагнітальних пристроїв (компресорів, насосів), то:

$$D_p = L_A + L_B, \quad (6.37)$$

де  $L_A$ ,  $L_B$  – технічна робота нагнітачів теплоносіїв А і В відповідно.

Втрати ексергії від теплообміну з зовнішнім середовищем  $D_{zc}$  мають місце в процесі теплообміну теплової ізоляції машин і апаратів з зовнішнім середовищем.

Отже, втрати ексергії від недосконалої теплової ізоляції становлять:

$$\begin{aligned} D_{zc} &= m_A \cdot e_q^A + m_B \cdot e_q^B = m_A \cdot q_A \cdot \bar{\tau}_e^A + m_B \cdot q_B \cdot \bar{\tau}_e^B = \\ &= m_A \cdot q_A \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{із.А}} \right) + m_B \cdot q_B \cdot \left( 1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{із.В}} \right), \end{aligned} \quad (6.38)$$

де  $q_A$ ,  $q_B$  – густина теплових потоків від теплоносіїв А і В через теплоізоляцію в зовнішнє середовище або навпаки;

$\bar{T}_{із.А}$ ,  $\bar{T}_{із.В}$  – середньоінтегральні температури зовнішньої теплової ізоляції теплоносіїв.

З формули виходить, що коли  $T_{із} \rightarrow 0$ , то  $D_{zc} \rightarrow 0$ .

## 6.9.2 Втрати ексергії в реакторі

Втрати ексергії в реакторі внаслідок перебігу в ньому хімічної реакції можна розрахувати, виходячи з рівняння Гюї – Стодоли:  $\Delta L = T_2 \cdot \Delta S_{необр}$ .

Розглянемо екзотермічну реакцію, що перебігає за постійних температури та тиску. Теплота реакції передається якому-небудь тілу, яке знаходиться за тій же температури. Зміна ентропії в хімічному реакторі становитиме:

$$\Delta S_{x.p.} = \Delta S + \Delta S_T, \quad (6.39)$$

де  $\Delta S$ ,  $\Delta S_T$  – зміна ентропії системи, в якій перебігає реакція та іншого тіла відповідно.

Якщо робота, що обумовлена зміною об'єму системи за сталого тиску, здійснюється тільки внаслідок реакції, то теплота, яка передається іншому тілу, буде дорівнювати зменшенню ентальпії цієї системи, тому:

$$\Delta S_{x.p.} = -\Delta S + \frac{\Delta H}{T} = \frac{-T \cdot \Delta S + \Delta H}{T} = \frac{\Delta G}{T}. \quad (6.40)$$

Тоді:

$$D_{x.p.} = T_0 \cdot \Delta S_{x.p.} = T_0 \cdot \frac{\Delta G}{T}. \quad (6.41)$$

Отже, ентропія, що створена в хімічній реакції, яка відбувається за сталих температури та тиску, дорівнює зміні ізобарно-ізотермічного потенціалу, діленому на температуру за якої відбувається реакція, а ексергетична втрата цього процесу – добуток ентропії на температуру зовнішнього середовища.

## 6.10 Ексергетичні продуктивність та потужність

Ексергетична продуктивність ЕХТС – це алгебраїчна сума всіх видів ексергії  $\sum_{i=1}^{i=n} E_{\text{ef},i}$ , яка визначає ефект, що дається ЕХТС.

Ексергетична потужність – величина ексергетичної продуктивності, що віднесена до часу:

$$N_{\text{ex}} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} E_{\text{ef},i}}{\tau} = \sum_{i=1}^{i=n} \dot{E}_{\text{ef},i}. \quad (6.42)$$

ТЕЦ призначена для одночасного вироблення електроенергії та теплоти. Ексергетична потужність ТЕЦ визначається за формулою:

$$N_{\text{ex}} = N_{\text{ел}} + \sum (m_i^n \cdot e_{q,i}^n - m_i^k \cdot e_{q,i}^k), \quad (6.43)$$

де  $N_{\text{ел}}$  – електрична потужність;

$m_i^n$ ,  $e_{q,i}^n$  – кількість пари, що віддається на теплопостачання та її ексергія відповідно;

$m_i^k$ ,  $e_{q,i}^k$  – кількість конденсату, що повертається на ТЕЦ та його ексергія відповідно.

Компресор призначений для підвищення тиску газу (пари), і отже, його продуктивність повинна оцінюватися за збільшенням ексергії газу в процесі стиснення.

Ексергетична потужність компресора, якщо теплота стиснення корисно не використовується дорівнює:

$$N_{\text{ex}} = \sum m_i \cdot \Delta e_i. \quad (6.44)$$

Ексергетична потужність компресора, якщо теплота стиснення використовується в технологічних цілях дорівнює:

$$N_{\text{ex}} = \sum m_i \cdot \Delta e_i + m_b \cdot \Delta e_b, \quad (6.45)$$

де  $m_i$  – кількість газу, що стискається;

$\Delta e_i$  – зростання ексергії в процесі стиснення;

$\Delta e_b$  – збільшення ексергії охолоджуючого середовища (пари, повітря, газу) в холодильниках;

$m_b$  – витрата охолоджуючого середовища.

Ексергетична потужність комбінованої установки для теплоти і холоду, що складається з теплового насоса та холодильної установки дорівнювати:

$$N_{\text{ex}} = \sum_{i=1}^{i=n} \dot{E}_{q,i} + \sum_{i=1}^{i=n} \dot{E}_{qx,i}, \quad (6.46)$$

де  $\sum_{i=1}^{i=n} \dot{E}_{q,i}$ ,  $\sum_{i=1}^{i=n} \dot{E}_{qx,i}$  – сума ексергетичних потужностей гарячих та холодних потоків.

Оскільки зазвичай потоки теплоти та холоду передаються споживачу через теплоносії та холодоагенти, що прямують через теплообмінники за сталого тиску, то  $\sum_{i=1}^{i=n} \dot{E}_{q,i}$ ,  $\sum_{i=1}^{i=n} \dot{E}_{qx,i}$  можуть бути виражені через зміни ексергії потоків теплоносіїв та холодоагентів, тобто:

$$N_{\text{ex}} = \sum m_i \cdot \Delta e_i + \sum m_{x,i} \cdot \Delta e_{x,i}, \quad (6.47)$$

де  $m_i$ ,  $\Delta e_i$  – витрата та зміна ексергії потоку теплоносія;

$m_{x,i}$ ,  $\Delta e_{x,i}$  – витрата та зміна ексергії потоку холодоагенту.

Ексергетична потужність дає змогу визначити ексергетичний ККД ЕХТС і використовується як один з критеріїв оптимізації ЕХТС.

### 6.11 Зв'язок між енергетичними та ексергетичними характеристиками термодинамічних систем

**Теплосилова установка** може бути охарактеризована енергетичним і ексергетичним ККД. Енергетичний ККД:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1}. \quad (6.48)$$

Ексергетичний ККД:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{E_{\text{еф}}}{E_{\text{вит}}} = \frac{A_{\text{еф}}}{A_{\text{вит}}}. \quad (6.49)$$

Корисний ефект теплосилової установки виражається електричною або механічною роботою, отже:

$$A_{\text{еф}} = L. \quad (6.50)$$

Витрати визначаються ексергією теплоти:

$$A_{\text{вит}} = E_{\text{вит}} = E_q = Q_1 \cdot \bar{\tau}_e. \quad (6.51)$$

Тоді ексергетичний ККД дорівнюватиме:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{L}{Q_1 \cdot \bar{\tau}_e}. \quad (6.52)$$

З урахуванням цього енергетичний ККД дорівнюватиме:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1} = \frac{\eta_{\text{ex}} \cdot Q_1 \cdot \bar{\tau}_e}{Q_1} = \eta_{\text{ex}} \cdot \bar{\tau}_e. \quad (6.53)$$

**Холодильна установка** може бути охарактеризована холодильним коефіцієнтом та ексергетичним ККД.

Холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = \frac{Q_x}{L}. \quad (6.54)$$

Ексергетичний ККД:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{A_{\text{еф}}}{A_{\text{вит}}}. \quad (6.55)$$

В холодильній установці величина  $A_{\text{еф}}$  є ексергія холодильних потоків, тобто  $A_{\text{еф}} = E_{\text{qx}}$ , а витрати  $A_{\text{вит}} = L$ , отже:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{E_{\text{qx}}}{L} = \frac{Q_x \cdot \bar{\tau}_{\text{ex}}}{L}; \quad (6.56)$$

$$\varepsilon = \frac{\eta_{\text{ex}}}{\bar{\tau}_{\text{ex}}}. \quad (6.57)$$

Якщо холодильна установка працює за рахунок теплового потоку  $Q_1$ , то:

$$A_{\text{вит}} = E_{q1} = Q_1 \cdot \bar{\tau}_e; \quad (6.58)$$



$$\eta_{\text{ex}} = \frac{A_{\text{еф}}}{A_{\text{вит}}} = \frac{Q_x \cdot \bar{\tau}_{\text{ex}}}{Q_1 \cdot \bar{\tau}_e} \quad (6.59)$$

**Теплонасосна установка** характеризується тепловим коефіцієнтом і ексергетичним ККД. Тепловий коефіцієнт:

$$\varphi = \frac{Q_2}{L} \quad (6.60)$$

Ексергетичний ККД:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{A_{\text{еф}}}{A_{\text{вит}}} \quad (6.61)$$

У теплонасосній установці величина  $A_{\text{еф}}$  є ексергією теплового потоку  $Q_2$ , що відводиться з установки до споживача, тобто:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{A_{\text{еф}}}{A_{\text{вит}}} \quad (6.62)$$

Оскільки ексергія теплоти, що відбирається з навколишнього середовища (за температури  $T_0$ ) дорівнює нулю, то  $A_{\text{вит}} = L$  і, отже, ексергетичний ККД теплонасосної установки:

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{A_{\text{еф}}}{A_{\text{вит}}} = \frac{Q_2 \cdot \bar{\tau}_{e2}}{L} \quad (6.63)$$

Якщо теплонасосна установка працює за рахунок теплового потоку  $Q_1$ , то:

$$A_{\text{вит}} = E_{q1} = Q_1 \cdot \bar{\tau}_{e1}; \quad (6.64)$$

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{Q_2 \cdot \bar{\tau}_{e2}}{Q_1 \cdot \bar{\tau}_{e1}} \quad (6.65)$$

Оскільки  $\frac{Q_2}{L} = \varphi$ , то:

$$\eta_{\text{ex}} = \varphi \cdot \bar{\tau}_{e2}; \quad \varphi = \frac{\eta_{\text{ex}}}{\bar{\tau}_{e2}} \quad (6.66)$$

У разі теплового приводу тепловий коефіцієнт теплонасосної установки:

$$\varphi' = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (6.67)$$

В цьому випадку:

$$\eta_{\text{ex}} = \varphi' \cdot \frac{\bar{\tau}_{e2}}{\bar{\tau}_{e1}}; \quad \varphi' = \eta_{\text{ex}} \cdot \frac{\bar{\tau}_{e1}}{\bar{\tau}_{e2}} \quad (6.68)$$

### Контрольні запитання

1. Дати визначення ексергії. Класифікувати її види.
2. Навести як визначають ексергію речовини в замкнутому об'ємі.
3. Навести як визначають ексергію потоку речовини.
4. Навести як визначають нульову (хімічну) ексергію.
5. Навести як визначають ексергію теплового потоку.
6. Як визначають ексергію випромінювання.
7. Навести принцип розрахунку ексергетичних балансів та ККД системи, машини та апарату.
8. Навести як розраховують втрати ексергії в теплообмінному апараті.
9. Навести алгоритм розрахунку втрат ексергії в реакторі.
10. Навести як розраховують ексергетичну продуктивність і потужність.
11. Навести зв'язок між енергетичними і ексергетичними характеристиками теплосилової, холодильної та теплонасосної установок.

## 7 ВЕР ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНЕ КОМБІНУВАННЯ

### 7.1 Класифікація вторинних енергоресурсів

Під вторинними енергоресурсами розуміють енергетичний потенціал (хімічно зв'язана теплота, фізична теплота, енергія надлишкового тиску) продукції, відходів другорядних і проміжних продуктів, які утворюються в технологічних установках, який не використовується безпосередньо в установці, однак може бути частково або повністю використаний для енергозабезпечення інших установок (агрегатів).

Енергетичні відходи, які використовуються в самому агрегаті, який є джерелом ВЕР (регенерація теплоти), до ВЕР не відносяться.

Під агрегатами – джерелами ВЕР розуміють агрегати, в яких утворюється ВЕР (печі, реактори, холодильники тощо). Використання ВЕР для забезпечення споживачів паливом, теплотою, електричною і механічною енергією та інших агрегатів і процесів називають утилізацією ВЕР. Задоволення потреб споживачів в паливі і енергії ВЕР може здійснюватися у двох напрямках: безпосередньо, без зміни виду енергоносія або за рахунок виробництва теплоти, холоду, електроенергії і механічної роботи в утилізаційних установках.

ВЕР за своїми технічними характеристиками і цінністю розділяють на такі групи:

1. **Горючі ВЕР** – горючі гази плавильних печей, горючі відходи процесів хімічної технології і термохімічної переробки вуглецевої або вуглецево-водневої сировини, непридатні для подальшого технологічного перероблення відходи деревообробки, відходи целюлозно-паперового виробництва.

2. **Теплові ВЕР** – фізична теплота відхідних газів технологічних агрегатів, фізична теплота основної і другорядної продукції, теплота робочих тіл, систем вимушеного охолодження технологічних агрегатів і установок, фізична теплота гарячої води і пари, відпрацьованих в технологічних установках.

3. **ВЕР надлишкового тиску** – потенціальна енергія газів та рідин, які покидають технологічні агрегати з надлишковим тиском, який необхідно зменшити перед подальшим ступенем використання цих речовин або у разі викиду їх в атмосферу. До них відносяться стиснені гази доменних печей; відпрацьована в паросилових установках пара; відхідні гази каталітичного крекінгу і термоконтактного коксування.

Залежно від напрямку використання розглядають такі ВЕР:

1. Теплотехнічне використання, в якому ВЕР використовують безпосередньо під час їх одержання у вигляді пари і гарячої води або в процесі їх вироблення внаслідок утилізації горючих і теплових ВЕР в утилізаційних установках. Сюди відноситься також регенерація холоду унаслідок використання ВЕР.

2. Електроенергетичне використання, яке здійснюється в процесі генерації електроенергії в утилізаційних установках (утилізаційні електростанції) за рахунок ВЕР.

3. Комбіноване використання, яке пов'язане з виробництвом в утилізаційних ТЕЦ теплоти і електроенергії за теплофікаційним циклом.

Горючі ВЕР практично повністю використовуються у виробництві (90...95 %). Рівень використання теплових ВЕР досить низький (13,5 %). В структурі теплових ВЕР велике значення має фізичне тепло відхідних газів промислових печей (близько 75 %).

### 7.2 Джерела ВЕР

Основна кількість ВЕР одержується на тих підприємствах, на яких здійснюється пірогенетичне перероблення палива або високотемпературне оброблення металів і сировини (металургія, важке машинобудування, газова промисловість, хімічна промисловість, промисловість будівельних матеріалів). В цих галузях широко може бути використана теплота високого, середнього і низького потенціалів.

Теплота високого потенціалу застосовується насамперед для зміни фізико-хімічних властивостей сировини і напівфабрикатів за допомогою їх плавлення, нагрівання і випалення (випалення металів в металургії, випалення нерудних матеріалів в промисловості, інтенсифікація хімічних реакцій в нафтопереробній і хімічній промисловості тощо). Частка теплоти високого потенціалу в загальних витратах корисної енергії становить близько 26 %. Приблизно 52 % корисній енергії витрачається у вигляді теплоти середнього (373...623 К) і низького (323...423 К) потенціалу, а на її одержання витрачається приблизно 38 % всіх паливно-енергетичних ресурсів.

Основними енергоносіями, що забезпечують енергією середньо- і низькотемпературні процеси, є пара та гаряча вода.

Багато галузей мають значний резерв паливно-енергетичних ВЕР. Так, на підприємствах чорної металургії використовується близько 30 % ВЕР від загальної кількості за повної їх утилізації.

Теплові ВЕР кольоровій металургії, які можна утилізувати, утворюються в процесі виробництва міді, свинцю, цинку, нікелю, олова, алюмінію та в процесі перероблення вторинних кольорових металів.

Хімічна промисловість витрачає більше як 10 % енергоресурсів, які споживає промисловість. У загальному паливно-енергетичному балансі споживання пари становить 48 %, електроенергії – 44 %, палива – 8 %. Енергетичні втрати в собівартості окремих видів хімічної продукції становлять близько 30 %.

Основними споживачами паливно-енергетичних ресурсів галузі є підприємства з виробництва азоту, соди, фосфору, хімволокна, аміаку, мінеральних добрив тощо.

У хімічній промисловості утворюються як горючі, так і теплові ВЕР.

Горючі ВЕР утворюються у виробництві аміаку (киснево-вуглецева фракція, танкові, ретурні і продувні гази), метанолу (рідкі вуглеводні), капролактаму, ацетону, каустичної соди, фосфору і у виробництвах органічного синтезу.

Теплові ВЕР утворюються і використовуються на всіх підприємствах хімічної промисловості. Основний вихід теплових ВЕР утворюється на підприємствах з випуску аміаку, нітратної і сульфатної кислот та кальцинованої соди. Основними видами теплових ВЕР є фізична теплота відхідних газів технологічних печей, теплота охолодження продуктів і теплота охолодження елементів обладнання.

До горючих ВЕР в нафтопереробній і нафтохімічній промисловості відносяться горючі гази виробництва сажі, абгази у виробництві мономерів для синтетичних каучуків та інших сполук, метаново-воднева фракція у виробництві етилену, різні види відходів, які одержуються в процесі перероблення карбоно-водневої сировини.

Теплові ВЕР – це фізична теплота відхідних газів, охолоджувальної води, відпрацьованої пари тощо.

### **7.3 Обладнання для використання теплових ВЕР**

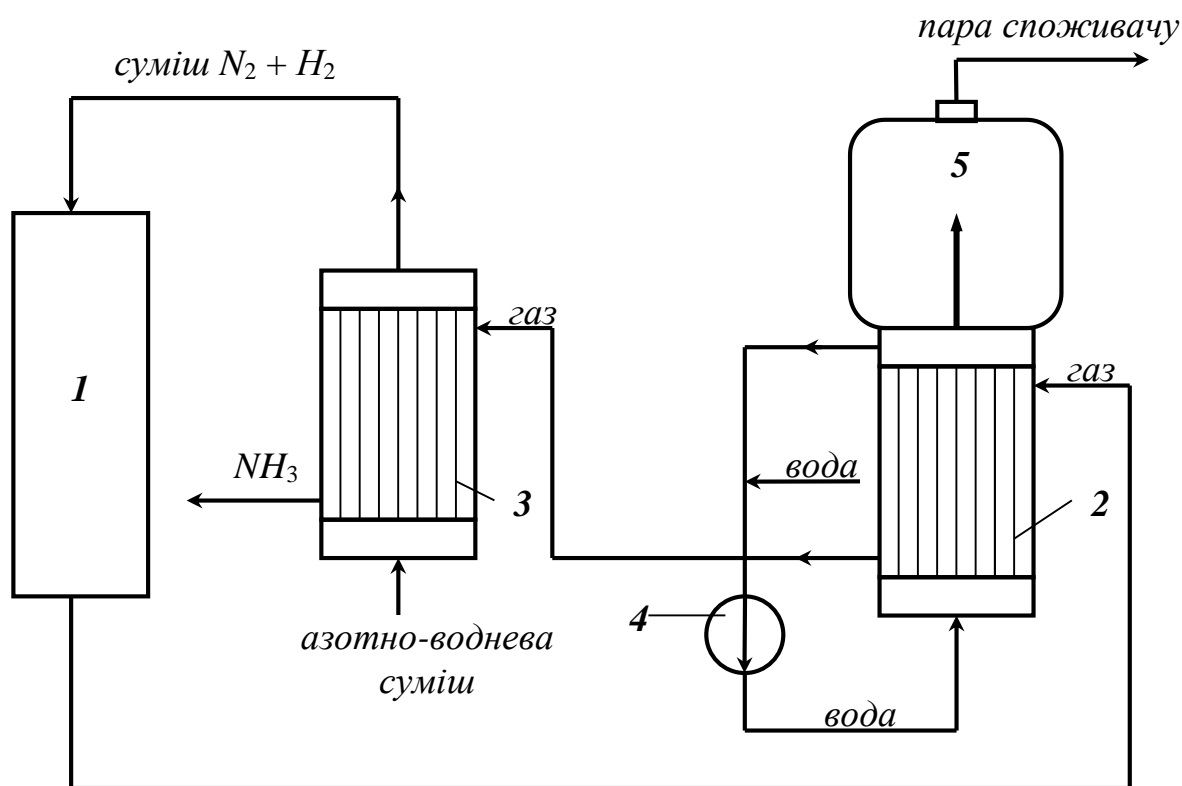
Основне обладнання для використання теплових ВЕР – котли-утилізатори, різні системи випарювального охолодження, установки сухого гасіння коксу, газові безкомпресорні утилізаційні турбіни, абсорбційні та пароежекторні холодильні установки, економайзери для нагрівання води для котлів, сушильні установки тощо.

Найрозповсюдженішими є котли-утилізатори, які використовують високо- і низькопотенціальні димові гази промислових печей і технологічні гази хімічного виробництва.

У хімічній промисловості котли-утилізатори використовуються в печах виробництва сульфатної кислоти і синтетичного каучуку, у виробництві будівельних матеріалів. Залежно від кількості палива, яке спалюється в печі, і температури димових газів за межами печі, яка може коливатися в межах від 400...500 °С до 1000...1200 °С, паропродуктивність котлів-утилізаторів може коливатись від 2...3 до 30...40 т/год. Тиск пари може коливатись від 0,2...0,4 до 4 МПа. Крім того, водяна пара може бути перегрітою до 420...470 °С. Котли-утилізатори випускають з природною і вимушеною конвекцією. Котли з природною циркуляцією застосовуються в печах з

температурою відхідних газів 800...1000 °С до надійної циркуляції. Котли з вимушеною циркуляцією переважно ставлять за печами, де температура відхідних газів не перевищує 500...600 °С. В хімічній промисловості розповсюдження набули котли з природною циркуляцією.

На рис. 7.1 наведено схему утилізації теплоти реакції синтезу аміаку за допомогою котла-утилізатора 2.



1 – реактор; 2 – котел-утилізатор; 3 – теплообмінник; 4 – циркуляційний насос; 5 – сепаратор.

Рис. 7.1 – Схема утилізації теплоти реакції синтезу аміаку

Азотно-воднева суміш після попереднього стиснення до 20...34 МПа подається в колону синтезу 1, заповнену каталізатором, в якій здійснюється реакція з утворенням аміаку. За рахунок теплоти реакції в котлі-утилізаторі вода нагрівається до температури насичення з утворенням пари, яка з сепаратора 5 прямує споживачам за відповідної температури, а охолоджений аміак подається в теплообмінник 3, де він нагріває азотно-водневу суміш до температури 870 К, після чого направляється для його технологічного використання. Використання теплоти реакції дає можливість одержати водяну пару в кількості 0,8...0,9 т/т аміаку.

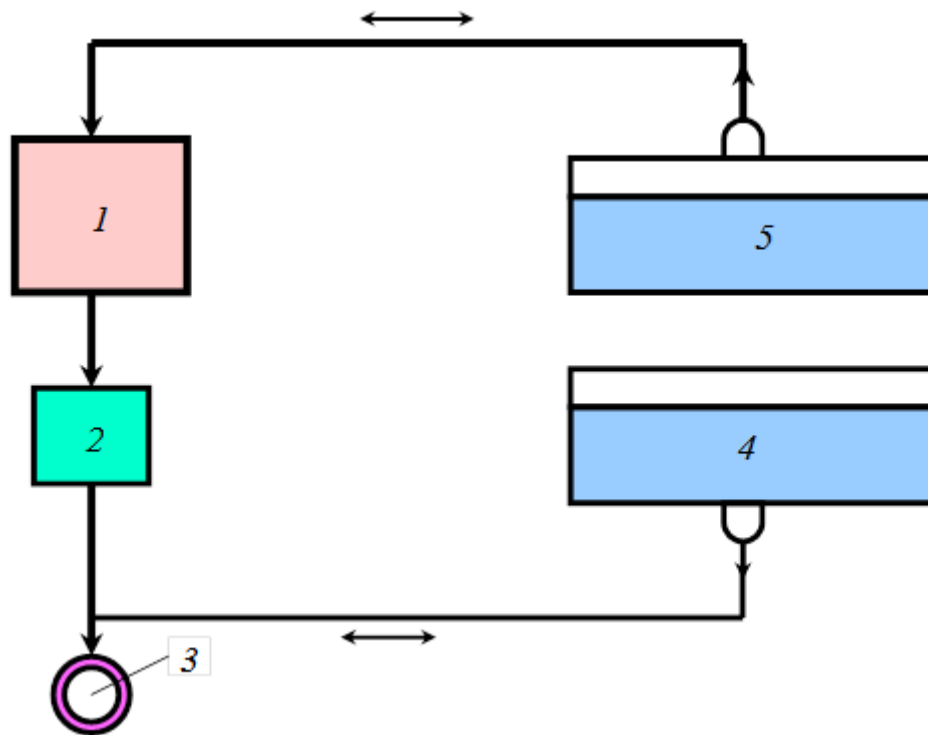
#### 7.4 Використання низькопотенційних теплових ВЕР

Тиск відпрацьованої виробничої пари на різних підприємствах коливається від 0,13 до 1 МПа і більше. Крім того, відпрацьована пара на багатьох підприємствах забруднена механічними і агресивними хімічними домішками. Деякі виробничі установки працюють із змінним навантаженням, що пов'язано з періодичним використанням відпрацьованої пари. Відпрацьована виробнича пара може бути використана для цільового технологічного використання теплозабезпечення, виробництва електроенергії, комбінації теплозабезпечення та виробництва електроенергії, одержання холоду тощо. Використання відпрацьованої пари для технологічного призначення різноманітне і визначається в кожному конкретному випадку характером технологічного процесу. Наприклад, нагрівання аміаку у виробництві нітратної кислоти, підігрів мазуту в нафтопереробній промисловості тощо.

Цій напрямком найпростіший для виконання з невеликими капітальними експлуатаційними витратами, а енергетичний ефект досить високий і залежить тільки від температури конденсату, якій відводиться.

#### 7.4.1 Теплозабезпечення

Згідно зі схемою (рис. 7.2), відпрацьована пара від виробничої установки 1 очищається в апараті 2 і прямує споживачу тепла 3. За різких коливань в споживанні гострої пари на її лінії застосовується установка пароводяного акумулятора 5. За невідповідних режимів відпрацьованої пари і теплових навантажень споживачем передбачено акумулятор 4.



1 – виробнича установка; 2 – апарат для очищення; 3 – споживач тепла; 4 – акумулятор; 5 – пароводяний акумулятор

Рис. 7.2 – Схема використання відпрацьованої пари для теплозабезпечення

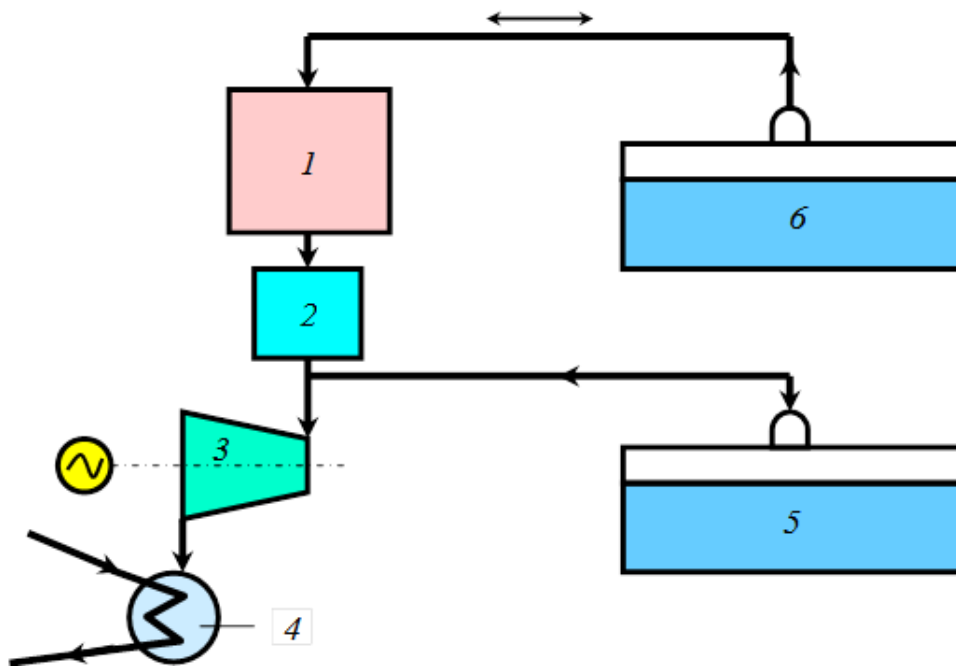
#### 7.4.2 Виробництво електроенергії з відпрацьованої пари

Відпрацьована пара для виробництва електроенергії може бути використана в турбінах м'ятої пари, в турбінах подвійного тиску, а також в теплофікаційних турбінах з проміжним підведенням водяної пари.

На рис. 7.3 наведено схему для виробництва електроенергії з турбіною м'ятої пари. В зв'язку з можливими перервами під час подачі відпрацьованої пари від виробничого агрегата акумулятор 5 повинен конструюватися з великим запасом акумулятивної енергії.

Робота установки з турбінами подвійного тиску візбувається в більш відповідних умовах, оскільки в турбіну 3 (рис. 7.4), незалежно від роботи виробничого агрегата 1, забезпечується безперервно подача пари і акумулятор 6 в цьому випадку не встановлюється.

За наявності на підприємстві місцевої ТЕЦ відпрацьована пара може бути використана в теплофікаційних агрегатах (рис. 7.5).

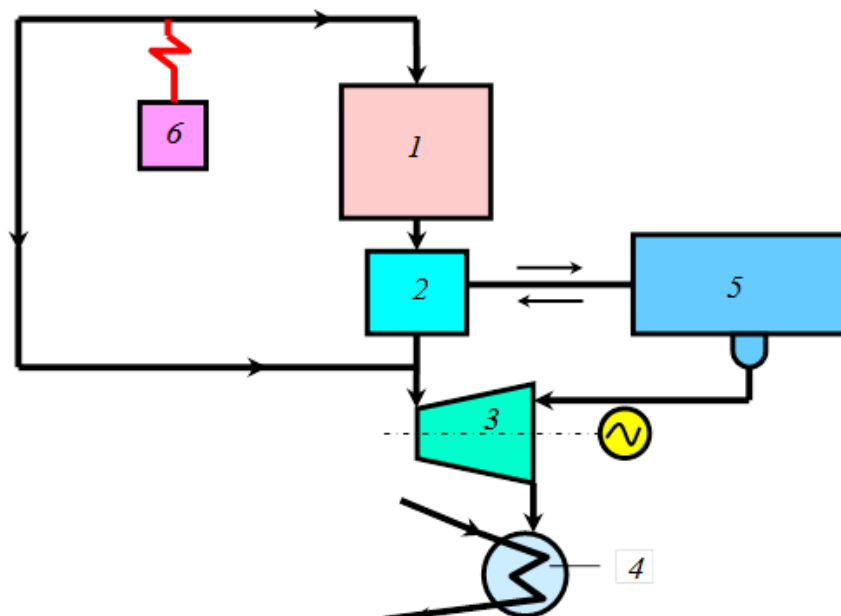


1 – виробнича установка; 2 – апарат для очищення пари; 3 – турбіна м'ятої пари; 4 – конденсатор; 5, 6 – теплові акумулятори

Рис. 7.3. Схема установки для виробництва електроенергії з турбіною м'ятої пари

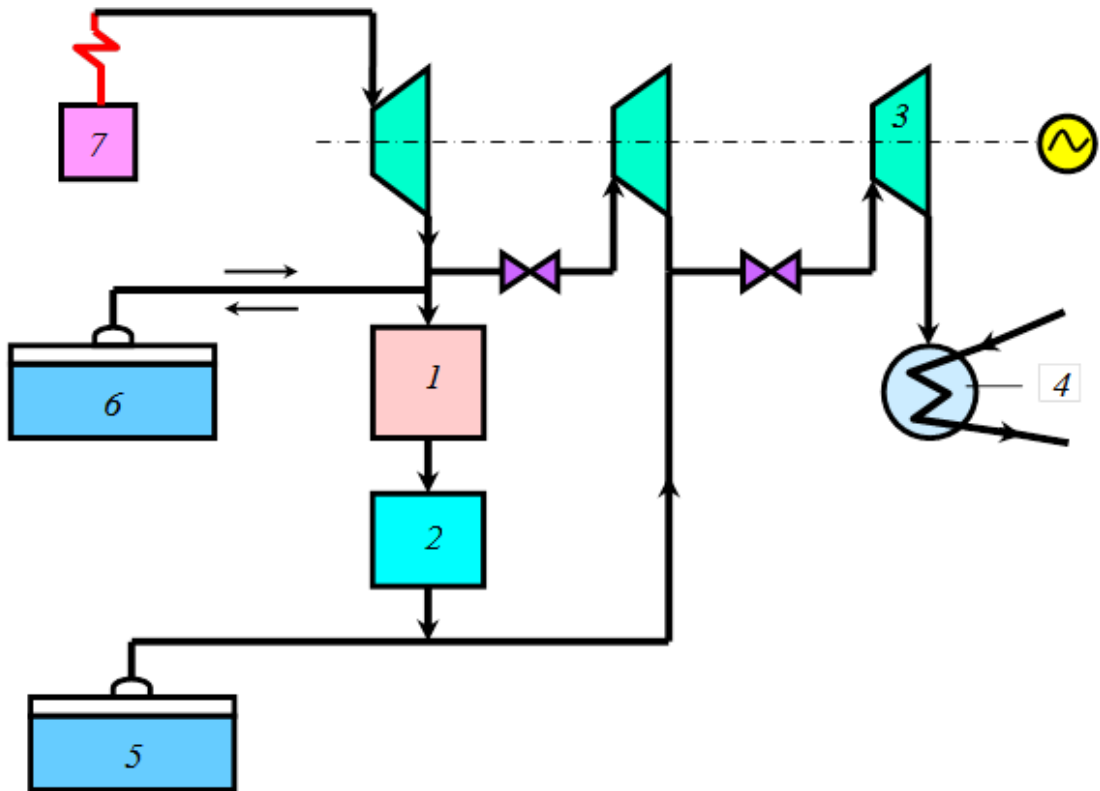
У зв'язку з тим, що електрозабезпечення не має сезонного характеру, а надлишки виробленої електроенергії завжди можуть бути передані в загальну мережу, то це дає можливість використовувати відпрацьовану пару цілодобово.

Загалом, комбіновані установки для тепло забезпечення і виробництва електроенергії є перспективними.



1 – виробнича установка; 2 – апарат для очищення пари; 3 – турбіна; 4 – конденсатор; 5 – тепловий акумулятор; 6 – котел.

Рис. 7.4 – Схема виробництва електроенергії з турбінами подвійного тиску



1 – виробнича установка; 2 – апарат для очищення пари; 3 – турбіна; 4 – конденсатор; 5, 6 – теплові акумулятори; 7 – котел

Рис. 7.5 – Схема виробництва електроенергії на ТЕЦ

### 7.4.3 Комбіноване використання відпрацьованої пари

Згідно зі схемою (рис. 7.6) споживач тепла включається на лінії між апаратом для очищення пари 2 і турбіною 12. В теплоізоляційній установці пара з котла надходить у виробничий агрегат 3, на турбіну подвійної дії і паровий привід живильного насоса 10. Влітку відпрацьована пара використовується переважно в турбіні 12 для виробництва електроенергії, взимку – в теплообміннику 7 для підігріву води, яка подається з водопровідної мережі. Така схема дає можливість вільно перерозподіляти потоки відпрацьованої пари між електрогенеруючою установкою і споживачами тепла.

### 7.4.4 Одержання холоду

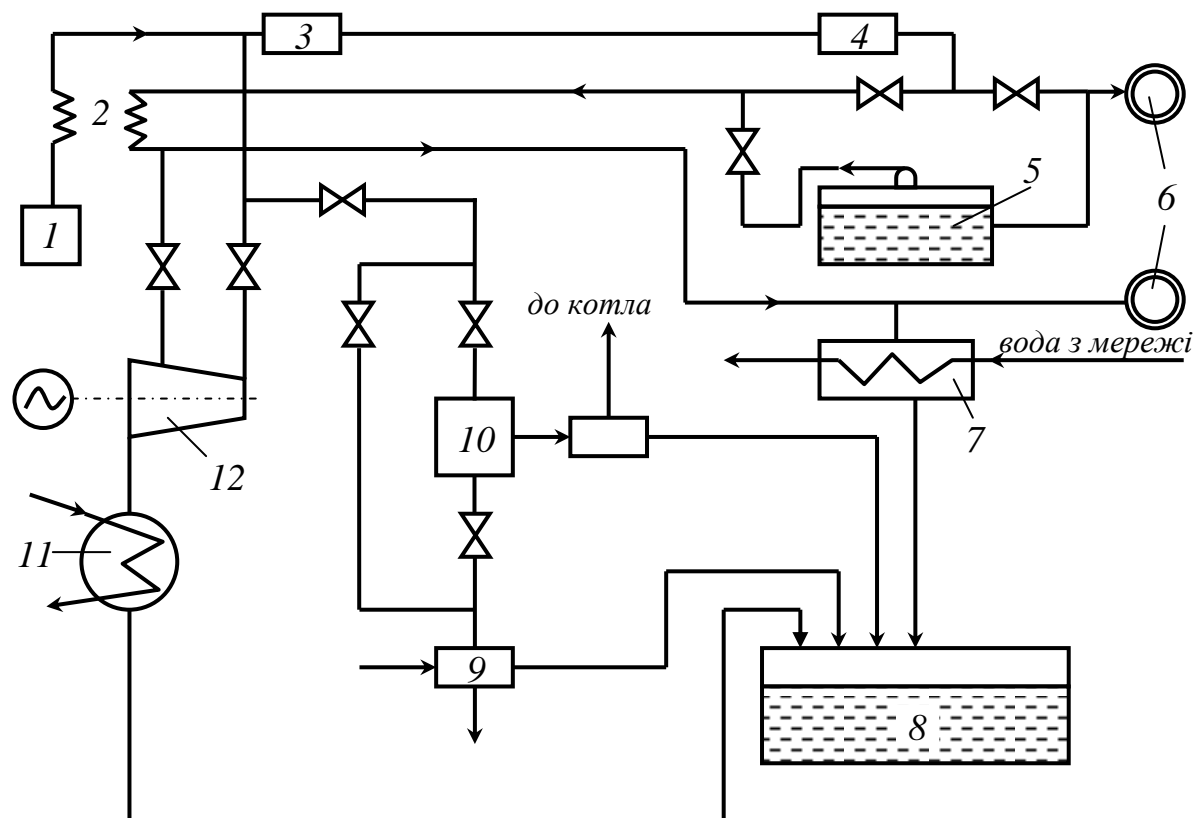
Потужними споживачами холоду є хімічна, харчова, металургійна та інші галузі промисловості. Холод усе більше застосовується в технологічних процесах, для кондиціонування повітря, одержання штучного льоду та інших процесах, пов'язаних з низькими температурами. Переважна більшість підприємств на сьогодні забезпечена компресійними холодильними машинами, які складні за конструкцією, дорогі і витрачають багато електроенергії.

Електричну енергію можуть замінити теплові відходи, які є в достатній кількості майже на всіх хімічних та нафтохімічних підприємствах. Використання ВЕР теплових відходів (відхідні гази пічних і котельних установок, вторинна пара тощо) значно зменшать вартість одержання холоду. Одержання холоду за рахунок теплових відходів можна здійснити в абсорбційних холодильних установках. Вони можуть працювати як автономні установки та в узгодженні з установками для забезпечення і виробництва енергії.

На підприємствах, в яких здійснюється виробництво аміаку використовуються абсорбційні установки для зрідження товарного аміаку, а також для охолодження міжступеневого

холодильника в компресорі синтез-газу. Для одержання холоду використовується теплота конвертованого газу і парогазової суміші.

Дуже часто в хімічній технології здійснюється енергокомбінування, в якому абсорбційна холодильна установка під'єднується до основного агрегата, і в цьому разі виконує роль утилізатора теплоти хімічного виробництва і є невід'ємною її складовою. Отже, застосування методу абсорбції для одержання холоду в агрегаті аміаку дає можливість більш гнучко здійснювати технологічний процес всього агрегата.



1 – котел; 2 – проміжний пароперегрівач; 3 – виробничий агрегат; 4 – апарат для очищення пари; 5 – тепловий акумулятор; 6 – споживач тепла; 7 – теплообмінник; 8 – живильний бак; 9 – хімічне очищення; 10 – живильний насос; 11 – конденсатор; 12 – турбіна.

Рис. 7.6 – Схема тепло утилізаційної установки для виробництва електроенергії

### 7.5 Використання теплоти виробничої води

Вода широко застосовується у виробничих процесах, які відбуваються за низьких температур, для штучного охолодження технологічного продукту чи апаратури. Наприклад, водяне охолодження металургійних печей, обертових печей і їх вузлів в цементній промисловості, печей хімічної промисловості, охолодження гарячої сульфатної кислоти після контактного апарата або конденсатора, охолодження різних нафтопродуктів, охолодження конденсаторів парових турбін, випарних батарей алюмінієвих розчинів на глиноземних підприємствах тощо.

Кінцева температура охолоджувальної води коливається в інтервалі 293...363 К, в окремих випадках до 433 К.

Нагріту виробничу воду можна використати для забезпечення теплом і гарячого водопостачання, агротеплофікації, а також для виробництва електроенергії.

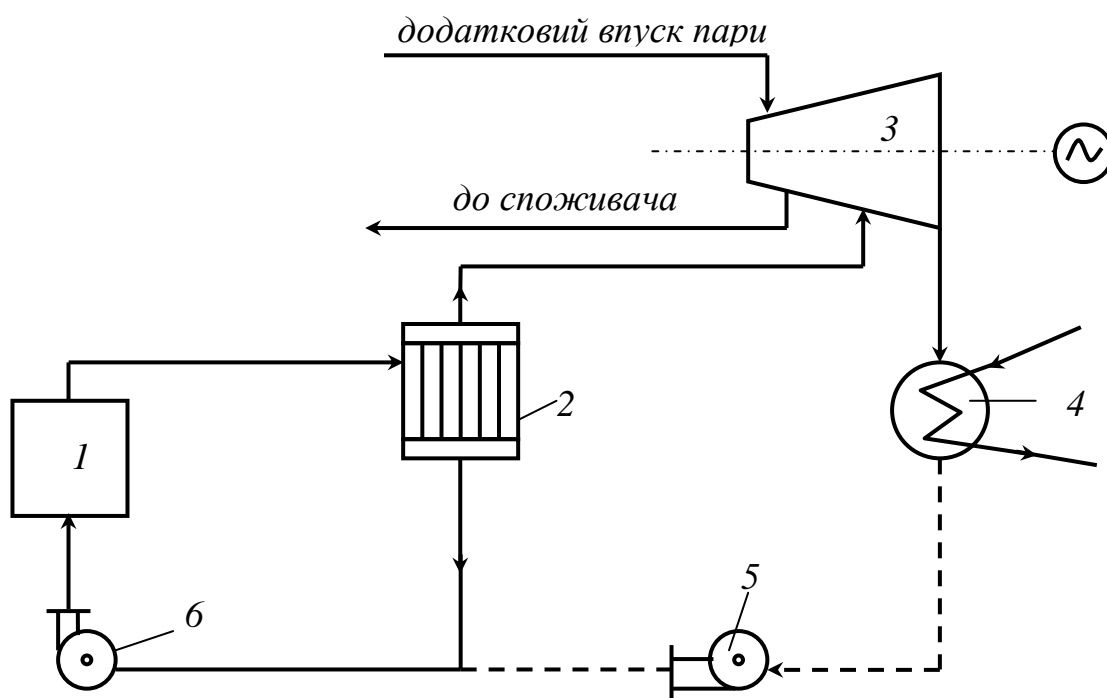
Великі надлишки невикористаної нагрітої води, особливо влітку, можна раціонально утилізувати в абсорбційних холодильних машинах. Можливим варіантом використання нагрітої виробничої води є нагрівання вентиляційного повітря, яке поступає у виробничі приміщення. Використання нагрітої води для забезпечення може успішно використовуватись в комбінованих



схемах, в яких передбачається одночасне використання охолоджувальної води та будь-якого іншого виду ВЕР, наприклад, використання гарячого повітря з печей і теплоти охолоджувальної води з холодильних установок.

### 7.5.1 Виробництво електроенергії з відпрацьованої води

Здебільшого на великих підприємствах значна кількість нагрітої виробничої води не може бути раціонально використана для забезпечення, у зв'язку з обмеженим споживанням тепла і сезонним характером теплоспоживання. Тому в таких випадках такий вид ВЕР можна застосовувати для виробництва електроенергії. Особливо ефективні електроенергетичні методи використання гарячої води в комплексі з іншими енергоресурсами в умовах енергозабезпечення промислових підприємств за комбінованою схемою. Як приклад може бути застосована схема використання фізичної теплоти нагрітої виробничої води, яку наведено на рис. 7.7.



1 – холодильна установка; 2 – випарник; 3 – турбіна; 4 – конденсатор; 5, 6 – насоси.  
Рис. 7.7 – Схема використання фізичної теплоти виробничої води

Нагріта в холодильній установці 1 вода подається у випарник 2. У ньому підтримується тиск, нижчий від тиску насичення за температури теплоносія. Завдяки пониженому тиску частина води випаровується і одержана насичена пара поступає у частину низького тиску теплофікаційної турбіни з додатковим впуском пари. Додатковий впуск пари в турбіну підвищує потужність турбіни і збільшує кількість електроенергії, яку виробляє турбіна. Одночасно одержується додаткова кількість конденсату для живлення котлів. Сконденсована в конденсаторі пара, а також вода, яка залишилась в випарнику, насосами 5 і 6 знову подається знову на охолодження.

Енергетична ефективність використання ВЕР для виробництва електроенергії переважно не залежить від загальної схеми електрозабезпечення підприємства, оскільки електрогенеруюча утилізаційна установка заміняє відповідну потужність конденсаційної електростанції.

### 7.6 Використання низькотемпературних продуктів горіння

В енергетичних і промислових котлах температура відхідних газів становить 390...430 К. Під час здійснення багатьох технологічних процесів вона досягає 600 К. Фізична теплота цих газів переважно не використовується, оскільки застосування поверхневих теплообмінників

регенеративного і рекуперативного типів для глибокого охолодження економічно не вигідне внаслідок високої вартості.

В той самий час в багатьох стаціонарних установках використовується природний газ, під час спалювання якого не утворюються тверді частинки і відсутній сульфур(IV) оксид. Тому у цьому випадку для використання фізичної теплоти відхідних низькотемпературних газів, можна застосувати простіші і дешевші контактні теплообмінники. Це дає можливість не тільки зменшити вартість утилізаційної установки, але і забезпечити глибоке охолодження відхідних газів нижче точки роси, яка в процесі згоряння природного газу становить 323...333 К.

Крім того, може бути використана не тільки фізична теплота газів, але і теплота конденсації водяної пари, яка міститься в газі.

## **7.7 Використання фізичної теплоти технологічних продуктів**

Деякі види технологічних продуктів, які випускаються різними галузями промисловості, містять запас фізичної теплоти, яка є цінним ВЕР. Цю теплоту можна використовувати в таких напрямках:

1. На технологічні потреби в замкнутому циклі для підігрівання компонентів процесу спалювання палива або матеріалів, які поступають в установку. При цьому досягається поліпшення енергетичного балансу установки, яка є джерелом вторинних ресурсів.

2. На технологічні потреби в розімкненому регенеративному циклі. При цьому гарячий продукт передається в подальші ланки технологічного циклу.

3. В роз'єднаному енергетичному циклі для забезпечення силових, технологічних, опалювально-вентиляційних та інших процесів, а також для виробництва електроенергії з метою поліпшення теплового або електроенергетичного балансу підприємства.

Як приклад розглянемо використання фізичної теплоти технологічних продуктів на технологічні потреби в замкнутому регенеративному циклі.

В умовах безперервного процесу виробництва тих чи інших продуктів, які характеризуються дисперсним станом, однорідним фракційним складом і високою температурою фізичну теплоту найраціональніше можна використати для нагрівання повітря, яке поступає в установку спалювання палива. Цим досягається підвищення температури в робочій камері установки (печі), створення належних умов для ефективного використання палива. Регенерація теплоти технологічного продукту може здійснюватись у цьому разі безпосереднім контактуванням повітря з технологічними продуктами, які підлягають охолодженню і які характеризуються високою поверхнею фазового контакту.

Великі можливості в цьому плані мають підприємства будівельних матеріалів: виробництво цементного клінкеру, керамзиту, вапна. Виробництво цих матеріалів здійснюється в обертових печах за температури 1900 К, технологічний продукт яких нагрітий до 1100 – 1400 К. Охолодження продукту до температури 350 – 400 К в спеціальних холодильниках може забезпечити нагрівання повітря до температури 550 – 800 К.

Під час одержання технологічного продукту в рідкому стані з невисокою температурою, його фізичну теплоту можна використати для підігрівання сировини. Наприклад, в нафтопереробній промисловості продукти перегонки нафти з температурою 550 – 650 К використовуються безпосереднім контактуванням повітря з продуктом, який необхідно охолодити.

Значна кількість фізичної теплоти технологічних продуктів, яка не може бути використана для технологічних потреб і яка характерна для нафтопереробних і підприємств хімічної промисловості, виводиться з охолоджувальною водою. Теплота, яка відводиться з охолоджувальною водою, може бути раціонально використана для теплозабезпечення і виробництва електроенергії за схемою з замкнутою циркуляцією теплоносія.

### **Контрольні запитання**

1. Охарактеризувати та класифікувати вторинні енергоресурси.

2. Описати джерела вторинних енергоресурсів в хімічній промисловості та напрямки їх використання.
3. Пояснити сутність утилізації високотемпературних теплових ВЕР хімічних виробництв у котлах-утилізаторах.
4. Навести схему утилізації теплоти реакції синтезу аміаку за допомогою котла-утилізатора.
5. Навести схеми виробництва електроенергії з відпрацьованої пари в установках з турбіною м'ятої пари, подвійного тиску та на ТЕЦ.
6. Описати застосування відпрацьованої пари для теплозабезпечення. Системи комбінованого використання відпрацьованої пари, перспективність використання.
7. Пояснити як отримують холод з низькопотенційних ВЕР в хімічній технології.
8. Описати використання теплоти виробничої води для теплозабезпечення в комбінованих схемах і гарячого водопостачання, агротеплофікації. Навести схему виробництва електроенергії з відпрацьованої води за схемою з електрогенеруючої утилізаційної установкою.
9. Описати використання низькотемпературних продуктів горіння в контактних теплообмінниках. Визначити напрями використання фізичної теплоти технологічних продуктів.
10. Визначити поняття палива та навести його класифікацію.

## 8 ПАЛИВО

### 8.1 Сучасний стан і перспективи розвитку енергетичних ресурсів України

Енергетика України – це стратегічна галузь національної економіки, яка є основою функціонування всього загальнодержавного комплексу суспільного виробництва та забезпечення пристойних умов життя населення. Основою енергетики є електроенергетика – потужний, складний і розгалужений технологічний комплекс, призначений для виробництва, передачі і розподілу електричної енергії між промисловими, сільськогосподарськими та побутовими споживачами на всій території країни.

Традиційно основними джерелами одержання енергії було тверде паливо, нафта та газ.

Україна має великий потенціал запасів твердого палива, що дає можливість повністю задовольняти потреби країни в цьому виді корисних копалин, а за необхідності збільшувати їх добування.

Загальні ресурси вугілля України становлять 117,1 млрд. т. Основні ресурси кам'яного вугілля та антрациту зосереджені в Донецькому басейні, де вони становлять 101,4 млрд. т (92 % ресурсів кам'яного вугілля). Із них запаси категорії  $A+B+C_1+C_2$  (балансові – найбільш підготовлені до освоєння) становлять 49,4 млрд. т.

Ресурси кам'яного вугілля Львівсько-Волинського басейну становлять 2,3 млрд. т, у тому числі баланси категорії  $A+B+C_1+C_2$  – 1,5 млрд. т.

Реальним джерелом поповнення ресурсів твердого палива, що використовується в енергетиці, є буре вугілля українських родовищ, сумарні запаси та прогнозні ресурси якого оцінюються в 7,2 млрд. т. Окрім того, існує родовище (Балтишське) горючих сланців, прогнозні ресурси яких становлять 3,79 млрд. т.

Основні запаси бурого вугілля (92 %) зосереджені в Дніпровському басейні, в Дніпровсько-Донецькій впадині, на Прикарпатський – Закарпатська вугленосна площа.

Основним напрямком використання твердого палива є застосування його як джерела енергії на ТЕС.

Загальна площа перспективних на нафту і газ земель западин та прогинів України відносно невелика, але обсяги осадового виповнення більшості з них, які визначають умови генерації вуглеводнів, їх акумуляції і перспективи нафтогазоносності, досягають величезних значень. Підтвердженням високих перспектив нафтогазоносності седиментаційних басейнів України є початкові потенційні ресурси вуглеводнів обсягом понад 8 млрд. т умовного палива, які в межах суші реалізовані на 48,7 %, а в акваторіях – лише на 3,9 %. Нерозвідані видобувні ресурси вуглеводнів становлять близько 5 млрд. т умовного палива. З них 80 % припадає на газ. Третина

ресурсів газу і п'ята частина нафти розміщуються в акваторіях Чорного та Азовського морів. За нафтогазоносними районами ресурси вуглеводнів розподіляються в такий спосіб: Східний – 42,2 %, Західний – 23,3 %, Південний (суша та акваторії) – 34,5 %.

Основні обсяги ресурсів нафти сконцентровані у Західному (43,5 %) і Східному (33,7 %) регіонах, вільного газу – у Східному (49,0 %) і Південному (32,7 %) регіонах. За умови належного освоєння нерозвідані ресурси вуглеводнів спроможні сформувавши потужну базу розвіданих запасів.

Потужним та розгалуженим технологічним комплексом, призначеним для виробництва, передачі і розподілу електричної енергії між промисловими, сільськогосподарськими та побутовими споживачами на всій території країни, є електроенергетика України. Основа електроенергетики України – об'єднана енергетична система (ОЕС), яка здійснює централізоване електрозабезпечення внутрішніх споживачів.

На теплових електростанціях виробляється 53,2 % електроенергії від загальної встановленої потужності електростанцій, на гідроелектростанціях – 8,7 %, на атомних станціях – 23,8 %.

Україна також має величезні обсяги ресурсів нетрадиційних джерел вуглеводнів. До них слід віднести розвідані, але не видобувні за сучасного рівня техніки і технологій запаси нафти і шахтного метану, прогнозовані велетенські ресурси газогідратного метану в акваторії Чорного моря. Слід зауважити, що згідно з твердженням найбільш економічні та екологічно чисті первинні енергоносії – нафта та природний газ – є дефіцитними в Україні, їх споживання повсюдно здійснюється прискореними темпами, а тому орієнтувати розвиток паливно-енергетичного комплексу України на їх основі на довготривалу перспективу аж ніяк не можна.

Перспективними є широкомасштабні впровадження техніки і технологій використання нових (нетрадиційних) і поновлюваних джерел енергії (НПДЕ) із таких причин:

- ресурси НПДЕ невичерпані;
- технології використання НПДЕ невичерпані;
- техніка і технології використання багатьох видів НПДЕ вже відпрацьовані настільки, що енергооб'єкти на їх базі можуть бути не тільки промисловими, а й комерційними, тобто конкурентоспроможними щодо об'єктів традиційної енергетики, і тому можуть поступово їх витіснити.

Передбачається використання таких НПДЕ:

- вітру, переважно шляхом будівництва вітрових електричних станцій;
- гідроенергії, переважно шляхом будівництва малих та міні-ГЕС;
- енергії сонячного випромінювання, тепла глибинних шарів Землі (геотермальної енергії), тепла доквілля, тобто ґрунту, ґрунтових вод, води озер, річок, морів, атмосферного повітря, а також вторинного тепла промислового виробництва за допомогою теплових насосів;
- біомаси, біогазу, вугільного метану, горючих твердих побутових та промислових відходів і деяких інших альтернативних видів палива, включаючи місцеві.

## **8.2 Види та характеристика палива**

Паливом називається горюча речовина. Що використовується як джерело одержання теплоти в енергетичних, промислових та опалювальних установках.

Доцільність застосування тих чи інших горючих речовин як палива повинна обґрунтовуватись техніко-економічними джерелами, які враховують запаси палива, вартість добування та транспортування його до споживача, теплову цінність палива, реакційну властивість. Відсутність шкідливих газів в продуктах згоряння, вміст негорючих домішок, доступність для широкого використання тощо.

Основним джерелом одержання електричної, механічної та теплової енергії, незважаючи на значний прогрес в освоєнні енергії води, вітру сонця та ядерної енергії на сьогодні залишається органічне паливо.

За агрегатним складом органічне паливо поділяється на тверде, рідке та газоподібне. Залежно від способу одержання усі види палива поділяються на природні та штучні. Класифікація відомих видів палива згідно з цими ознаками наведена в табл. 8.1.

Таблиця 8.1 – Класифікація органічного палива за агрегатним станом

Паливо	Агрегатний стан		
	тверде	рідке	газоподібне
Природне	дрова, торф, буре і кам'яне вугілля, антрацит, горючі сланці	нафта	природний газ
Штучне	деревне вугілля, напівкокс, кокс, брикети вугільні і торф'яні	мазут, гас, бензин, солярове масло, газойль, пічне паливо	нафтовий газ, коксовий газ, генераторні гази, доменні гази, газ підземної газифікації

### 8.2.1 Тверде та рідке паливо

Тверде та рідке паливо – це комплекс складних органічних та мінеральних сполук. В його складі умовно виділяють горючу та негорючу частини. Органічне тверде та рідке паливо характеризується елементним складом, який умовно подають як суму всіх хімічних елементів і сполук, що входять у паливо. Їх вміст дається у відсотках до маси 1 кг палива. Слід зауважити, що елементний склад не дає уяви про молекулярну та хімічну структуру палива. Для твердого та рідкого палива елементний склад можна записати у такому вигляді:

$$C + H + S_n + O + N + A + W = 100 \%, \quad (8.1)$$

де  $C$ ,  $H$ ,  $S_n$ ,  $O$ ,  $N$ ,  $A$ ,  $W$  – відповідно масові відсотки вуглецю, водню, летючої сірки, кисню, азоту, шлакового залишку, вологи.

До складу леткої сірки включають сірку, яка входить до складу органічних сполук та сірчаного колчедану ( $FeS_2$ ). Сірка, яка міститься у складі негорючих мінеральних солей ( $CaSO_4$ ,  $MgSO_4$ ,  $FeSO_4$  тощо), входить до складу шлакового залишку.

До негорючої частини палива входять азот, кисень, волога, мінеральні негорючі речовини, які після згоряння палива утворюють шлаковий залишок.

Для твердого та рідкого палива розрізняють їх робочу, суху, горючу та органічну маси. Складу кожної маси присвоюється відповідний індекс: робочої –  $p$ , сухої –  $s$ , горючої –  $g$  та органічної –  $o$ .

Паливо у тому вигляді, в якому воно поступає до споживача і підлягає згорянню, називається робочим, а маса та її елементний склад – відповідно робочою масою та робочим складом. Елементний склад робочої маси записують в такий спосіб:

$$C^p + H^p + S_n^p + O^p + N^p + A^p + W^p = 100 \%. \quad (8.2)$$

Негорючі елементи палива становлять його баласт. Кисень та азот прийнято називати внутрішнім баластом палива, а шлак та вологу – зовнішнім, оскільки їх вміст значною мірою залежить від таких внутрішніх чинників, як спосіб добування та зберігання палива.

До робочого складу окремих видів палива деякі елементи можуть і не входити. Так, в дровах відсутня летка сірка.

Суха маса палива на відміну від робочої маси не містить вологи і може бути подана рівнянням:

$$C^s + H^s + S_n^s + O^s + N^s + A^s = 100 \%. \quad (8.3)$$

Формули перерахунку з робочої маси на суху мають вигляд:

$$K^c = K^p \cdot \frac{100}{100 - W^p}, \quad (8.4)$$

де  $K$  – масова концентрація відповідного компонента в робочій чи сухій масі.

Зольність палива завжди перевіряється тільки за сухою масою палива.

Горючий склад палива не містить зовнішнього баласту, тобто вологи і золи, і може бути записаний як:

$$C^r + H^r + S_{\text{д}}^r + O^r + N^r = 100 \%. \quad (8.5)$$

Назва "горюча маса" – умовна, оскільки дійсно горючими її елементами є тільки С, Н та S<sub>д</sub>.

Склад горючої маси викопного палива залежить тільки від характеру та умов походження палива, а також від його геологічного віку (тобто глибини незворотних перетворень в органічних речовинах).

Вміст вуглецю в твердому паливі зростає з його геологічним віком, а вміст водню зменшується. Так, наприклад, вміст вуглецю в торфі становить  $C^r = 50 - 60 \%$ , в бурому вугіллі –  $C^r = 60 - 75 \%$ , в кам'яному вугіллі –  $C^r = 75 - 90 \%$ .

Перерахунок із сухої та робочої мас палива на горючу проводять за формулою:

$$K^r = K^c \cdot \frac{100}{100 - A^c} = K^p \cdot \frac{100}{100 - (W^p + A^p)}. \quad (8.6)$$

Органічна маса палива на відміну від горючої містить тільки органічну сірку і не включає колчедану. Склад цієї маси може бути виражений рівнянням:

$$C^o + H^o + S_{\text{орг}}^o + O^o + N^o = 100 \%. \quad (8.7)$$

Для перерахунку використовують формулу:

$$K^o = K^r \cdot \frac{100}{100 - S_k^r}. \quad (8.8)$$

Вологість та зола палива є його важливими технологічними показниками, значення яких відрізняється для різних видів палива. Склад твердого палива, необхідний для проведення розрахунків горіння палива та технологічних розрахунків, наводиться в довідковій літературі.

Основними джерелами одержання штучних рідких палив є нафта. В процесі сухої перегонки вугілля та горючих сланців також одержують деякі види рідких палив. В топках котельних агрегатів та технологічних печей використовують переважно мазут – залишковий продукт перероблення нафти. До складу мазуту входять карбон, гідроген, сульфур, кисень, нітроген. Основними характеристиками мазуту є в'язкість та температура застигання. Застосовують паливний мазут марок М40, М100, М200. Марка мазуту визначається граничною в'язкістю для температури 353 К. За вмістом сірки мазуту поділяються на мало сірчисті (до 0,5 %), сірчисті (до 2 %) та високосірчисті (3,5...4,3 %).

## 8.2.2 Газоподібне паливо

Газоподібне паливо – це суміш горючих та негорючих газів. Горюча частина газоподібного палива складається із насичених та ненасичених вуглеводнів, водню, вуглецю (II) оксиду та сірководню. До складу негорючої частини входять азот, карбон(IV) оксид, та кисень. Склад природного та штучного газоподібного палив різний. Природний газ чисто газових родовищ характеризується високим вмістом вуглеводнів, насамперед метану (близько 98 %). До складу природного газу в невеликих кількостях входять інші вуглеводи: етан, пропан, бутан, етилен та пропілен. Вміст баласту O<sub>2</sub> та N<sub>2</sub>, як правило, в природному газі невеликий. В так званому супутньому газі, який добувають на нафтогазових родовищах, спостерігається дещо підвищений вміст вищих вуглеводнів: етану, пропану, бутану, пентану, етилену. В природних газах вміст горючих складових (переважно водню та карбон(II) оксиду) досягає 25...45 %. В баласті переважають азот та карбон(IV) оксид (75...35 %).

Склад газоподібного палива задається в об'ємних частках, оскільки кількісний вміст та хімічні формули компонентів визначаються достатньо точно за допомогою хімічного чи хроматографічного аналізів:

$$\sum_{i=1}^{i=m} C_n H_{2n+2} + \sum_{i=1}^{i=m} C_n H_{2n} + H_2 + CO + H_2S + O_2 + N_2 + CO_2 = 100 \%. \quad (8.9)$$

Для волого газу об'ємний склад визначають за формулою:

$$K^B = K^C \cdot \frac{0,805 + d}{0,805}, \quad (8.10)$$

де  $K^B$  – об'ємний вміст компонента в вологому газі;

$K^C$  – об'ємний вміст компонента в сухому газі;

0,805 – густина водяної пари за нормальних умов, кг/м<sup>3</sup>;

$d$  – вологовміст газу, кг/м<sup>3</sup>.

Технологічні розрахунки ведуть переважно для сухого складу палива.

### 8.2.3 Технічні характеристики палива

Найважливішими технічними характеристиками палива є теплота згоряння, вихід летких речовин та властивості коксу.

Теплотою згоряння палива називається кількість теплоти, що виділяється за умови повного згоряння 1 кг маси твердого або рідкого палива або 1 м<sup>3</sup> газового палива за нормальних фізичних умов.

Розрізняють вищу та нижчу теплоти згоряння. Вищою теплотою згоряння  $Q_B^P$  називають кількість теплоти, яка виділяється в процесі згоряння палива з врахуванням теплоти конденсації водяної пари, яка утворюється в процесі згоряння водню  $H^P$  та випаровування вологи палива  $W^P$ . Нижчою теплотою згоряння  $Q_H^P$  називається теплота згоряння палива за умови, що волога, яка утворюється в процесі згоряння водню палива  $9H^P$  та волога палива  $W^P$ , знаходяться в пароподібному стані.

Зв'язок між вищою та нижчою теплотою згоряння палива виражається формулою:

$$Q_H^P = Q_B^P - 0,025 \cdot (9H^P + W^P), \quad (8.11)$$

де 0,025 – теплота пароутворення води, МДж/кг;

$9H^P$  – відповідає кількості води, що утворюється в процесі згоряння  $H^P$  палива, за стехіометричними рівняннями:



Вища теплота згоряння твердого та рідкого палива визначається лабораторним шляхом методом колориметрування. Точне аналітичне визначення теплоти згоряння твердого і рідкого палив за їх елементним складом неможливе, оскільки останній не відображає структуру органічних сполук, що утворюють горючу масу.

Теплота згоряння палива може бути розрахована за емпіричними формулами. Найбільш точна для рідкого палива має вигляд:

$$Q_H^P = 0,339 \cdot C^P + 1,03 \cdot H^P - 0,109 \cdot (O^P - S^P) - 0,025 \cdot W^P. \quad (8.13)$$

У формулі (8.13) коефіцієнти підібрані експериментально і дещо відрізняються від теплот згоряння окремих елементів.

Нижча теплота згоряння сухого газоподібного палива (МДж/м<sup>3</sup>) може бути визначена за формулою:

$$Q_H^P = 0,127 \cdot CO + 0,108 \cdot H_2 + 0,358 \cdot CH_4 + 0,234 \cdot H_2S + \\ + 0,59 \cdot C_2H_4 + 0,638 \cdot C_2H_6 + 0,913 \cdot C_3H_8 + 1,4 \cdot C_6H_6. \quad (8.14)$$

Для порівняння енергетичної цінності різних видів палива вводиться поняття умовного палива, теплота згоряння якого прийнята такою, що дорівнює  $Q_{умов} = 29,33$  МДж/м<sup>3</sup>.

Відношення  $Q_n^p$  цього палива до  $Q_{умов}$  називають паливним еквівалентом, який позначається буквою  $E$ . Тобі для розрахунку витрати умовного палива  $V_{у.п.}$  достатньо величину витрати натурального палива  $V_n$  помножити на еквівалент  $E$ , тобто:

$$V_{у.п.} = V_n \cdot E = \frac{V_n \cdot Q_n^p}{Q_{умов}}. \quad (8.15)$$

Якщо тверде паливо нагріти без доступу повітря, то воно розділяється на дві частини: кокс та леткі речовини. Об'єм летких речовин на робочу масу палива позначається  $V^p$ , на горючу масу –  $V^r$ . Вміст летких в паливі спричиняє великий вплив на процес загоряння палива і повноту його згоряння, враховується в процесі конструювання пристроїв для його спалювання і впливає на їх експлуатаційні характеристики. Найбільший об'єм летких міститься в дровах та іншому "молодому" паливі. У міру збільшення геологічного віку палива вміст летких речовин в ньому зменшується. Для антрацитів вихід летких речовин становить 4 %.

До складу твердої частини – коксового залишку – входять частини вуглецю палива та шлак. Вугілля із сплавленим нелетючим залишком є найціннішим технологічним паливом і використовується насамперед для виробництва коксу. За своїм хімічним складом кокс містить в собі майже чистий вуглець (близько 97 %). Значення виходу летких та характеристика коксового залишку покладені в основу класифікації кам'яного вугілля.

### 8.3 Розрахунки процесів горіння палива

Усі розрахунки процесів горіння палива ведуть на основі стехіометричних рівнянь.

#### 8.3.1 Розрахунки витрат повітря на спалювання 1 кг палива

Об'єм повітря, яке необхідне для спалювання 1 кг твердого або рідкого палива, визначається на основі розрахунку стехіометричних рівнянь реакцій повного горіння палива:



Відносячи ці рівняння до 1 кг палива та виражаючи витрату кисню в об'ємних одиницях, одержуємо необхідну витрату ( $m^3$ ) кисню на 1 кг кожної складової горючої маси палива для вуглецю:

$$12,01 \text{ кг } C + 32 \text{ кг } O_2 = 44,01 \text{ кг } CO_2. \quad (8.19)$$

Для опалювання 1 кг вуглецю до  $CO_2$  потрібно кисню:

$$1 \text{ кг } C + 1,866 \text{ м}^3 O_2 = 1,866 \text{ м}^3 CO_2. \quad (8.20)$$

Аналогічно слід вести розрахунок для водню:



$$1 \text{ кг } H_2 + 5,56 \text{ м}^3 O_2 = 11,12 \text{ м}^3 H_2O \quad (8.22)$$

та для сірки:



$$1 \text{ кг } S_n + 0,7 \text{ м}^3 O_2 = 0,7 \text{ м}^3 SO_2. \quad (8.24)$$

Сумуючи витрати кисню на спалювання горючих елементів, які містяться в 1 кг палива, та використовуючи кисень палива, одержуємо теоретично необхідний об'єм кисню для спалювання 1 кг твердого або рідкого палива  $V_{O_2}^0$  ( $m^3/kg$ ) за нормальних умов:



$$V_{O_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{C^p}{100} + 5,56 \cdot \frac{H^p}{100} + 0,7 \cdot \frac{S_n^p}{100} - \frac{O^p}{100 \cdot \rho_{O_2}}, \quad (8.25)$$

де  $\rho_{O_2}$  – густина кисню за нормальних фізичних умов, яка дорівнює 1,428 кг/м<sup>3</sup>.

Для згоряння 1 м<sup>3</sup> газового палива теоретично необхідний об'єм кисню (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>) розраховується аналогічно:

$$V_{O_2}^0 = 0,01 \cdot \left[ 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m H_n - O_2 \right]. \quad (8.26)$$

В атмосферному повітрі міститься 21 % кисню (за об'ємом), тому теоретична його витрата на горіння становить, м<sup>3</sup>/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>):

$$V^0 = \frac{V_{O_2}^0}{0,21}. \quad (8.27)$$

Об'єм теоретично необхідного повітря для спалювання 1 кг твердого або рідкого палива виразиться формулою, м<sup>3</sup>/кг:

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S_n^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p, \quad (8.28)$$

В процесі спалювання сухого газового палива розрахунок ведеться за формулою (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>):

$$V^0 = 0,0476 \cdot \left[ 0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot C_m H_n - O_2 \right]. \quad (8.29)$$

Для практичних умов роботи пристроїв для згоряння палива не вдається здійснити повне згоряння палива з теоретичною кількістю повітря. Причинами цього можуть бути нерівномірна подача повітря, погане перемішування повітря з паливом, недосконалість пристрою для спалювання палива тощо. Для досягнення повноти горіння палива повітря в камеру горіння подають з деяким надлишком  $V_d > V^0$ . Відношення дійсного об'єму повітря до теоретично необхідного називають коефіцієнтом надлишку повітря:

$$\alpha = \frac{V_d}{V^0} > 1. \quad (8.30)$$

Із рівняння (8.30) дійсний об'єм повітря:

$$V_d = \alpha \cdot V^0. \quad (8.31)$$

Коефіцієнт надлишку повітря залежно від виду палива та способу його спалювання змінюється в границях 1...1,5 та вище. Чим сприятливіші умови для перемішування повітря з паливом, тим надлишок повітря може бути меншим.

### 8.3.2 Склад та об'єм продуктів згоряння 1 кг палива

За умови повного згоряння палива гази згоряння містять продукти повного окиснення елементів горючої маси палива, тобто CO<sub>2</sub> та H<sub>2</sub>O. Тому склад сухих газів у відсотках до об'єму може бути поданий сумою:

$$CO_2 + SO_2 + O_2 + N_2 = 100. \quad (8.32)$$

Позначаючи об'єм трьохатомних газів  $RO_2$ , отримаємо вираз (8.32) у вигляді:

$$RO_2 + O_2 + N_2 = 100. \quad (8.33)$$

Повний об'єм газів згоряння палива складається із об'ємів сухих газів та водяних парів, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_r = V_{c.g.} + V_{v.p.}; \quad (8.34)$$

$$V_{c.g.} = V_{RO_2} + V_{O_2} + V_{N_2}; \quad (8.35)$$

$$V_{RO_2} = V_{c.g.} \cdot \frac{RO_2}{100}; \quad (8.36)$$

$$V_{O_2} = V_{c.r.} \cdot \frac{O_2}{100}; \quad (8.37)$$

$$V_{N_2} = V_{c.r.} \cdot \frac{N_2}{100}. \quad (8.38)$$

Для твердих та рідких палив (окрім сланців) об'єм трьохатомних газів визначається, як і витрата кисню, на основі розрахунку рівняння відповідної реакції. Для вуглецю:

$$12 \text{ кг C} + 32 \text{ кг O}_2 = 44 \text{ кг CO}_2; \quad (8.39)$$

$$1 \text{ кг C} + \frac{32}{12} \text{ кг O}_2 = \frac{44}{12 \cdot 1,964} \text{ м}^3 \text{ CO}_2. \quad (8.40)$$

Тобто на 1 кг вуглецю палива одержуємо такий об'єм вуглецю (IV) оксиду:

$$V_{CO_2} = \frac{44}{12 \cdot 1,964} = 1,866 \text{ м}^3. \quad (8.41)$$

Тут 1,964 – густина CO<sub>2</sub> за нормальних умов, кг/м<sup>3</sup>. Аналогічно визначаються V<sub>SO<sub>2</sub></sub> та V<sub>H<sub>2</sub>O</sub>.

Сумарний об'єм трьохатомних газів визначається за формулою, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^p}{100} + 0,7 \cdot \frac{S_{II}^p}{100} = 0,01866 \cdot (C^p + 0,0375 \cdot S_{II}^p) = 0,01866 \cdot K^p; \quad (8.42)$$

$$K^p = C^p + 0,0375 \cdot S_{II}^p. \quad (8.43)$$

У разі спалювання сланців об'єм трьохатомних газів додатково включає в себе продукти розкладання карбонатів.

Теоретичний об'єм азоту палива та повітря в продуктах згоряння визначається за формулою:

$$V_{N_2}^0 = V_{O_2}^0 \cdot \frac{79}{21} + \frac{N^p}{100 \cdot 1,251} = 3,76 \cdot V_{O_2}^0 + 0,008 \cdot N^p; \quad (8.44)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,008 \cdot N^p, \quad (8.45)$$

де 1,251 – густина азоту за нормальних умов, кг/м<sup>3</sup>.

Водяна пара в продуктах згоряння палива утворюється внаслідок згоряння водню у кількості  $\frac{9N^p}{100 \cdot 0,804} = 0,111 \cdot N^p$  та випаровування вологи палива  $\frac{W^p}{100 \cdot 0,804} = 0,0124 \cdot W^p$ . Окрім того, волога поступає з повітрям, що скеровується на горіння. За умови вологовмісту повітря  $d_n = 10$  г/кг або 13 г/м<sup>3</sup> об'єм водяної пари, що поступає з повітрям, становить:

$$\frac{d_n \cdot V^0}{1000 \cdot 0,804} = 0,0161. \quad (8.46)$$

За умови наявності парового (форсунокового) дуття  $G_\phi$  (кг/кг) в продуктах згоряння буде міститися ця пара в об'ємі  $\frac{G_\phi}{0,804} = 1,24 \cdot G_\phi$ , де 0,804 – густина водяної пари за нормальних умов, кг/м<sup>3</sup>.

Отже, теоретичний об'єм водяної пари визначається сумуванням за формулою:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot N^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,016 \cdot V^0 + 1,24 \cdot G_\phi. \quad (8.47)$$

Аналогічно визначається об'єм продуктів згоряння газового палива. Розрахункові формули у цьому випадку мають такий вигляд, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>:

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot (CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n); \quad (8.48)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,01 \cdot N_2; \quad (8.49)$$

$$V_{H_2O} = 0,01 \cdot (H_2 + H_2S + \sum \frac{n}{2} \cdot C_m H_n + 0,124 \cdot d_r + 0,124 \cdot d_n \cdot V^0), \quad (8.50)$$

де  $d_r$  – вологовміст газового палива, г/м<sup>3</sup>.

За умови значення коефіцієнта витрати повітря  $\alpha > 1$  продукти згоряння містять додатковий об'єм повітря тв. Вологу цього повітря. Тому для твердого, рідкого та газоподібного палива розрахунок об'єму продуктів згоряння ведеться за формулами, м<sup>3</sup>/кг (м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>):

$$V_{c.r.} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + (\alpha + 1) \cdot V^0; \quad (8.51)$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0; \quad (8.52)$$

$$V_r = V_{c.r.} + V_{H_2O}. \quad (8.53)$$

В процесі випробування діючих агрегатів для визначення складу димових газів користуються різними газоаналізаторами, із яких найбільше поширення знайшов хімічний газоаналізатор Орса, робота якого ґрунтується на вибірковому поглинанні продуктів згоряння відповідними реактивами.

Водяна пара конденсується і одержані результати аналізу відносяться тільки до сухих продуктів згоряння. Для повного горіння:  $V_{c.r.} = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{O_2}$ , або в відсотках за об'ємом:  $RO_2 + O_2 + N_2 = 100$ .

Оскільки  $V_{c.r.} = \frac{V_{RO_2}}{RO_2} \cdot 100$ , то поставив в це рівняння  $V_{RO_2}$  з формули (8.42), одержуємо:

$$V_{c.r.} = \frac{0,01866 \cdot K^p}{RO_2}. \quad (8.54)$$

### 8.3.2 Ентальпія продуктів згоряння

Ентальпія продуктів згоряння 1 кг твердого палива або 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива може бути обчислена за відомою формулою:

$$H = V_r \cdot c_r \cdot t_r, \quad (8.55)$$

де  $V_r$  – об'єм продуктів згоряння, м<sup>3</sup>/кг;

$c_r$  – середня об'ємна теплоємність за умови сталого тиску продуктів згоряння, МДж/м<sup>3</sup>;

$t_r$  – температура газу, °С.

Зазвичай в таблицях поряд з теплоємностями наводяться об'ємні ентальпії продуктів згоряння  $h = c_p \cdot t$ . Тоді розрахунок ентальпії продуктів повного згоряння для  $\alpha = 1$  проводиться за формулою, МДж/кг (МДж/м<sup>3</sup>).

$$H_r^0 = V_{RO_2} \cdot c_{RO_2} \cdot t_{RO_2} + V_{N_2}^0 \cdot c_{N_2} \cdot t_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot c_{H_2O} \cdot t_{H_2O}. \quad (8.56)$$

З урахування надлишкового повітря  $(\alpha - 1) \cdot V^0$ :

$$H_r^0 = H_r^0 + (\alpha - 1) \cdot H_n^0. \quad (8.57)$$

де  $H_n^0 = V_n^0 \cdot c_n \cdot t_n$  – ентальпія теоретично необхідного об'єму повітря.

Визначаючи  $(c_{RO_2} \cdot t_{RO_2})$ , враховують, що вміст  $SO_2$  в продуктах згоряння відносно невеликий і значення ентальпії береться, як для  $CO_2$ .

За наведеними формулами можуть бути розраховані ентальпії продуктів згоряння заданого палива для різних значень коефіцієнтів надлишку повітря.

### Контрольні запитання

1. Що ми називаємо робочою, сухою та горючою масою твердого та рідкого палива?

2. Наведіть формули перерахунку із сухої та робочої мас палива на горючу.
3. Наведіть формулу перерахунку вмісту компонентів вологого газу, використовуючи відомий вміст сухого газу та поясніть її суть.
4. Сформулюйте зв'язок між вищою та нижчою теплотою горіння палива.
5. Як розраховується теплота згоряння твердого, рідкого та газоподібного палива?
6. Сформулюйте принципи розрахунку витрати повітря на спалювання 1 кг палива.
7. Як досягається повнота спалювання палива в реальних умовах із врахуванням недосконалості організації процесу горіння?
8. За якою формулою визначається теоретичний об'єм водяної пари у продуктах згоряння?
9. Як розраховується ентальпія продуктів згоряння?

## ЛІТЕРАТУРА

### Основна література

1. Іванченко Л.В. Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів: конспект лекцій / Л.В. Іванченко, В.Я. Кожухар. – Одеса : ОНПУ, 2014. – 116 с.
2. Конспект лекцій з курсу "Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів" для студентів спеціальності 161 – Хімічні технології та інженерія / Л.В. Іванченко, В.Я. Кожухар, Л.В. Тимошевська. – Одеса: ОНПУ, 2017. – 95 с. (КЛ08971 від 22.11.2017; № 5319 – РС – 2017).
3. Теплотехніка: Підручник для вузів / Б.Х. Драганов, А.А. Долинський, А.В. Міщенко та ін.; За ред. Б.Х. Драганова. – К.: ІНКОС, 2005. – 504 с. Режим доступу: [http://kekte.at.ua/\\_ld/0/53\\_\\_\\_\\_.pdf](http://kekte.at.ua/_ld/0/53____.pdf)
4. Семенишин Є.М. Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів: навчальний посібник / Є.М. Семенишин, М.С. Мальований – Львів: Видавництво національного університету "Львівська політехніка", 2005. – 420 с.

### Додаткова література

5. Чечеткин А.В. Теплотехника / А.В. Чечеткин, Н.А. Занемонец – М.: Высшая Школа, 1986. – 344 с.
6. Архаров А.М. Теплотехника / А.М. Архаров, С.И. Исаев, И.А. Кожинов И.А. – М.: Машиностроение, 1986.
8. Баскаков А.П. Теплотехника / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К Витт и др. – М.: Энергоиздат, 1991. – 224 с. (55 прим.)
7. Куперман В.И. Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности / В.И. Куперман, С.А. Романовский, Л.Н. Сидельковский – К.: Высш. шк., 1986.
8. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский – М.: Энергоиздат, 1981.
9. Эксергетические расчеты технических систем : справ. пособие / В.М. Бродянский, Г.П. Верховкер, С.В. Дубковский [и др.] – К.: Наук. Думка, 1991. – 360 с.
10. Лейтес И.Л. Теория и практика химической энерготехнологии / И.Л. Лейтес, М.Х. Сосна, В.П. Семенов – М.: Химия, 1988. – 280 с.
11. Бродянский В.М. Эксергетический анализ и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек – М.: Энергоатомиздат, 1996.
12. Сборник задач и упражнений по курсу "Энерготехнология химико-технологических процессов" / С.А. Куманев, И.А. Василенко, А.А. Пивоваров, В.Е. Никольский – Днепропетровск : УГХТУ
13. Баскаков А.П. Теплотехника / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К Витт и др. – М.: Энергоиздат, 1991. – 224 с. Режим доступу: [http://sait.at.ua/\\_ld/0/92\\_tep11.pdf](http://sait.at.ua/_ld/0/92_tep11.pdf)
14. Теплотехника. Учебник для вузов / Под общ. ред. Крутова И.В. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с. Режим доступу: [http://www.techgidravlika.ru/view\\_book.php?id=188](http://www.techgidravlika.ru/view_book.php?id=188)