

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»  
Кафедра електричної інженерії

**Конспект лекцій  
з дисципліни  
«Теплотехніка»  
та  
«Теплотехнічні процеси в технічних системах»  
для студентів денної та заочної форм навчання  
технічних спеціальностей**

Покровськ-2019

**УДК 621.43.016(042)**  
**К 65**

Конспект лекцій з дисципліни з дисципліни «Теплотехніка» та «Теплотехнічні процеси в технічних системах» для студентів денної та заочної форм навчання технічних спеціальностей [Електронний ресурс] / уклад. О.М. Любименко. – Покровськ : ДонНТУ, 2019 . – 224 с.

В конспекті лекцій наведені визначення основних понять і величин, що розглядаються у дисципліні «Теплотехніка» та «Теплотехнічні процеси в технічних системах» коротко роз'яснена сутність описуваних понять. Конспект лекцій можуть бути використані студентами денної та заочної форми навчання технічних спеціальностей.

Укладач: Любименко О.М., доц., к.ф.-м.н., доц. кафедри електричної інженерії

Рецензент: Штепа О.А. доц., к.т.н., доц. кафедри електронної техніки

Відповідальний за випуск: Колларов О.Ю., завідувач електричної інженерії

Затверджено навчально-методичним відділом ДонНТУ, протокол № 3  
від 29.10.2019 року

Розглянуто на засіданні кафедри електричної інженерії, протокол № 1  
від 30.08.2019 року

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
ТЕМА 1. Основні поняття та закони термодинаміки.....	8
1.1 Термодинамічна система.....	8
1.2 Термічні параметри стану.....	10
1.3 Термодинамічне рівняння стану речовини.....	14
1.4 Суміші ідеальних газів.....	15
1.5 Контрольні запитання.....	17
ТЕМА 2. Перший закон термодинаміки.....	17
2.1 Внутрішня енергія.....	17
2.2 Ентальпія.....	18
2.3 Ентропія.....	19
2.4 Термодинамічний процес і його енергетичні характеристики.....	19
2.4.1 Робота.....	20
2.4.2 Теплота.....	21
2.5 Теплоємність газів та суміш газів.....	22
2.6 Аналітичний вираз першого закону термодинаміки.....	28
2.7 Контрольні запитання.....	32
ТЕМА 3. Другий закон термодинаміки.....	32
3.1 Формулювання другого закону термодинаміки.....	34
3.2 Ідеальний цикл Карно.....	36
3.3 Властивості незворотних кругових процесів.....	40
3.4 Контрольні запитання.....	43
ТЕМА 4. Основні термодинамічні процеси в газах и парах.....	43
4.1 Термодинамічні процеси ідеальних газів в закритих системах.....	44
4.2 Ізохорний процес ( $v = \text{const}$ ).....	45
4.3 Ізобарний процес ( $p = \text{const}$ ).....	47
4.4 Ізотермний процес ( $T = \text{const}$ ).....	48
4.5 Адіабатний процес ( $q = 0; dq = 0$ ).....	49
4.7 Політропний процес і його узагальнююче значення.....	51
4.8 Контрольні запитання.....	58
ТЕМА 5. Водяна пара і її властивості.....	58
5.1. Пароутворення. Водяна пара. Рівняння Ван-дер-Ваальса.....	58
5.2 Водяна пара і її характеристики.....	61
5.3 Процес перетворення рідини в пару.....	63
5.4 основні параметри стану водяної пари.....	67
5.4 h-s діаграма і аналіз основних термодинамічних процесів водяної пари.....	69
Контрольні запитання.....	72
ТЕМА 6. Цикли паросилових установок (ПСУ).....	73
6.1 Цикл Ренкіна.....	73
6.2 Методи підвищення ККД циклу Ренкіна.....	78
6.3 Вплив на термічний ККД циклу початкового тиску пари.....	79
6.4 Вплив на термічний ККД циклу початкової температури пари.....	80
6.5 Вплив кінцевого тиску на термічний ККД циклу.....	81
6.6 Визначення основних характеристик ПСУ.....	82
6.7 Контрольні питання.....	84
ТЕМА 7. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛІВ ТЕПЛОВИХ МАШИН.....	85

7.1 Компресія або стиск газів .....	85
7.1.1 Стиск в одноступеневому компресорі .....	87
7.1.2 Багатоступеневий компресор.....	90
7.2 Цикли двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ).....	94
7.2.1 Цикл двигуна з підводом тепла за постійного об'єму (цикл Отто) .....	95
7.2.2 Цикл Дизеля .....	99
7.2.3 Цикл Тринклера .....	102
7.3 Характеристики реальних ДВЗ.....	103
7.4 Контрольні питання .....	105
ТЕМА 8. Цикли газотурбінних установок .....	105
8.1 Ідеальні цикли ГТУ.....	105
8.1.1 Цикл ГТУ з ізобарним підведенням тепла .....	106
8.1.2 Цикл ГТУ з ізохорним підведенням тепла .....	109
8.2 Характеристики реальних ГТУ .....	112
8.3 Цикл компресорного повітряно-реактивного двигуна.....	116
8.4 Контрольні питання .....	119
ТЕМА 9. Цикли холодильних установок .....	120
9.1 Контрольні питання .....	121
ТЕМА 10. Теплообмін. Основи теорії теплопередачі .....	121
10.1 Теплообмін: визначення і головні види.....	121
10.2 Теплопровідність і конвективний теплообмін .....	123
10.3 Основний закон теплопровідності (закон Фур'є).....	124
10.4 Рівняння теплопровідності і умови однозначності .....	124
10.4 Теплопровідність у стаціонарному режимі .....	130
10.5 Теплопровідність у нестаціонарному режимі .....	132
10.6 Конвективний теплообмін .....	132
10.7 Теорія подібності: основні поняття та визначення.....	137
10.8 Контрольні запитання.....	142
ТЕМА 11. Складний теплообмін. Теплова ізоляція. ....	143
11.1 Тепловіддача та теплопередача .....	143
11.2 Загальні положення теорії теплопередачі через стінку.....	144
11.2.1 Одношарова плоска стінка.....	144
11.2.2 Циліндрична стінка.....	148
11.3 Теплова ізоляція.....	151
11.4 Визначення оптимального рівня теплозахисту огорожуючих конструкцій .....	155
11.5 Контрольні запитання.....	156
ТЕМА 12 Теплообмінні апарати. ....	157
12.1 Призначення класифікація і область використання теплообмінних апаратів .....	157
12.1 Поверхневі теплообмінні апарати .....	158
12.3 Основи теплового розрахунку теплообмінників .....	160
12.4 Рівняння теплового балансу .....	161
12.5 Рівняння теплопередачі .....	161
Контрольні запитання.....	164
ТЕМА13. Паротурбінні, газотурбінні і комбіновані енергоустановки та їх складові частини. ....	164
13.1 Паротурбінні установки (ПТУ) .....	164
13.2 Парові і газові турбіни.....	170
13.3 Комбіновані установки.....	175
13.4 Технологічні показники парових турбін .....	177
13.5 Контрольні запитання.....	178

ТЕМА 14. Котельні установки .....	179
14.1 Головні складові організації процесів отримання теплової енергії.....	179
14.2. Допоміжні системи і пристрої котельних установок .....	187
14.3 Тепловий баланс і тепла економічність котельної установки .....	193
14.4 Контрольні запитання.....	199
ТЕМА 15. Паливно- енергетичні ресурси .....	200
15.1 Природні ресурси.....	200
15.2 Склад і характеристика органічного палива .....	201
15.3 Контрольні запитання.....	209
ТЕМА 16. Нетрадиційні джерела енергії та використання відпрацьованого тепла.....	210
16.1 Основні схеми використання відпрацьованого тепла .....	210
16.2 Трансформатори теплоти .....	213
16.3 Термодинамічні основи процесів трансформації теплоти.....	215
16.4 Теплонасосні установки .....	217
16.5 Використання теплових насосів як низькопотенційних джерел теплоти. ....	218
16.6 Тепловикористовуючі апарати на теплових трубах .....	221
16.7 Контрольні запитання.....	224
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	225

## ВСТУП

Теплотехніка - наука, яка вивчає методи отримання, перетворення, передачі і використання теплоти, а також принципи дії та конструктивні особливості теплових машин, апаратів і пристроїв. Теплота використовується у всіх областях діяльності людини. Для встановлення найбільш раціональних способів його використання, аналізу економічності робочих процесів теплових установок і створення нових, найбільш досконалих типів теплових агрегатів необхідна розробка теоретичних основ теплотехніки.

Розрізняють два принципово різних напрямки використання теплоти - енергетичне і технологічне. При енергетичному використанні, теплота перетворюється в механічну роботу, за допомогою якої в генераторах створюється електрична енергія, зручна для передачі на відстань. Теплоту при цьому отримують спалюванням палива в котельних установках або безпосередньо в двигунах внутрішнього згоряння. При технологічному - теплота використовується для спрямованого зміни властивостей різних тіл (розплавлення, затвердіння, зміни структури, механічних, фізичних, хімічних властивостей).

Теплотехніка, як наука вивчає методи використання хімічної енергії палива, закони перетворення цієї енергії в теплову, речовини, які приймають участь в цих перетвореннях, а також принципи роботи і конструкції машин і апаратів, які служать для перетворення хімічної енергії в теплову і механічну. Теоретичною основою теплотехніки є термодинаміка і теорія теплообміну. Основна задача технічної термодинаміки - вивчення закономірності перетворення теплоти в роботу. ці покращення можуть бути безмежно продовженими». Технічна термодинаміка є феноменологічною теорією макроскопічних процесів, які супроводжуються перетворенням енергії і вивчає властивості тіл не опираючись на будь - які представлення про їх структуру. Вона не розглядає механізм явищ, не цікавиться внутрішньою будовою тіл. Вона досліджує явища які безпосередньо спостерігаються на

практиці і проходять з тілами, масштаби яких звичні для людини і оперує тільки з такими величинами, які можуть бути безпосередньо виміряні, або вивчені за допомогою інших залежностей.

Курс теплотехніки складається із трьох частин:

- ч. I - технічна термодинаміка,
- ч. II - теорія тепло- і масообміна,
- ч. III - промислові теплоенергетичні та теплотехнічні установки.

Освоєння дисципліни дозволить майбутнім інженерам забезпечити необхідний рівень для описання технологічних процесів, проектування режиму роботи, обробки деталей та інструментів з урахуванням впливу теплових явищ, що їх супроводжують.

**Завдання дисципліни** навчити теоретичним та практичним навичкам розрахунків енергетичних установок та тепло масо обмінних систем, надати уявлення про проблеми, які виникають перед розробниками технологічних – та теплових установок.

У результаті вивчення дисципліни студент повинен

**знати:**

-теплофізичні особливості технологічних систем та види і шляхи енергії, що використовують;

- основні положення теорії теплопровідності, конвекційного та радіаційного теплообміну, теплообміну при зміні агрегатного стану рідини;

- напрямки схематизації теплових задач та методи їх розв'язання;

**вміти:**

- проводити розрахунок процесів теплообміну для певних задач технологічних апаратів.

- обґрунтовано обирати режимні параметри агрегатів, у яких має місце тепло масообмін різноманітних речовин.

- проводити розрахунок тепло та масообміну в технологічних установках, де він має місце.

## ТЕМА 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ТА ЗАКОНИ ТЕРМОДИНАМІКИ

*Термодинамічна система. Основні термодинамічні параметри. Температура. Тиск. Об'єм. Термодинамічне рівняння стану речовини. Суміші ідеальних газів.*

### 1.1 Термодинамічна система

**Теплотехніка** – наука, яка вивчає процеси одержання та використання теплоти в різних виробництвах, а також машини та апарати, які використовуються для цих цілей.

Технічна термодинаміка – вивчає процеси взаємного перетворення теплоти та роботи, а також властивості тіл, за допомогою яких проходить це перетворення.

**Термодинамічною системою** називається сукупність макроскопічних тіл, що обмінюються енергією між собою і навколишнім середовищем (всіма іншими тілами, які не ввійшли в термодинамічну систему). Вона має межі, що відокремлюють її від навколишнього середовища, і можуть бути як реальними (газ у резервуарі, межа розділу фаз), так і чисто умовними у вигляді контрольної поверхні.

Термодинамічна система, між будь-якими частинами якої відсутні поверхні розділу, називається гомогенною. Якщо ж вона складається з окремих частин, розмежованих поверхнями розділу, – гетерогенною, однорідна частина якої називається фазою.

Термодинамічна система може енергетично взаємодіяти з навколишнім середовищем і з іншими системами, а також обмінюватися з ними речовиною.

Залежно від умов взаємодії з іншими системами розрізняють: відкриту систему – при наявності обміну енергією та речовиною з іншими; закриту – при відсутності обміну речовиною з іншими системами; адіабатну – при



відсутності обміну теплотою з іншими системами; ізольовану – при відсутності обміну енергією й речовиною з іншими системами.

Розрізняють рівноважний і нерівноважний стани термодинамічної системи. Рівноважним термодинамічним станом називають стан тіла чи системи, що не змінюється в часі без зовнішнього енергетичного впливу. При цьому зникають усі макроскопічні зміни (дифузія, теплообмін, хімічні реакції), хоча тепловий (мікроскопічний) рух молекул не припиняється. Стан термодинамічної системи, при якому у всіх її частинах температура однакова, називають ізотермічним рівноважним станом.

Ізольована термодинамічна система незалежно від свого початкового стану із часом завжди приходить у стан рівноваги, з якого ніколи не може вийти самовільно.

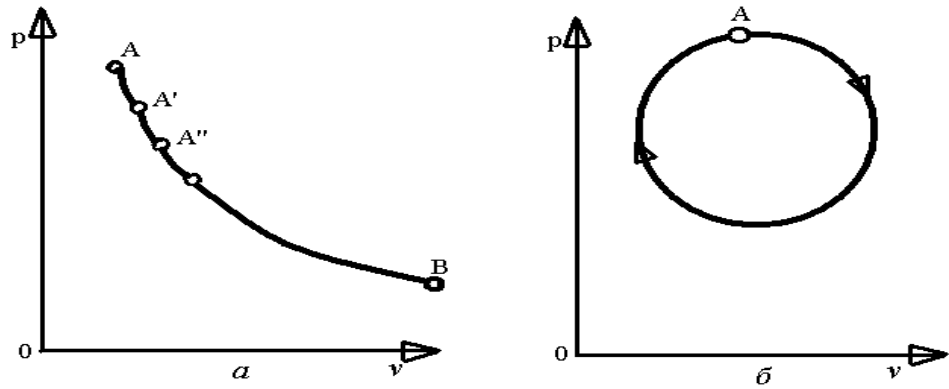
Стан термодинамічної системи, при якому значення параметрів у всіх її частинах лишаються незмінними в часі (через зовнішній вплив потоку речовини, енергії, імпульсу і т.д.), називається стаціонарним. Якщо значення параметрів змінюються в часі, то стан термодинамічної системи називається нестаціонарним.

Термодинамічний стан системи: сукупність властивостей, які відповідають даній системі (тілу). Ці властивості називаються термодинамічними параметрами стану термодинамічної системи.

Поступова зміна стану тіла, що відбувається в результаті його взаємодії з навколишнім середовищем, називається термодинамічним процесом.

Рівноважні стани ( $A, A', A''$ ) і рівноважний процес ( $A - B$ ) можна зобразити у вигляді діаграм (рис. 1.1, а).

Круговим процесом або циклом називається процес, в результаті здійснення якого тіло повертається у початковий стан (рис. 1.1, б).



а - рівноважний процес ; б - круговий процес

Рисунок 1.1 – Діаграми термодинамічних процесів

## 1.2 Термічні параметри стану

**Параметри стану** – фізичні величини, що однозначно характеризують стан термодинамічної системи і не залежні від її передісторії.

Основні термодинамічні параметри стану системи, що характеризують макроскопічний стан тіл: тиск, температура і питомий об'єм ( $P$ ,  $T$ ,  $\vartheta$ ).

Якщо тиск робочого тіла більший за атмосферний, тоді використовують манометр, який фіксує надлишковий тиск  $P_n$  (рис. 1.2).

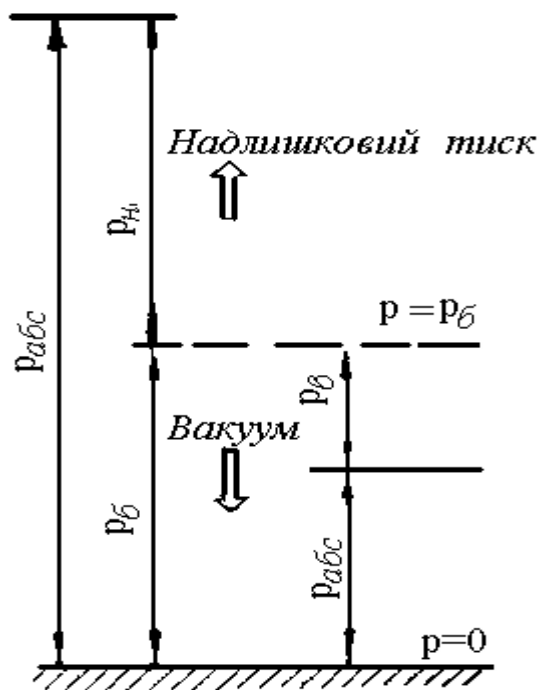


Рисунок 1.2 – Схема до розрахунку абсолютного тиску

$$P_{абс} = P_{\bar{o}} + P_n \quad (1.1)$$

Якщо тиск в посудині менший за барометричний, тоді застосовують прилад – вакуумметр, який фіксує розрідження, або вакуумметричний тиск  $P_{\bar{e}}$ , тобто показує, наскільки тиск в посудині менший за атмосферний

$$P_{абс} = P_{\bar{o}} - P_{\bar{e}}. \quad (1.2)$$

$$1\text{бар} = 10^5 \text{ Па} = 0,1\text{МПа}; 1\text{бар} = 750\text{мм.рт.ст.}; \quad (1.3)$$

У термодинаміці параметром стану тіла є тільки абсолютний тиск, відлічений від нуля (абсолютного вакууму), що характеризує стан термодинамічної системи.

Атмосферний тиск – величина змінна, тому в техніці застосовується нормальний атмосферний тиск,  $P_0 = 0,10131 \text{ МПа}$  (760 мм рт. ст.).

Тиск вимірюють в Паскалях: 1 Па рівний тиску 1 Н (сили, що надає тілу масою 1 кг прискорення  $1 \text{ м/с}^2$  у напрямку дії сили) на площі  $1 \text{ м}^2$ , тобто  $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$ . Позасистемними одиницями тиску є атмосфера ( $1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс/см}^2$ ) і бар ( $1 \text{ бар} = 10^5 \text{ Н/м}^2 = 1,01972 \text{ кгс/см}^2 = 750,06 \text{ мм рт. ст.} = 10197 \text{ мм вод. ст.}$ ;  $1 \text{ ат} = 1 \text{ кг/см}^2 = 735,6 \text{ мм рт. ст.} = 10000 \text{ мм вод. ст.} = 98066 \text{ Н/м}^2$ , див. також табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Співвідношення між одиницями тиску

Одиниця	Па	бар	мм вод.ст.	кгс/см <sup>2</sup>
Паскаль	1	$10^{-5}$	0,102	$1,02 \cdot 10^{-5}$
Бар	$10^5$	1	$1,02 \cdot 10^4$	1,02
Міліметри ртутного стовпа	133,332	$1,333 \cdot 10^{-3}$	13,6	$1,36 \cdot 10^{-3}$
Міліметри водяного стовпа	9,8067	$9,8067 \cdot 10^{-5}$	1	$10^{-4}$
Кілограм-сила на	$9,8067 \cdot 10^4$	0,98067	$10^4$	1

квадратний сантиметр				
----------------------	--	--	--	--

**Температура.** Абсолютна температура робочого тіла – міра інтенсивності теплового руху молекул (завжди позитивна, її нульове значення відповідає стану повного спокою молекул, точці початку відліку температури (нулю) термодинамічної шкали Кельвіна). У техніці прийнята шкала Цельсія (нуль якої  $t = 0^{\circ}\text{C}$  відповідає температурі танення льоду при нормальному тиску, тобто при  $T = 273,15\text{ К}$ ).

Температура характеризує величину нагрівання тіла і визначає напрямок передачі теплоти. Якщо два тіла  $A$  і  $B$  мають відповідно температуру  $T_A > T_B$ , то теплота переходить від тіла  $A$  до тіла  $B$ . При цьому температура тіла  $A$  зменшується, а температура тіла  $B$  збільшується. Якщо  $T_1 = T_2$ , то тіла  $A$  і  $B$  перебувають у тепловій рівновазі, тому самовільного переходу теплового потоку між ними не буде.

Числове значення термодинамічної абсолютної температури можна визначити з рівняння (3.2) у вигляді:

$$T = \frac{2}{3 \cdot k} m \frac{w^2}{2} \quad (1.4)$$

Таким чином, у термодинаміці температура розглядається як середньостатистична величина, що характеризує систему, яка складається з величезного (але кінечного) числа молекул, які знаходяться у хаотичному (тепловому) русі. Тому до одиничних молекул поняття температури застосувати не можливо.

Однак практично неможливо безпосередньо виміряти кінетичну енергію молекул газу. Тому температура вимірюється опосередковано за допомогою різних термометричних пристроїв (термометрів). У їхню основу покладене явище залежності від температури якої-небудь властивості речовини (теплового розширення, електричного опору, контактної ЕРС, теплового

випромінювання та ін.), за величиною зміни якої судять про зміну температури.

Абсолютна температура вимірюється за шкалою Кельвіна:

$$T(K) = t^{\circ}(C) + 273,15 \approx t^{\circ}(C) + 273. \quad (1.5)$$

де  $t^{\circ}(C)$  – температура за шкалою Цельсія.

**Питомий об'єм** робочого тіла (речовини) – це об'єм, який займає одиниця маси даної речовини,  $\text{м}^3/\text{кг}$

$$\vartheta = \frac{V}{M},$$

де  $m$  – маса речовини,  $\text{кг}$ ;

$V$  – об'єм, який вона займає,  $\text{м}^3$ .

Величина, зворотна питомому об'єму, що визначає кількість речовини в одиниці об'єму, – густина робочого тіла ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ):

$$\rho = 1/\vartheta = M/V, \quad M = \rho \cdot V \quad \text{і} \quad \vartheta \cdot \rho = 1.$$

Питомий об'єм і густина також є статистичними усередненими величинами, тому що характеризують розподіл маси речовини по об'єму системи внаслідок хаотичного (теплого) руху молекул газу.

Одиниця густини в СІ –  $\text{кг}/\text{м}^3$ , СГС –  $\text{г}/\text{см}^3$ . Густина і питомий об'єм залежать від температури та тиску, тобто від термодинамічного стану речовини. Звичайно в довідковій літературі наводяться їхні значення при нормальних фізичних умовах  $P = 101,325 \text{ кПа}$  (760 мм рт. ст.) і  $t = 0^{\circ}\text{C}$ .

Отже, властивості руху системи, пов'язані з її станом, називають параметрами стану.

Будь-яка зміна параметрів стану є причиною (умовою) виникнення (наявності) термодинамічних процесів.

### 1.3 Термодинамічне рівняння стану речовини.

Термодинамічне рівняння стану. Для 1 кіломоля ідеального газу рівняння стану має вигляд рівняння Клапейрона-Менделєєва:

$$pV_{\mu} = R_{\mu}T, \quad (1.6)$$

де  $p$  – абсолютний тиск, Па;

$V_{\mu}$  – об'єм 1 кіломоля газу,  $\frac{\text{м}^3}{\text{кмоль}}$ ;

$R_{\mu}, \left( \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}} \right)$  – універсальна газова стала;

$T$  – абсолютна температура, К.

Значення  $R_{\mu}$  вираховується для нормальних умов:

$$P_{н.у.} = 101325 \text{ Па}; \quad T_{н.у.} = 273^{\circ}\text{К}; \quad V_{\mu н.у.} = 22,4 \frac{\text{м}^3}{\text{кмоль}}.$$

$$R_{\mu} = \frac{PV_{\mu}}{T} = \frac{101325 \cdot 22,4}{273} = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}. \quad (1.7)$$

Для 1 кг ідеального газу:

$$pv = RT, \quad (1.8)$$

де  $v = \frac{V_{\mu}}{\mu}, \left( \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \right)$  – питомий об'єм газу;

$R = \frac{R_{\mu}}{\mu} = \frac{8314}{\mu}$  – питома газова стала,  $\left( \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$ ;

$\mu$  – маса 1 кіломоля,  $\left( \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}} \right)$ .

Помноживши (1.8) на масу газу, одержимо рівняння стану для довільної кількості речовини:

$$pV = mRT = m \frac{R_\mu}{\mu} T. \quad (1.9)$$

де  $V = mv$  – об'єм маси газу,  $\text{м}^3$ .

#### 1.4 Суміші ідеальних газів

Для проведення термодинамічних розрахунків систем з газовими сумішами чи розчинами необхідно знати їхній склад. Склад суміші може бути заданий:

масовими частками  $g_i = m_i / m$ ,

$$\text{де } m = \sum_{i=1}^k m_i; \sum_{i=1}^K g_i = 1;$$

$m_i$  і  $m$  – маси компонента і суміші;

мольними частками  $n_i = N_i / N$ , де  $N = \sum_{i=1}^k N_i$ ;  $\sum_{i=1}^k n_i = 1$ ;

де  $N_i$  і  $N$  – число кіломолів компонента і суміші;

об'ємними частками  $r_i = V_i / V$ ,

$$\text{де } V = \sum_{i=1}^K V_i \text{ (закон Амага);}$$

$$\sum_{i=1}^k r_i = 1; V_i \text{ і } V - \text{об'єми компонента (приведений об'єм) і суміші при}$$

однакових тиску і температури;

Оскільки згідно закону Авагадро мольні об'єми всіх компонентів суміші газів рівні, то  $V_i = V_\mu N_i$ , а  $V = V_\mu N$ .

$$\text{Тоді } r_i = V_i / V = \frac{V_\mu N_i}{V_\mu N} = N_i / N = n_i.$$

Склад суміші ідеальних газів може бути також заданий парціальними тисками  $p_i$ . Парціальний тиск  $p_i$  – це тиск  $i$ -го компонента газової суміші за умови, що він займає весь об'єм, призначений для суміші, при температурі суміші.

Закон Дальтона. Сума парціальних тисків окремих газів, що входять у суміш, дорівнює повному тиску суміші тобто:

$$\sum_{i=1}^k p_i = p. \quad (1.10)$$

Таким чином, кожен газ у посудині займає весь об'єм при температурі суміші, знаходячись під власним парціальним тиском.

Рівняння стану для  $i$ -го компонента газової суміші:

$$p_i V = m_i R_i T. \quad (1.11)$$

Рівняння стану для суміші ідеальних газів має вигляд:

$$\sum_{i=1}^k p_i V = pV = T \sum_{i=1}^k m_i R_i = Tm \sum_{i=1}^k \frac{m_i}{m} R_i = Tm \sum_{i=1}^k g_i R_i = m R_{cm} T. \quad (1.12)$$

Де  $R_{cm} = \sum_{i=1}^k g_i R_i = \frac{8314}{\mu_{cm}}$  – газова стала суміші  $\left( \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)$ ;

$\mu_{cm}$  – маса 1 кіломоля суміші,  $\left( \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}} \right)$ .



$$\mu_{cm} = \frac{m}{N} = \frac{m}{\sum_{i=1}^k N_i} = \frac{m}{\sum_{i=1}^k \frac{m_i}{\mu_i}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \frac{g_i}{\mu_i}}. \quad (1.13)$$

### 1.5 Контрольні запитання

1. Технічна термодинаміка: основні поняття й визначення.
2. Термодинамічна система.
3. Параметри і функції стану. Термодинамічні процеси. Робоча (P-V) діаграма стану термодинамічної системи.
4. Ідеальний газ. Рівняння стану ідеального газу.
5. Теплоємність газів. Рівняння Майера.

ЛІТЕРАТУРА : [1-5]

## ТЕМА 2. ПЕРШИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМІКИ

*Внутрішня енергія. Ентальпія. Ентропія. Термодинамічний процес і його енергетичні характеристики. Робота. Тепло. Теплоємність газів та суміш газів. Аналітичні вирази першого закону термодинаміки.*

### 2.1 Внутрішня енергія

Внутрішня енергія  $U$ , Дж, – це енергія, яка складається з кінетичної енергії хаотичного руху молекул і потенціальної енергії взаємодії молекул. Питома внутрішня енергія вимірюється в Дж/кг:

$$u = \frac{U}{m}. \quad (2.1)$$

Зміна внутрішньої енергії в будь-якому процесі:

$$\Delta u = \int_1^2 du = u_2 - u_1 \left( \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right) \quad (2.2)$$

Для замкненого (кругового) процесу зміна внутрішньої енергії:

$$\Delta u = \oint du = 0. \quad (2.3)$$

## 2.2 Ентальпія

Енергія газу, що знаходиться у зовнішньому середовищі з тиском  $p$  і займає об'єм  $v$ , складається з внутрішньої енергії  $u$  і потенціальної енергії тиску  $pv$  і називається ентальпією газу в даному стані:

$$h = u + pv. \quad (2.4)$$

Розглянемо повну енергію газу під поршнем з вантажем  $G$  (рис. 2.1).

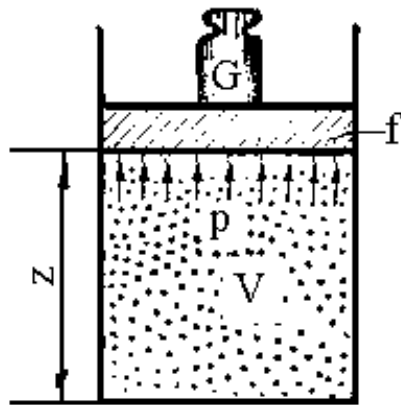


Рисунок 2.1 – Схема до визначення ентальпії.

Ентальпія газу в посудині під поршнем:

$$H = U + pV . \quad (2.5)$$

Потенціальна енергія тиску:

$$pV = pfz = Gz . \quad (2.6)$$

Зміна ентальпії не залежить від характеру процесу, а залежить лише від початкового і кінцевого станів:

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 v_1) . \quad (2.7)$$

### 2.3 Ентропія

Ентропія – параметр стану, диференціал якого дорівнює відношенню нескінченно малої кількості тепла в елементарному оборотному процесі до абсолютної температури, яка на малій ділянці процесу є постійною величиною:

$$dS = \frac{dQ}{T} \left( \frac{\text{Дж}}{\text{К}} \right); \quad ds = \frac{dq}{T} \left( \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right) . \quad (2.8)$$

Зміна ентропії в будь-якому процесі:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} . \quad (2.9)$$

Всі ці параметри мають властивість адитивності.

### 2.4 Термодинамічний процес і його енергетичні характеристики

Енергетичними характеристиками термодинамічного процесу є робота ( $L$ ) і теплота ( $Q$ ).

#### 2.4.1 Робота

Розглянемо просту термодинамічну систему (ТС), в якій газ рухає поршень у циліндрі двигуна.

Нехай у циліндрі з поршнем площею  $S$  знаходиться 1 кг газу, питомий об'єм якого  $\vartheta$ , тиск  $P$ . При рівності внутрішнього тиску газу в циліндрі і зовнішнього тиску об'єм газу буде залишатися незмінним. Якщо яким-небудь чином створити між внутрішнім тиском газу і зовнішнім тиском нескінченно малу різницю, то поршень переміститься на величину  $dl$ , об'єм газу зміниться на величину  $d\vartheta = S \cdot dl$  й газ виконає роботу ( $d\vartheta > 0$  – роботу розширення,  $d\vartheta < 0$  – роботу стиску):

$$dA = P \cdot S \cdot dl = p \cdot d\vartheta. \quad (2.10)$$

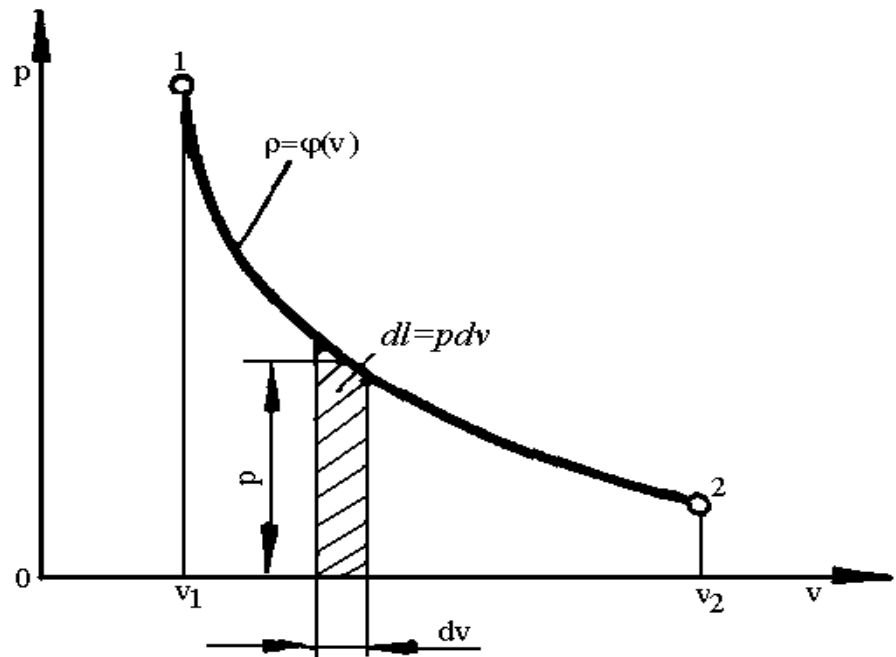
Якщо поршень переміщується з дуже малою швидкістю, тобто весь процес розширення можна розбити на елементи  $dl$ , а тиск і температуру вважати однаковими, то роботу робочого тіла можна виразити при зміні об'єму від  $\vartheta_1$  до  $\vartheta_2$  в наступному вигляді:

$$A = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P d\vartheta. \quad (2.11)$$

Елементарна питома робота проти зовнішніх сил:

$$dl = p dv. \quad (2.12)$$

Для кінцевого процесу (рис.2.2):



$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = n l_{1,2, v_2, v_1} \left( \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right). \quad (2.13)$$

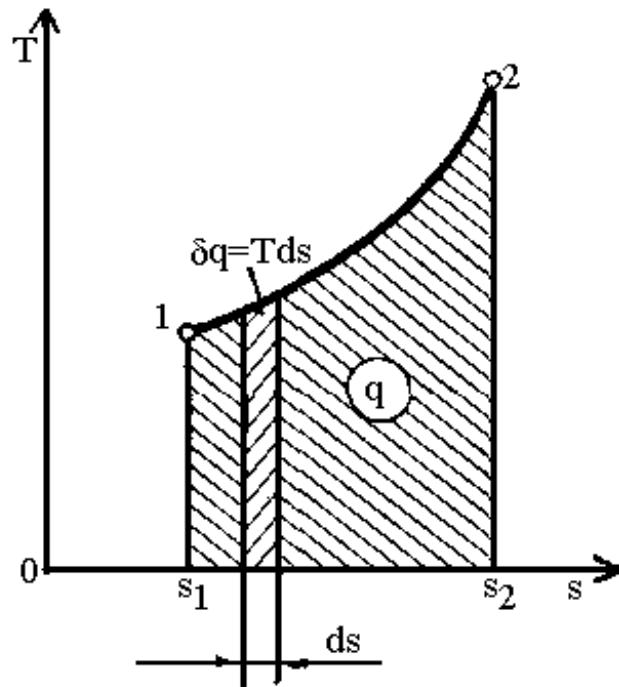
Рисунок 2.2 – Схема до обчислення роботи в термодинамічному процесі.

#### 2.4.2 Теплота

Елементарна питома теплота:

$$dq = T ds, \left( \frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right). \quad (2.14)$$

Для кінцевого процесу кількість тепла, віднесеного до 1 кг речовини (рис.2.3):



$$q = \int_{s_1}^{s_2} T ds = n l_{1,2, s_2, s_1} \left( \frac{Дж}{К} \right). \quad (2.15)$$

Рисунок 2.3 –  $T - s$  діаграма термодинамічного процесу.

## 2.5 Теплоємність газів та суміш газів

Теплоємністю тіла називається кількість теплоти, яка необхідна для його нагрівання (або охолодження) на один градус. Оскільки одиницею кількості теплоти в СІ є джоуль, а температури – градус К, то одиницею теплоємності буде Дж/ К.

Теплоємність одиниці кількості речовини, тобто відношення теплоти  $dq$ , отриманої одиницею кількості речовини при нескінченно малій зміні його стану, до елементарної зміни температури  $dt$ , називають питомою теплоємністю тіла в даному процесі:

$$c_X = \frac{d q}{d t}. \quad (2.16)$$

Значення  $c_X$  залежить не тільки від інтервалу температур, але й від виду процесу підведення теплоти, що характеризується деяким постійним параметром  $X$ , яким можуть бути питомий об'єм тіла  $\mathcal{V}$ , тиск  $P$  та ін.

Загальна кількість теплоти, отримана в процесі, визначається наступним виразом:

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} c_X dt, \quad (2.17)$$

де інтеграл береться від початкового стану 1 до заданого кінцевого стану 2, (див. рис. 2.4).

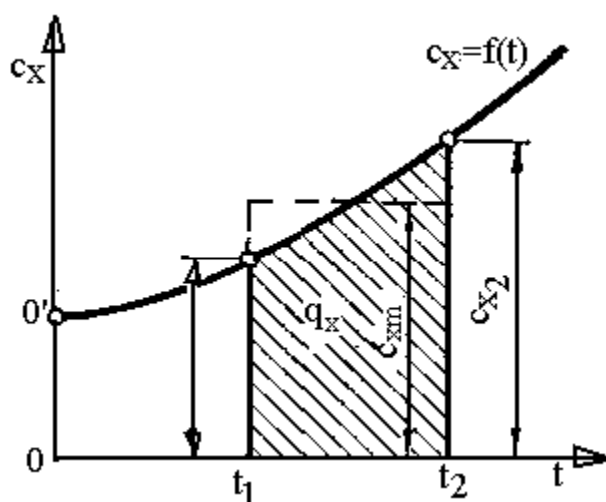
Теплоємність речовини залежить від її температури. За цією ознакою розрізняють середню і дійсну теплоємності.

Теплоємність залежить від температури (рис.2.4):

$$c_x = a + bt + et^2 + \dots \quad (2.18)$$

Якщо  $q_{1-2}$  – кількість тепла, підведена (відведена) до одиниці кількості речовини в процесі нагрівання (охолодження) від температури  $t_1$  до температури  $t_2$ , то

$$c_m = \frac{q_{1-2}}{t_2 - t_1} \quad (2.19)$$



являє собою середню теплоємність у межах  $t_1 \dots t_2$ .

Рисунок 2.4 – Залежність теплоємності від температури.

Границю цього відношення, коли різниця температур прямує до нуля, називають дійсною теплоємністю, тобто

$$c = \frac{dq}{dt} \quad (2.20)$$

Теплоємність ідеальних газів залежить від їхньої температури, атомності та характеру процесу.

Теплоємність реальних газів залежить від їхніх природних властивостей, характеру процесу, температури та тиску.

Зміні стану при постійному об'ємі або тиску відповідають різні значення теплоємностей, які називаються відповідно ізохорною та ізобарною, і позначаються  $c_V$  та  $c_P$ .

У термодинаміці розрізняють масову, об'ємну й мольну теплоємності. Теплоємність, віднесена до одиниці маси робочого тіла, називають масовою і



позначають: при постійному об'ємі  $c_V$  та  $c_{Vm}$  і постійному тиску  $c_P$  та  $c_{Pm}$ .  
Одиницею виміру масової теплоємності є Дж/(кг·К). Масову теплоємність називають також питомою теплоємністю.

Теплоємність, віднесена до одиниці об'єму робочого тіла, називають об'ємною і позначають: при постійному об'ємі  $c'_V$  та  $c'_{Vm}$  і постійному тиску  $c'_P$  та  $c'_{Pm}$ . Одиниця виміру – Дж/(м<sup>3</sup>·К).

Теплоємність, віднесена до 1 кмоль газу, називають мольною і позначають при постійному об'ємі  $\mu c_V$  й  $\mu c_{Vm}$  і постійному тиску  $\mu c_P$  та  $\mu c_{Pm}$ . Мольну теплоємність вимірюють у Дж/(моль К).

Для мольних теплоємностей:

$$\mu c_P - \mu c_V = \mu R = R_\mu = 8,314 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \quad (2.21)$$

Масова і мольна теплоємність пов'язані наступним співвідношенням

$$c = \frac{\mu \cdot c}{\mu} = \frac{c_\mu}{\mu}, \quad (2.22)$$

де  $\mu$  – молекулярна маса.

Об'ємна теплоємність виражається через мольну як

$$c' = \frac{\mu \cdot c}{\vartheta_\mu} = \frac{c_\mu}{22,4}, \quad (2.23)$$

де  $\vartheta_\mu = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$  – молярний об'єм газу при нормальних фізичних умовах.

Зв'язок між об'ємною і масовою теплоємністю виражається співвідношенням

$$c' = c \cdot \rho_H,$$

де  $\rho_H = \mu / 22,4$  – густина газу при нормальних фізичних умовах.

Між ізобарною  $c_P$  та ізохорною  $c_V$  теплоємностями існує залежність, що визначається рівнянням Майєра:

$$c_P - c_V = R. \quad (2.24)$$

Якщо обидві частини цього рівняння помножити на молекулярну масу, то вона набуде вигляду

$$c_{\mu P} - c_{\mu V} = R_{\mu}, \quad (2.25)$$

де  $R_{\mu}$  – універсальна газова постійна, рівна 8,314 кДж/(кмоль К).

Отже для ідеального газу різниця питомих теплоємностей  $c_P$  і  $c_V$  постійна і рівна питомій газовій постійній, а різниця молярних теплоємностей  $c_{\mu P}$  і  $c_{\mu V}$  – універсальній газовій постійній. Величина газової постійної  $R$  визначається зовнішньою роботою в ізобарному процесі при відсутності внутрішньої. Для реальних газів, на відміну від ідеального, різниця теплоємностей залежить від температури і тиску, тобто

$$c_P - c_V = f(P, T).$$

Відношення ізобарної і ізохорної теплоємностей називається показником адіабати:

$$k = \frac{\mu \cdot c_P}{\mu \cdot c_V} = \frac{c_P}{c_V},$$

$$k = \frac{c_V + R}{c_V} = 1 + \frac{R}{c_V}.$$

Сказане вище дозволяє визначити питому кількість теплоти, затрачену в процесі нагрівання газу в інтервалі температур від  $t_1$  до  $t_2$  при постійному об'ємі або при постійному тиску:

$$q_V = c_{Vm_2} \cdot t_2 - c_{Vm_1} \cdot t_1; \quad (2.26)$$

$$q_P = c_{Pm_2} \cdot t_2 - c_{Pm_1} \cdot t_1. \quad (2.27)$$

Якщо в процесі бере участь  $M$  (кг) або  $V_H$  (м<sup>3</sup>) газу, то

$$Q_V = M (c_{Vm_2} \cdot t_2 - c_{Vm_1} \cdot t_1) = V_H (c_{Vm_2} \cdot t_2 - c'_{Vm_1} \cdot t_1); \quad (2.28)$$

$$Q_P = M (c_{Pm_2} \cdot t_2 - c_{Pm_1} \cdot t_1) = V_H (c'_{Pm_2} \cdot t_2 - c'_{Pm_1} \cdot t_1). \quad (2.29)$$

Теплоємність газової суміші:

$$\text{масова } c_{xcm} = \sum_{i=1}^k g_i c_{xi};$$

$$\text{об'ємна } c'_{xcm} = \sum_{i=1}^k r_i c'_{xi};$$

$$\text{мольна } \mu_{cm} c_{xcm} = \sum_{i=1}^k r_i \mu_i c_{xi} \quad . \quad (2.30)$$

Значення мольних теплоємностей у відповідності з класичною молекулярно-кінетичною теорією, у припущенні, що вони не залежать від температури, наведені в табл.2.1.

Таблиця 2.1 – Значення ізобарної, ізохорної теплоємностей та показника адиабати

Атомність газу	Мольна теплоємність, (кДж/кмоль·К)		$k$
	$\mu c_p$	$\mu c_v$	

Одноатомний	20,8	12,5	1,67
Двохатомний	29,1	20,8	1,40
Трьох- та багатоатомний	37,7	29,3	1,29

## 2.6 Аналітичний вираз першого закону термодинаміки

В термодинамічному процесі кількість теплоти  $Q$ , яка підведена до системи, витрачається на зміну внутрішньої енергії  $\Delta U$  і на виконання зовнішньої роботи  $L$ :

$$Q = \Delta U + L. \quad (2.32)$$

Для 1 кг речовини:

$$q = \Delta u + l. \quad (2.33)$$

$$dq = du + dl. \quad (2.34)$$

Рівняння першого закону термодинаміки можна представити у вигляді схеми енергобалансу в термодинамічному процесі (рис.2.5).

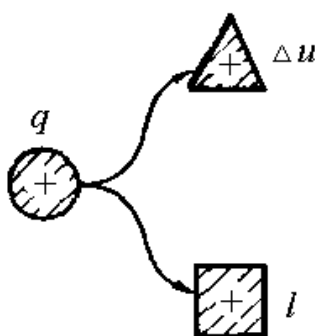


Рисунок 2.5 – Схема енергобалансу в термодинамічному процесі.

Нехай термодинамічна система масою  $M$  займає об'єм  $V$  при температурі  $T$  і тиску  $P$  (рис. 2.6). При підведенні до неї кількості теплоти  $dQ$  температура системи збільшується на  $dT$ , а, отже, її кінетична енергія  $E_K$  зростає на  $dE_K$ .

Відповідно до рівняння Клапейрона підвищення температури при постійному тиску спричинить збільшення об'єму системи на величину  $dV$ .

Частина теплоти витрачається на збільшення відстані між молекулами і, як наслідок, викликає зростання потенціальної енергії системи на величину  $dE_{\Pi}$ . Зміна внутрішньої енергії системи складе сумарну зміну кінетичної і потенціальної енергій

$$dU = dE_K + dE_{\Pi} \quad (2.35)$$

і визначається тільки початковим і кінцевим станом системи

$$\Delta U = \int_1^2 dU = U_2 - U_1. \quad (2.36)$$

Якщо початковий і кінцевий стани збігаються, то

$$\oint dU = 0. \quad (2.37)$$

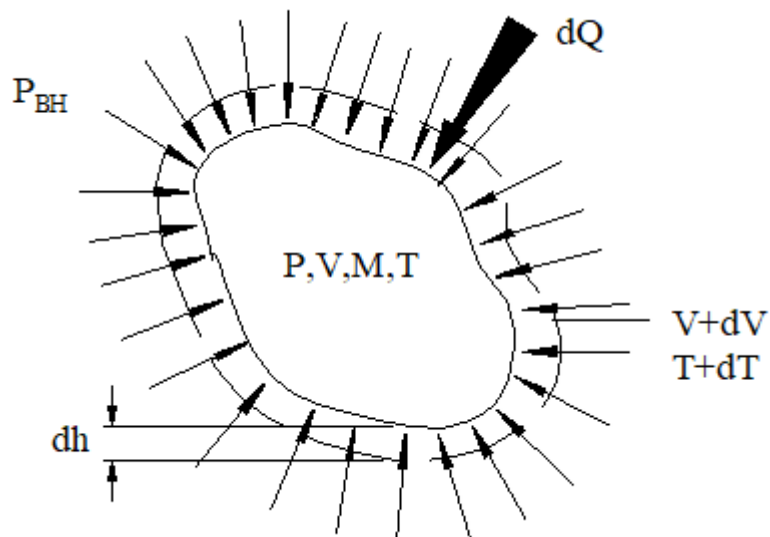


Рисунок 2.6 – Схема термодинамічної системи для визначення роботи при розширенні робочого об'єму

В ідеальних газах сили міжмолекулярного зчеплення не враховуються, тобто  $dE_{II} = 0$ , і внутрішня енергія системи змінюється тільки залежно від температури. Той факт, що кожному рівноважному стану відповідає певне значення температури, часто називають нульовим принципом термодинаміки.

При підведенні до системи  $dQ$  змінюється не тільки внутрішня енергія робочого тіла, але й виконується робота внаслідок зміни об'єму  $V$  системи на  $dV$  при подоланні сил зовнішнього опору (рис. 2.6), величина якої складе

$$dA = P_{зОВН} \cdot S \cdot dh$$

де  $S$  – площа поверхні,  $S \cdot dh = dV$

$dh$  – переміщення кожної точки, яка обмежує площу).

Оскільки при  $P = P_{зОВН}$  (процес рівноважний)

$$dA = P \cdot dV. \quad (2.38)$$

Розділивши ліву і праву частини виразу (4.8) на  $M$ , отримаємо елементарну питому роботу  $dA' = P \cdot d\vartheta$ , чисельно рівну елементарній площадці під процесом, наприклад 1-D-2, при зміні об'єму на  $d\vartheta$ . Кінцева робота

$$A' = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P \cdot d\vartheta, \quad (2.39)$$

де  $\vartheta_1, \vartheta_2$  – початковий і кінцевий питомий об'єм.

У координатах  $P - \mathcal{Q}$  ця кількість роботи характеризується площею під процесом, наприклад  $a-1-D-2-b$ . Робота  $A$  ( $A'$ ) – функція процесу.

Через те, що підведення до системи  $dQ$  веде в загальному випадку до зміни внутрішньої енергії системи  $dU$  і здійснення зовнішньої роботи  $dA$ , вираз першого закону термодинаміки для ізольованих систем (закону збереження енергії) має вигляд

$$dq = dU + dA', \quad dQ = dU + dA. \quad (2.40)$$

З (2.40) виходить, що без підведення теплоти ( $dQ = 0$ ) зовнішня робота здійснюється тільки за рахунок внутрішньої енергії системи. Підведення тепла в системі визначається тільки термодинамічним процесом. При  $dq > 0$  – підведення тепла,  $dq < 0$  – відведення, при  $dq > 0$  – процес розширення робочого тіла,  $dq < 0$  – стиснення.

Для кругового процесу 1-й закон:

$$\oint dq = \oint du + \oint dl = 0 + \oint dl = \oint dl. \quad (2.41)$$

Перша форма запису 1-го закону:

$$dq = du + pdv \quad \text{або} \quad dq = c_v dt + pdv. \quad (2.42)$$

Проведемо перетворення:

$$h = u + pv; \quad (2.43)$$

$$dh = d(u + pv) = du + pdv + vdp; \quad (2.44)$$

$$pdv = dh - du - vdp. \quad (2.45)$$

Підставивши значення  $p dv$  в рівняння першої форми, отримаємо другу форму запису 1-го закону:

$$dq = dh - v dp \text{ або } dq = c_p dt - v dp . \quad (2.46)$$

Якщо об'єднати першу, другу форми запису і рівняння  $dq = T dS$ , знайдемо основне рівняння термодинаміки або термодинамічна тотожність:

$$T ds = du + p dv = dh - v dp . \quad (2.47)$$

Для необоротних процесів:

$$dq = du + p dv - dq_{mp} \quad \text{або} \quad dq + dq_{mp} = du + p dv = dh - v dp . \quad (2.48)$$

## 2.7 Контрольні запитання

1. Перший закон термодинаміки: базові положення і визначення, аналітичний вираз, часткові викладки.
2. Функції стану термодинамічної системи (робочого тіла). Ентальпія та ентропія. Теплова (T-S) діаграма.
3. Процеси зміни термодинамічного стану робочого тіла.
4. Загальний метод дослідження термодинамічних процесів: базові положення і загальні питання.

ЛІТЕРАТУРА: [1-7]

## ТЕМА 3. ДРУГИЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМІКИ

*Формулювання другого закону термодинаміки. Цикл Карно. Узагальнений (регенеративний) цикл Карно. Зворотній цикл Карно.*



Виходячи з першого закону термодинаміки, загальний метод дослідження всіх процесів містить наступні основні моменти:

1. Виведення рівняння, подання процесу в  $P$ - $V$  і  $T$ - $S$  діаграмах.
2. Встановлення залежності між основними параметрами робочого тіла на початку і в кінці процесу.
3. Визначення зміни внутрішньої енергії ( $\Delta U$ ), справедливе для всіх процесів ідеального газу:

$$\Delta U = U_2 - U_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_V dT = c_{VM} \int_0^{T_2} T_2 - c_{VM} \int_0^{T_1} T_1,$$

або при постійній теплоємності

$$\Delta U = U_2 - U_1 = c_V (T_2 - T_1)$$

4. Обчислення роботи зміни об'єму газу за основною формулою

$$A = \int_{V_1}^{V_2} P dV = \int_{V_1}^{V_2} f(V) dV.$$

5. Визначення кількості теплоти, що бере участь у процесі

$$q_{1-2} = \int_{T_1}^{T_2} c_X dT = c_{XM} \int_0^{T_2} T_2 - c_{XM} \int_0^{T_1} T_1.$$

6. Визначення зміни ентальпії у процесі за формулою, справедливою для всіх процесів ідеального газу

$$\Delta i = i_2 - i_1 = c_{PM} \int_0^{T_2} T_2 - c_{PM} \int_0^{T_1} T_1.$$

7. Визначення зміни ентропії ідеального газу

$$\Delta S = S_2 - S_1 = c_V \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1},$$

$$\Delta S = S_2 - S_1 = c_P \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1}.$$

### 3.1 Формулювання другого закону термодинаміки

*Другий закон термодинаміки.* Розглянуті вище процеси вважаються оборотними, протікають як у прямому, так і у зворотному напрямку. В той же час процеси, що нас оточують, необоротні, бо вони завжди спрямовані убік досягнення системою рівноважного стану (механічного, термічного та ін.).

Цю обставину відображає другий закон термодинаміки, який можна сформулювати наступним образом: неможливий процес, при якому теплота мимовільно переходила від більш холодних тіл до більш нагрітих (постулат Клазіуса).

Другий закон термодинаміки визначає умови, при яких тепло може як завгодно довго перетворюватись в роботу. Це можливо тільки в круговому процесі, або циклі, по якому працюють всі теплові двигуни.

*Другий закон термодинаміки.* Перетворення теплоти в роботу без компенсації (наприклад, розширення робочого тіла в розімкненому процесі або переходу тепла від менш нагрітого до більш нагрітого) неможливе.

Для отримання роботи з теплоти потрібне періодичне повторення процесу розширення  $1 - m - 2$  (рис.3.1,а), тобто повернення робочого тіла в початковий стан в процесі стискання  $2 - n - 1$  з витратою деякої роботи  $l_2$ . Якщо робота розширення  $l_1$  більше роботи стискання  $l_2$ , то в результаті обох процесів отримується корисна робота  $l_0$ . Процес розширення робочого тіла з підведенням теплоти  $q_1$  буде супроводжуватися збільшенням ентропії, а процес повернення в початковий стан за годинниковою стрілкою – зменшенням ентропії, тобто відведенням теплоти  $q_2$ . Лише частина теплоти  $q_0$  витрачається корисно і використовується для отримання роботи  $l_0$ .

Відношення теплоти, перетвореної в роботу, до теплоти, підведеної до робочого тіла, називається *термічним коефіцієнтом корисної дії*:

$$\eta_1 = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} < 1. \quad (3.1)$$

Для необоротних процесів частина роботи перетворюється на теплоту тертя  $dq_{mp}$  і зміна ентропії дорівнює:

$$ds_{необ} = \frac{dq + dq_{mp}}{T} > \frac{dq}{T} \text{ (принцип зростання ентропії)}. \quad (3.2)$$

Отже, для будь-якого процесу:

$$ds \geq \frac{dq}{T}, \text{ або } \Delta s \geq \int_1^2 \frac{dq}{T}. \quad (3.3)$$

В адіабатній ізольованій системі:

$$ds_0 \geq 0. \quad (3.4)$$

Якщо в системі є два тіла з різними температурами ( $T_1 > T_2$ ), то елементарна зміна ентропії першого тіла складе  $ds_1 = -\frac{dq}{T_1}$ , другого

$ds_2 = -\frac{dq}{T_2}$ , а системи двох тіл:

$$ds_c = ds_1 + ds_2 = -\frac{dq}{T_1} + \frac{dq}{T_2} = dq \left( \frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) > 0. \quad (3.5)$$

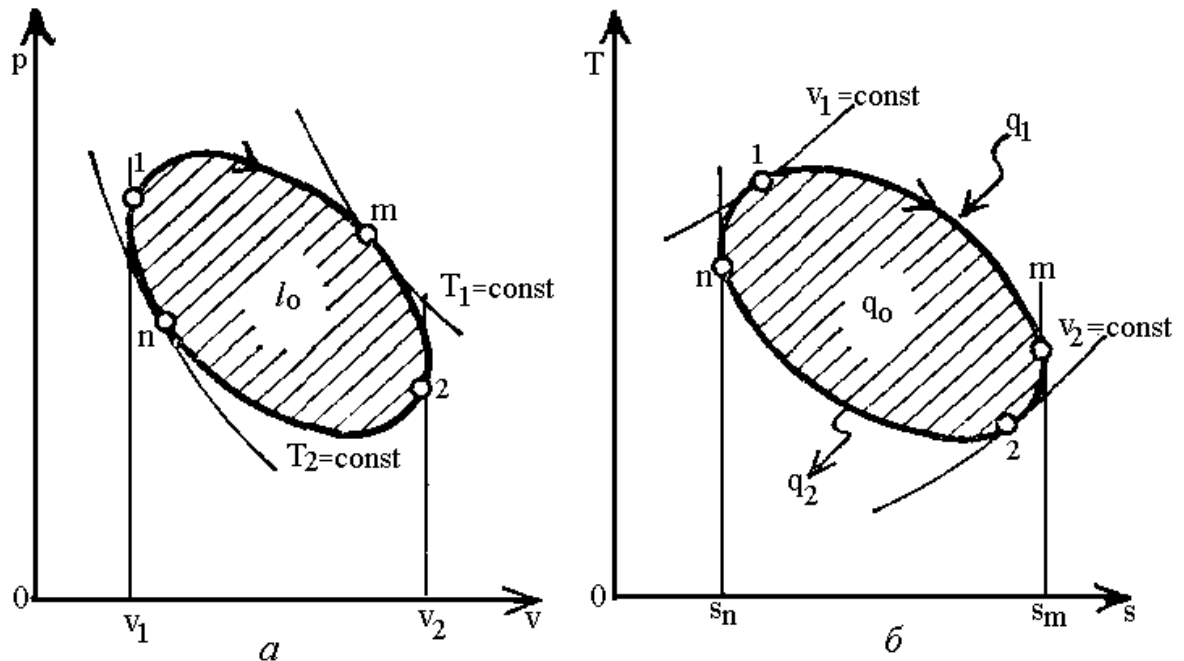


Рисунок 3.1 – Діаграма кругового процесу теплового двигуна.

### 3.2 Ідеальний цикл Карно

**Термодинамічний цикл** – круговий процес, що здійснюється термодинамічною системою. Може бути оборотним і необоротним. Оборотний цикл утворюється тільки оборотними процесами. При вивченні термодинамічних газових процесів необхідно виявити, по-перше, закономірність зміни основних параметрів; по-друге, особливості реалізації умов першого закону термодинаміки.

Таким чином, кілька послідовних термодинамічних процесів, наприклад 1-D-2 і 2-C-1 (рис.3.2), складають замкнутий термодинамічний процес, який називається круговий процес або цикл. Тобто термодинамічний цикл – круговий процес, який здійснюється термодинамічною системою.

Цикл називається прямим, якщо лінія розширення в PV діаграмі розташовані вище лінії стиску (робота віддається зовнішньому споживачу) 1D2C1 і зворотній, якщо лінія стиску вище лінії розширення (робота здійснюється від стороннього джерела енергії) - 1C2D1.

Таким чином, будь-який елементарний процес, що входить до циклу, здійснюється при підводі (  $dS > 0$  ) або відводі (  $dS < 0$  ) теплоти  $dQ$ , супроводжується здійсненням (при  $dV > 0$  ) або витратою (при  $dV < 0$  ) роботи  $dA$ , збільшенням (при  $dT > 0$  ) або зменшенням (при  $dT < 0$  ) внутрішньої енергії, але завжди при виконанні умов першого закону термодинаміки  $dQ = dU + dA$ , інтегрування якого по замкнутому контуру дає  $\oint dQ = q_{\text{ц}}$  ,  $\oint dA = A_{\text{ц}}$ , тому що  $\oint dU = 0$ .

Тут  $q_{\text{ц}}$  та  $A_{\text{ц}}$  відповідно теплота, яка перетворена у циклі в роботу, та робота, яка здійснилась робочим тілом (різниця  $|A_1| - |A_2|$  позитивних і негативних робіт елементарних процесів циклу ). На рис. 3.2  $A_1$  характеризується площею під процесом 1D2,  $A_2 - 2C1$ . Отже,  $A_{\text{ц}}$  визначається площиною, яку займає цикл. Якщо сума підведеної теплоти у циклі  $|q_1|$  , то

$$A_{\text{ц}} = q_{\text{ц}} = |q_1| - |q_2| \quad (3.6)$$

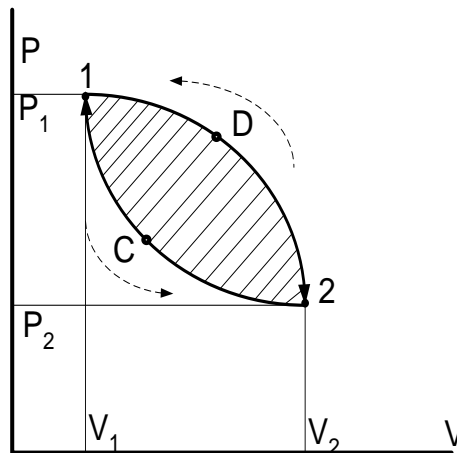


Рисунок 3.2 – Зображення циклу на P – V діаграмі

Для здійснення циклу 1D2C1 (рис. 3.2) необхідні два джерела теплоти: один з високою температурою  $T_1$  , другий - з низькою  $T_2$  . При цьому не все тепло  $q_1$  перетворюється в роботу, тому що  $q_2$  передається холодному

джерелу. У зв'язку з цим, для другого закону термодинаміки можна дати ще кілька формулювань:

- передача теплоти від холодного джерела теплоти до гарячого неможливо без витрати роботи;
- неможливо виконати періодично діючу машину, яка здійснює механічну роботу і відповідно охолоджує тепловий резервуар (постулат Томсона);
- природа прагне до переходу від менш ймовірних станів до більш ймовірних (Больцман).

Економічність будь – якого двигуна тим вище, чим більше робота  $A_{\text{ц}}$ , яка отримана при заданому підводі теплоти  $q_1$ , та оцінюється термічним коефіцієнтом корисної дії.

**Термічний к.к.д.** – відношення корисно використаної у циклі теплоти  $q_{\text{ц}}$  (або отриманої роботи  $A_{\text{ц}}$ ) до всієї кількості теплоти, витраченому на цикл.

$$\eta_e = \frac{q_{\text{ц}}}{|q_1|} = \frac{A_{\text{ц}}}{|q_1|} = \frac{|q_1| - |q_2|}{|q_1|} \quad (3.7)$$

або

$$\eta = 1 - \frac{q_2}{q_1}. \quad (3.8)$$

Цикл, розглянутий вище (рис.3.2), є прямим циклом – циклом двигуна, який здійснює позитиву роботу ( $A_1 > A_2$ ). Йому відповідає зворотній цикл 1C2D1, у якому за рахунок витрати зовнішньої роботи  $|q_1| - |q_2| = -A_{\text{ц}}$  теплота передається від холодного джерела до гарячого. За такими зворотними циклами працюють холодильні машини, економічність роботи яких оцінюється **холодильним коефіцієнтом**

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{A_{\text{ц}}} = \frac{|q_2|}{|q_2| - |q_1|} \quad (3.9)$$

Вивчення ідеальних кругових процесів має істотне значення для аналізу роботи теплоенергетичних машин.

Теплові двигуни працюють по прямим циклах. Теплові насоси працюють по обернених циклах. Для цикла Карно, оберненим буде цикл, який здійснюється проти годинникової стрілки. При цьому необхідно затрати корисної роботи  $l_0$ .

**Цикл Карно** – ідеальний цикл теплових машин, оборотний круговий процес, у якому здійснюється повне перетворення теплоти в роботу (або роботи в теплоту). Запропонован у 1824 році французьким фізиком С.Карно.

Складається з двох ізотермних ( $T_1 = \text{const}$  1-2 та  $T_2 = \text{const}$  3-4) процесів ( $T_1 > T_2$ ) та двох адіабатних ( $dq = 0$  2-3 и 4-1), які в PV та TS координатах представлені на рис.3.3.

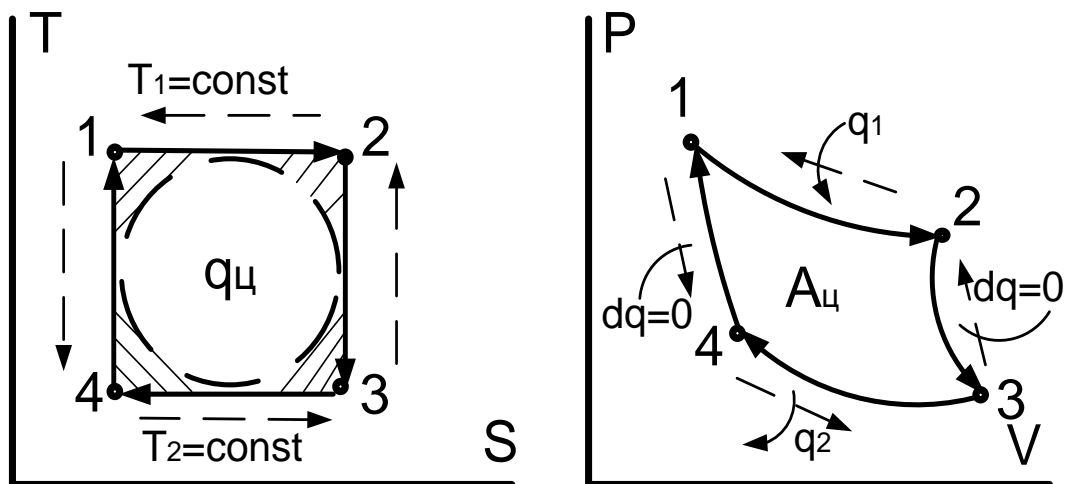


Рисунок 3.3 – Цикл Карно в TS - і PV- координатах.

Відповідно до першого закону термодинаміки

$$q_{1-2} = \Delta U_{1-2} + A_{1-2}$$

$$0 = \Delta U_{2-3} + A_{2-3}$$

$$q_{3-4} = \Delta U_{3-4} + A_{3-4}$$

$$0 = \Delta U_{4-1} + A_{4-1} .$$

Внутрішня енергія при постійній температурі не змінюється ( $\Delta U_{1-2} = 0$ ;  $\Delta U_{3-4} = 0$ ). Зміна внутрішньої енергії в адіабатних процесах 2-3 та 4-1,

які протікають в одному і тому ж інтервалі температур, одна і та сама ( $\Delta U_{2-3} = \Delta U_{4-1}$ ).

Таким чином, робота циклу Карно дорівнює

$$A_{\text{ц}} = A_{1-2} + A_{2-3} - /A_{3-4}/ - /A_{4-1}/ = q_{1-2} - /q_{3-4} /$$

і термічний ККД

$$\eta = 1 - \left| \frac{q_{3-4}}{q_{1-2}} \right| \quad (3.10).$$

Згідно з T-S діаграмою теплота циклу Карно дорівнює:

$q_{1-2} = T_1(S_2 - S_1)$ ;  $q_{3-4} = T_2(S_3 - S_{4-1})$ ;  $S_2 - S_1 = S_3 - S_4$ , а коефіцієнт корисної дії

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (3.11)$$

тобто визначається відношенням температур гарячого і холодного джерел.

Цикл Карно складається з оборотних процесів та являється оборотним. при цьому холодильний коефіцієнт :

$$\varepsilon_{\text{Карно}} = \frac{1}{\frac{q_1}{q_2} - 1} = \frac{q_2}{l_0} = \frac{q_2}{q_0} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{1}{\frac{q_1}{q_2} - 1} = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1} \quad (3.12)$$

Цикл Карно має максимально можливі значення коефіцієнтів  $\eta_{\text{т}}$  та  $\varepsilon_{\text{х}}$  при заданих  $T_1$  та  $T_2$ , які не залежать від фізичних властивостей робочого тіла.

### 3.3 Властивості незворотних кругових процесів

Незворотні т.п. – це процеси в яких передача теплоти проходить при різниці температур, або процеси які супроводжуються тертям. Незворотність



процесів приводить до зміни корисної роботи. Для незворотного процесу Карно, його к.к.д. є меншим порівняно зі зворотним процесом Карно:

$$\eta_{TK}^{np} < \eta_{TK}^{ze}, \text{ або } 1 - \left( \frac{dq_2}{dq_1} \right)_{незв} < 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

$$\text{звідси одержуємо } \frac{dq_2}{dq_1} > \frac{T_2}{T_1}, \text{ або } \frac{dq_2}{T_2} > \frac{dq_1}{T_1}$$

$$\text{Враховуючи, що } \frac{dq_2}{T_2} < 0 \text{ і по абсолютній величині більше } \frac{dq_1}{T_1}$$

,одержимо  $\frac{dq_1}{T_1} + \frac{dq_2}{T_2} < 0$ . Сумуючи елементарні теплоти для всього довільного

незворотного циклу одержимо :

$$\oint \frac{dq}{T} < 0 < \Delta S, \text{ або для зворотних і незворотних } \oint \frac{dq}{T} \leq 0.$$

Для ізольованої системи можна записати  $\Delta S \geq 0$ , тобто ентропія ізольованої системи або залишається незмінною, або зростає.

Оборотним називають такий процес, при якому система, проведена в зворотному напрямі, повертається в початковий стан через ті самі проміжні стани, що й у прямому процесі, а стан тіл поза системою залишається незмінним. Оборотними процесами є всі рухи в механіці, що відбуваються без тертя, або електромагнітні без електричного опору. Прикладом оборотного процесу можуть бути незатухаючі коливання матеріальної точки, підвішеної на абсолютно пружній пружині у вакуумі.

Другу групу процесів становлять необоротні процеси. Необоротний процес — це процес, який не можна здійснити у зворотному напрямі без відповідних змін або в самій системі, або в тілах, що оточують її. Головною ознакою необоротного процесу є компенсація за перебіг у зворотному напрямі. Всі реальні процеси — необоротні. Вони відбуваються зі скінченною швидкістю. Отже, вони нерівноважні. Реальні процеси супроводжуються тертям і дисипацією енергії, теплопровідністю при скінченній різниці температур, розширенням без виконання роботи. Типовими необоротними процесами є теплообмін при скінченних різницях

температур, дифузія, розширення газу у вакуум, різні процеси з тертям і т. п. Дослідження необоротних процесів становить предмет спеціальної галузі науки — термодинаміки необоротних процесів. Хоч усі реальні процеси і є необоротними, вивчення оборотних процесів має виняткове значення. Воно дає змогу встановити шляхи максимального наближення реальних необоротних процесів до ідеальних оборотних. Ступінь необоротності реальних процесів різний.

Поняття оборотних та необоротних процесів має значну теоретичну та практичну цінність для повноти розкриття змісту другого закону термодинаміки і явищ, пов'язаних із ним, для аналізу процесів перетворення теплоти в роботу за допомогою теплових машин.

У термодинаміці велике теоретичне значення має розгляд колових (замкнутих) процесів — циклів (рис.3.4).

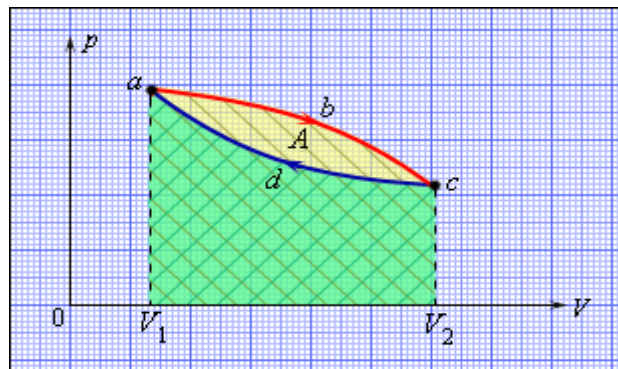


Рисунок 3.4 - Коловий процес на діаграмі ( $p$ ,  $V$ ).  $abc$  - крива розширення,  $cda$  - крива стискування. Робота  $A$  в коловому процесі дорівнює площі фігури  $abcd$

Циклом називають термодинамічний процес, у результаті якого система повертається в початковий стан, тобто кінцевий та початковий стани збігаються. З практичної точки зору цикли цінні тим, що в результаті

проведення їх здійснюється процес перетворення теплоти в роботу, тобто вони є основою роботи теплових машин.

Повторюючи цикл необмежене число разів, можна одержати за рахунок теплоти, яку дістало ззовні робоче тіло, певну роботу. Розглянутий цикл, в якому частина підведеної теплоти перетворюється в роботу, а інша частина передається теплоприймачу (холодильнику), називають прямим. Прямим циклом є цикл теплової машини, в ньому робота розширення більша за роботу стискання.

Обернений цикл — цикл холодильної машини, в якому робота стискання більша за роботу розширення. В оберненому циклі теплота в результаті виконання роботи переходить від тіла з меншою температурою до тіла з більшою температурою.

Цикли бувають оборотними і необоротними. Оборотним є такий цикл, усі частини якого оборотні. Робоче тіло по закінченні циклу не зазнає ніяких змін. Необоротним є цикл, в якому хоч одна його частина необоротна.

### 3.4 Контрольні запитання

1. Формулювання другого закону термодинаміки.
2. Узагальнений (регенеративний) цикл Карно.
3. Зворотній цикл Карно.
4. Термодинамічні цикли. Ідеальний цикл Карно.
5. Тепловий і холодильний ККД циклу Карно.

ЛІТЕРАТУРА: [5-10]

## ТЕМА 4. ОСНОВНІ ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ГАЗАХ И ПАРАХ

*Термодинамічні процеси ідеальних газів в закритих системах.  
Термодинамічні процеси реальних газів.*

#### 4.1 Термодинамічні процеси ідеальних газів в закритих системах

Задачами аналізу є встановлення закономірностей зміни параметрів стану робочого тіла і виявлення особливостей перетворення енергії.

Враховуючи, що в ізохорному процесі  $dv=0$  і робота  $l_v=0$ , вираз першого закону термодинаміки набуває вигляду:

$$q = \Delta u . \quad (4.1)$$

Кількість теплоти можна виразити через середню теплоємність:

$$q = c_{vm}(T_2 - T_1). \quad (4.2)$$

З (4.1) і (4.2) випливає:

$$\Delta u = c_{vm}(T_2 - T_1), \quad \text{або в диференціальній формі } du = c_v dT . \quad (4.3)$$

З виразу першого закону термодинаміки для ізобарного процесу випливає:

$$dq = dh , \quad \text{або} \quad q = \Delta h = h_2 - h_1 . \quad (4.4)$$

Кількість теплоти, виражена через середню теплоємність:

$$q = c_{pm}(T_2 - T_1) \quad \text{або в диференціальній формі} \quad dq = c_p dT . \quad (4.5)$$

Тоді:

$$\Delta h = c_{pm}(T_2 - T_1) \quad \text{або} \quad \Delta h = c_{pm} \Big|_0^{T_2} T_2 - c_{pm} \Big|_0^{T_1} T_1 . \quad (4.6)$$

В диференціальній формі:

$$dh = c_p dT . \quad (4.7)$$

Для розрахунку зміни питомої ентропії в політропному процесі використовуємо об'єднаний вираз 1-го і 2-го законів термодинаміки для оборотних процесів:

$$Tds = du + pdv \quad \text{або} \quad ds = \frac{du}{T} + p \frac{dv}{T} . \quad (4.8)$$

$$Tds = dp - vdp \quad \text{або} \quad ds = \frac{dh}{T} - v \frac{dp}{T} . \quad (4.9)$$

Замінивши в цих виразах  $du = c_v dT$  і  $dh = c_p dT$ , і враховуючи, що  $p = \frac{RT}{v}$ ;  $v = \frac{RT}{p}$ , отримаємо:

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + \frac{p}{T} dv = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v} ; \quad (4.10)$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - \frac{v}{T} dp = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p} . \quad (4.11)$$

Після інтегрування для кінцевого процесу 1-2 маємо:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_{vm} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} . \quad (4.12)$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_{pm} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} . \quad (4.13)$$

#### 4.2 Ізохорний процес ( $v = \text{const}$ )

Процес може протікати з підвищенням ( $1-2$ ) або зниженням ( $1-2'$ ) тиску (рис. 4.1).

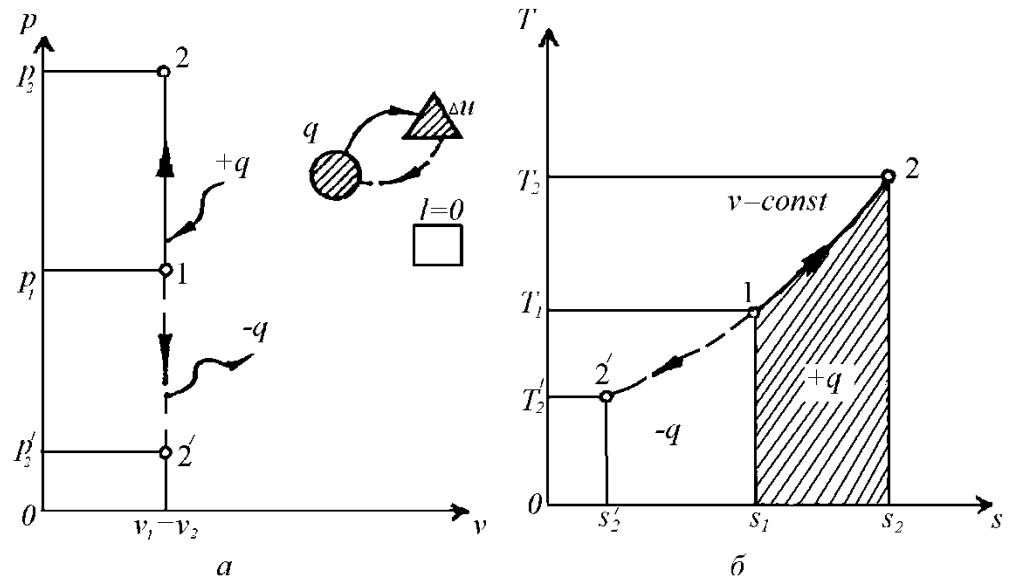


Рисунок 4.1 – Графіки ізохорного процесу

З рівняння стану ідеального газу випливає закон Шарля:

$$p_1 v = RT_1; \quad p_2 v = RT_2; \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}. \quad (4.14)$$

Оскільки  $dv=0$ , то з рівняння 1-го закону термодинаміки випливає, що:

$$q = \Delta u = c_{vm} (T_2 - T_1). \quad (4.15)$$

Зміна ентропії, згідно з (4.12) при  $v_1 = v_2$ :

$$\Delta s = c_{vm} \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad \text{або, згідно з (4.14), } \Delta s = s_2 - s_1 = c_{vm} \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (4.16)$$

Оскільки  $q_v = \Delta u$ , то доля теплоти, яка йде на зміну внутрішньої енергії:

$$\varphi = \frac{\Delta u}{q} = 1. \quad (4.17)$$

Оскільки  $dv=0$ , то робота в цьому процесі дорівнює нулю:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = 0.$$

Таким чином, підведена до газу в ізохорному процесі теплота цілком йде на збільшення його внутрішньої енергії.

#### 4.3 Ізобарний процес ( $p = \text{const}$ ).

З рівняння стану ідеального газу при  $p = \text{const}$  (рис. 4.2) випливає закон Гей-Люссака:

$$pv_1 = RT_1; \quad pv_2 = RT_2; \quad \frac{v_1}{v_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (4.18)$$

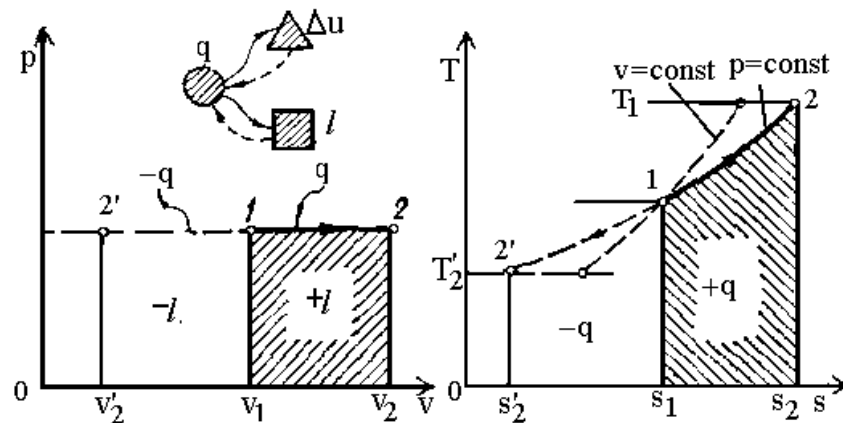


Рисунок 4.1 – Графіки ізобарного процесу.

Робота в процесі:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \quad (4.19)$$

Оскільки для ідеального газу  $v = \frac{RT}{p}$ , то:

$$l = R(T_2 - T_1). \quad (4.20)$$

Отже, питома газова стала  $R$  – це робота, яка виконується 1кг газу в процесі  $p = \text{const}$  при його нагріванні на один градус. Розмірність  $R$ : Дж/кг·К.

Кількість теплоти в цьому випадку, при  $dp = 0$ , згідно другої форми запису рівняння першого закону  $dq = dh - vdp = dh$ :

$$q = \Delta h = h_2 - h_1. \quad (4.21)$$

Таким чином, уся теплота, підведена до газу в ізобарному процесі, витрачається на збільшення його ентальпії.

Ця теплота для ідеального газу дорівнює:

$$q = c_{pm}(T_2 - T_1). \quad (4.22)$$

Зміна ентропії, згідно з (4.13) при  $p_1 = p_2$ :

$$\Delta s = c_{pm} \ln \frac{T_2}{T_1}, \text{ або, згідно з (4.18) } \Delta s = c_{pm} \ln \frac{v_2}{v_1}. \quad (4.23)$$

Оскільки  $c_p > c_v$ , то ізобара в  $T-s$  координатах більш полого логарифмічна крива, ніж ізохора.

Коефіцієнт розподілу теплоти в процесі дорівнює:

$$\varphi = \frac{\Delta u}{q} = \frac{c_v \Delta T}{c_p \Delta T} = \frac{1}{k}, \quad k = \frac{c_p}{c_v}. \quad (4.24)$$

#### 4.4 Ізотермний процес ( $T = \text{const}$ ).

З рівняння стану ідеального газу при  $T = \text{const}$  (рис. 4.3) витікає закон Бойля-Маріотта:

$$p_1 v_1 = RT; \quad p_2 v_2 = RT; \quad p_1 v_1 = p_2 v_2; \quad \frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1} \quad (4.25)$$

Зміна внутрішньої енергії і ентальпії  $\Delta u_T = 0$  і  $\Delta h_T = 0$ , оскільки  $dT_T = 0$ . Отже, вся теплота, яка підводиться, витрачається на роботу:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (4.26)$$



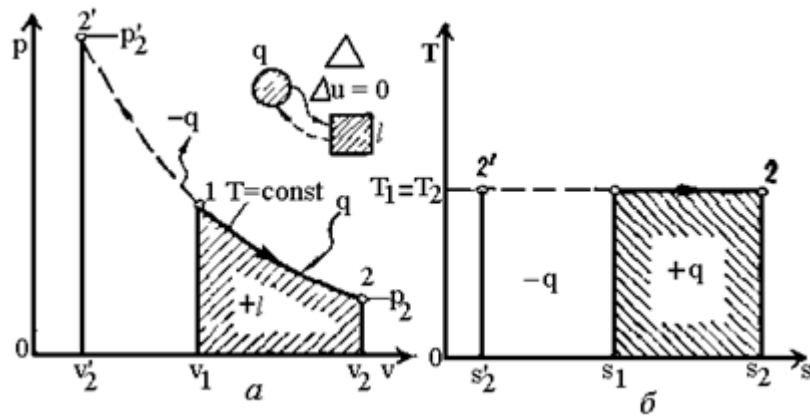


Рисунок 4.3 – Графіки ізотермного процесу

Теплота, необхідна для здійснення процесу:

$$q = T(s_2 - s_1). \quad (4.27)$$

З виразів (4.26), (4.27) і (4.25) отримаємо:

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \frac{q_T}{T} = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{p_1}{p_2}. \quad (4.28)$$

Доля теплоти, яка витрачається на зміну внутрішньої енергії:

$$\varphi = \frac{\Delta u}{q} = \frac{0}{q} = 0. \quad (4.29)$$

#### 4.5 Адіабатний процес ( $q = 0$ ; $dq = 0$ )

– це процес, що протікає без зовнішнього теплообміну (рис. 4.4).

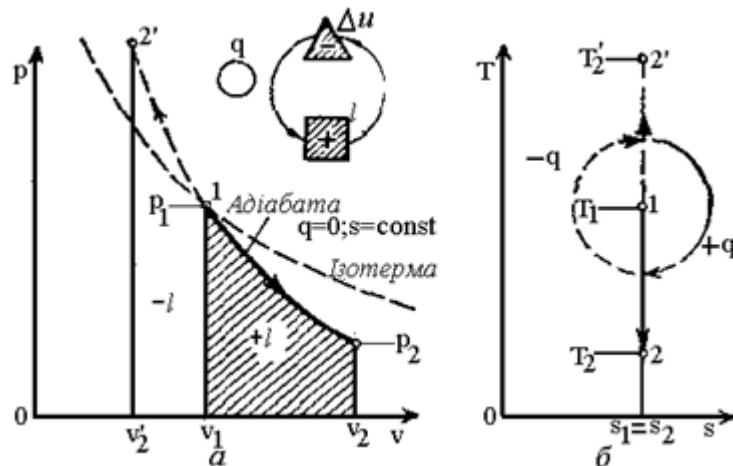


Рисунок 4.4 – Графіки адіабатного процесу

Якщо записати для цього випадку рівняння 1-го закону термодинаміки у вигляді:

$$\delta q = dh - v dp = 0, \quad \text{чи} \quad c_p dT - v dp = 0, \quad (4.30)$$

$$\delta q = du + p dv = 0, \quad \text{чи} \quad c_v dT + p dv = 0, \quad (4.31)$$

то після ділення (4.30) на (4.31) одержимо:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = -\frac{v}{p} \frac{dp}{dv} - \text{показник адіабати.} \quad (4.32)$$

Тоді після інтегрування виразу  $\frac{dp}{p} = -k \frac{dv}{v}$  для кінцевого процесу 1-2

будемо мати:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^k, \quad \text{чи} \quad p v^k = \text{const}. \quad (4.33)$$

Співвідношення між параметрами стану для двох точок в цьому процесі:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \quad \text{і} \quad \frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (4.34)$$

З рівняння 1-го закону термодинаміки випливає, що  $dq = du + dl = 0$ , тобто:

$$dl = -du, \quad \text{або} \quad l = -\Delta u = -(u_2 - u_1) = u_1 - u_2. \quad (4.35)$$

З урахуванням виразу  $\Delta u = c_v(T_2 - T_1)$ :

$$l = c_v(T_1 - T_2). \quad (4.36)$$

Згідно з законом Майєра  $c_p - c_v = R$  і співвідношення  $k = \frac{c_p}{c_v}$ , (4.36)

можна представити у вигляді:

$$l = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2). \quad (4.37)$$

Підставляючи із рівнянь стану значення  $T_1$  і  $T_2$ , отримаємо:

$$l = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (4.38)$$

З урахуванням  $\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ , вираз (4.38) можна представити у вигляді:

$$l = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{k-1} \left[ 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (4.39)$$

Таким чином, робота розширення в адіабатному процесі виконується за рахунок зменшення внутрішньої енергії газу, а його температура зменшується ( $T_1 > T_2$ ).

Коефіцієнт розподілу теплоти в процесі  $q=0$ :

$$\varphi = \frac{\Delta u}{q} = \frac{\Delta u}{0} = \pm\infty. \quad (4.40)$$

Теплоємність адіабатного процесу

$$c = \frac{dq}{dT} = \frac{0}{dT} = 0. \quad (4.41)$$

Показник адіабати  $k = \frac{c_p}{c_v}$  для одноатомних газів дорівнює  $k=1,66$ , для двохатомних  $k=1,4$  і для трьохатомних  $k=1,3$ .

Зміна кількості теплоти  $dq = Tds = 0$ , тому що  $T \neq 0$ , а  $dq = 0$  то  $ds = \frac{dq}{T} = 0$  і  $s = \text{const}$ . Таким чином, адіабатний процес з ідеальним газом є ізоентропійний процес.

#### 4.7 Політропний процес і його узагальнююче значення.

Політропні процеси – це рівноважні, оборотні процеси, що протікають при постійній теплоємності  $c = \text{const}$ .

Кожен політропний термодинамічний процес (ТП) має цілком визначений, властивий йому характер розподілу енергетичних складових, що входять у рівняння першого закону термодинаміки:  $q = \Delta u + l$ , Дж/кг.

Політропний процес – це процес зміни стану робочого тіла, у якому у внутрішню енергію протягом усього процесу перетворюється та сама частка кількості зовнішньої теплоти:

$$\Delta u = \varphi q, \text{ Дж/кг, де } \Delta u = c_v(T_2 - T_1). \quad (4.42)$$

При цьому на здійснення зовнішньої механічної роботи приходить частка теплоти, рівна:

$$l = (1 - \varphi)q, \text{ Дж/кг,} \quad (4.43)$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт розподілу теплоти в політропному процесі.

Теплота, підведена до газу в нескінченно малому політропному процесі, дорівнює:

$$dq = \frac{du}{\varphi} = \frac{c_v}{\varphi} dT = c dT, \text{ Дж/кг} \quad (4.44)$$

чи для кінцевого процесу 1-2:  $q = c(T_2 - T_1)$ . Таким чином, одержимо теплоємність політропного процесу:  $c = c_v / \varphi$ , Дж/кгК.

Знаючи значення коефіцієнта  $\varphi$  в політропному процесі, можна визначити теплоємність  $c$ , теплоту  $q$ , зміну внутрішньої енергії  $\Delta u$  і роботу розширення (стиску)  $l$ . Для виводу рівняння політропного процесу в  $p$ - $v$  координатах використовуємо рівняння першого закону термодинаміки, виражені через ентальпію і внутрішню енергію:

$$dq = dh - vdp, \quad (4.45)$$

$$dq = du + pdv, \quad (4.46)$$

$$\text{чи } cdT = c_p dT - vdp, \quad (4.47)$$

$$cdT = c_v dT + pdv. \quad (4.48)$$

Звідси маємо:

$$(c - c_p)dT = -vdp, \quad (4.49)$$

$$(c - c_v)dT = pdv. \quad (4.50)$$

Розділивши почленно рівняння (4.49) на рівняння (4.50), маємо:

$$\frac{c - c_p}{c - c_v} = -\frac{v}{p} \frac{dp}{dv} = n, \quad (4.51)$$

де  $n$  - показник політропного процесу, що не змінюється протягом усього

даного ТП. З рівняння  $\frac{c - c_p}{c - c_v} = -\frac{v}{p} \frac{dp}{dv} = n$  маємо:

$$npdv + vdp = 0, \text{ або } \frac{dp}{p} = -n \frac{dv}{v}. \quad (4.52)$$

Тоді після інтегрування для кінцевої ділянки процесу 1-2 одержимо:

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \ln \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^n, \quad (4.53)$$

$$\text{чи після потенціювання: } \frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^n, \text{ чи } pv^n = \text{const}. \quad (4.54)$$

Це рівняння політропного процесу в координатах  $p$ - $v$ . Показник політропного процесу може мати будь-яке значення в інтервалі  $-\infty \leq n \leq +\infty$ .

В ізохорному процесі теплоємність  $c = c_v$  показник політропи

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \frac{c_v - c_p}{c_v - c_v} = \frac{c_v - c_p}{0} = \pm \infty.$$

В ізобарному процесі теплоємність  $c = c_p$  і показник політропи

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \frac{c_p - c_p}{c_p - c_v} = \frac{0}{c_p - c_v} = 0.$$

В ізотермному процесі  $q = \frac{\Delta u}{\phi}$ , або  $c\Delta T = \frac{c_v \Delta T}{\phi}$ ,

теплоємність  $c = \frac{c_v}{\phi} = \frac{c_v}{0} = \infty$  і

показник політропи  $n - 1 = \frac{c - c_p}{c - c_v} - 1 = \frac{c_v - c_p}{\infty - c_v} = 0$ , тобто  $n = 1$ .

В адіабатному процесі теплоємність  $c = \frac{dq}{dT} = \frac{0}{dT} = 0$

і показник політропи  $n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \frac{0 - c_p}{0 - c_v} = \frac{c_p}{c_v} = k$ .

З виразу  $\frac{c - c_p}{c - c_v} = -\frac{v}{p} \frac{dp}{dv} = n$  можна одержати формулу для розрахунку

теплоємності політропного процесу  $\frac{c - c_p}{c - c_v} = n$ , чи  $c - c_p = nc - nc_v$ . Звідси

маємо  $c(n - 1) = c_v \left( n - \frac{c_p}{c_v} \right)$ , чи  $c(n - 1) = c_v(n - k)$ , де  $k = \frac{c_p}{c_v}$  – показник

адіабатного процесу. Остаточню маємо:

$$c = c_v \frac{n - k}{n - 1}. \quad (4.55)$$

Таким чином, теплоємність політропного процесу залежить від показника політропи  $n$ . Використовуючи термічне рівняння стану для

ідеального газу  $pv = RT$  і рівняння  $\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^n$ , можна одержати

співвідношення між параметрами для кінцевого процесу 1-2:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1} \frac{v_2}{v_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^n \frac{v_2}{v_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1}. \quad (4.56)$$

З огляду на те, що  $\frac{v_1}{v_2} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n}$ , маємо:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (4.57)$$

Робота в політропному процесі 1-2 дорівнює:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} \frac{p_1 v_1^n}{v^n} dv = p_1 v_1^n \int_{v_1}^{v_2} v^{-n} dv . \quad (4.58)$$

Після інтегрування, з огляду на те, що  $p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$ , маємо різні вирази для розрахунку роботи розширення:

$$l = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{n-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] . \quad (4.59)$$

Кількість теплоти згідно першого закону термодинаміки:

$$q = \Delta u + l = c_{vm} (T_2 - T_1) + \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = c_m (T_2 - T_1) . \quad (4.60)$$

З  $\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^n$  отримаємо:

$$\lg \frac{p_2}{p_1} = n \lg \frac{v_1}{v_2}, \text{ або } n = \frac{\lg p_2 - \lg p_1}{\lg v_1 - \lg v_2} . \quad (4.61)$$

Зміна ентропії:

$$\Delta s = \int_1^2 \frac{dq}{T} = c_m \ln \frac{T_2}{T_1} . \quad (4.62)$$

Оскільки  $c = c_v \frac{n-k}{n-1}$ , то коефіцієнт розподілу теплоти дорівнює:

$$\varphi = \frac{\Delta u}{q} = \frac{c_v \Delta T}{c \Delta T} = \frac{c_v}{c} = \frac{n-1}{n-k} . \quad (4.63)$$

Тоді зміна внутрішньої енергії, теплота, зміна ентальпії в процесі 1-2 можуть бути розраховані по формулах:

$$\Delta u = \varphi q = \frac{n-1}{n-k} q , \quad (4.64)$$

$$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1) , \quad (4.65)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) . \quad (4.66)$$

**Дослідження політропних процесів.** Для того, щоб прослідкувати за розташуванням політропних процесів при різних значеннях  $n$ , в  $p-v$  і  $T-s$  координатах, зображують графіки ізохорного  $n = \pm\infty$ , ізобарного  $n=0$ , ізотермного  $n=1$  і адіабатного  $n=k$  процесів, за якими можна визначити відносно розташування інших політроп при інших значеннях  $n$ , а також визначити знак  $q$  і  $\Delta u$  в цих процесах (рис. 4.5).

Наприклад, графік політропного процесу з  $k > n > 1$  проходить між графіками процесів  $n=1$  і  $n=k$ , причому при розширенні в цьому процесі теплота підводиться, оскільки  $\Delta s > 0$ , температура, а отже, внутрішня енергія зменшуються. Робота в цьому випадку здійснюється за рахунок теплоти і зменшення внутрішньої енергії.

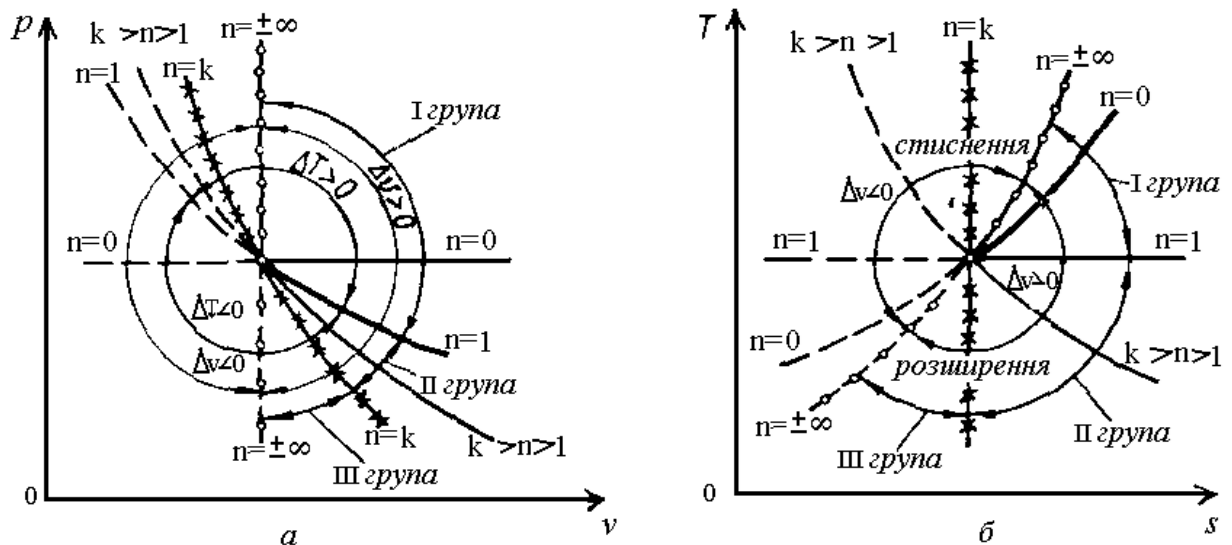


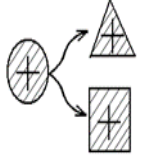
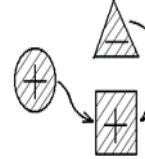
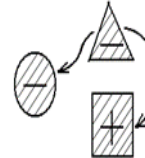
Рисунок 4.5 – Відносне розташування графіків політропного процесу в окремих випадках

Оскільки знаки теплоти і зміни температури в політропному процесі з показником політропи  $k > n > 1$  різні, то теплоємність в цьому випадку буде від'ємною  $c < 0$ .

В табл. 4.1 наведені особливості трьох груп політропних процесів розширення (процесів, які проходять справа від ізохори).



Таблиця 4.1 – Характеристики політропних процесів

Групи	Границі зміни показника політропи	$\Delta u$	$q$	Теплоємність в процесі	Схема енергобаланса
I	$1 > n > -\infty$	$\Delta u > 0$	$q > 0$	$c_n > 0$	
II	$k > n > 1$	$\Delta u < 0$	$q > 0$	$c_n < 0$	
III	$+\infty > n > k$	$\Delta u < 0$	$q < 0$	$c_n > 0$	

I група процесів характеризується тим, що зміна внутрішньої енергії становить частину теплоти, що підводиться в процесі, друга частина якої витрачається на виконання роботи.

II група процесів характеризується тим, що робота здійснюється за рахунок не тільки теплоти, що підводиться  $q > 0$ , але й зменшення внутрішньої енергії  $\Delta u < 0$ .

III група процесів характеризується тим, що теплота, яка відводиться  $q < 0$ , і робота виконується за рахунок зменшення внутрішньої енергії  $\Delta u < 0$ .

Теплоємність в процесах III групи додатня  $c > 0$ , оскільки знаки теплоти і зміни температури однакові.

Аналогічно можна розбити на три групи усі політропні процеси стискання. Зведені данні для усіх процесів представлено в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Характеристики процесів

Термодинамічний процес	Показник політропи	Теплоємність	Робота	Теплота
Ізотермічний	1	$\infty$	$mRT \left( \frac{V_2}{V_1} \right) = mRT \left( \frac{P_1}{P_2} \right)$	$q = l$
Ізобаричний	0	$C_p$	$p(V_2 - V_1) = mR(T_2 - T_1)$	$q = c_p(T_2 - T_1)$
Ізохоричний	$\infty$	$C_v$	0	$q = c_v(T_2 - T_1)$
Адіабатичний	k	0	$P_1 V_1 / (k-1) \left[ 1 - \left( V_1 / V_2 \right)^{k-1} \right]$	$q = 0$
Політропний	n	постійна	$P_1 V_1 / (n-1) \left[ 1 - \left( V_1 / V_2 \right)^{n-1} \right]$	$q = c_v \frac{n-k}{n-1} (T_2 - T_1)$

#### 4.8 Контрольні запитання

1. Які є термодинамічні процеси ідеальних газів в закритих системах.
2. Дайте характеристику, та поясніть що таке ізохорний процес.
3. Дайте характеристику, та поясніть що таке ізобарний процес.
4. Дайте характеристику, та поясніть що таке ізотермний процес .
5. Дайте характеристику, та поясніть що таке адіабатний процес
6. Дайте характеристику, та поясніть що таке політропний процес і його узагальнююче значення.

ЛІТЕРАТУРА: [8-12]

### ТЕМА 5. ВОДЯНА ПАРА І ЇЇ ВЛАСТИВОСТІ

#### 5.1 Пароутворення. Водяна пара. Рівняння Ван-дер-Ваальса

Водяна пара застосовується в різних галузях промисловості, головним чином як теплоносіє у теплообмінних апаратах і робоче тіло в паросилових установках. У промисловості будівельних матеріалів водяна пара

використовується для тепловологісної обробки силікатної цегли, теплоізоляційних матеріалів, бетонних, залізобетонних та інших виробів, для розпилення мазуту при його спалюванні за допомогою форсунок; у парових сушарках; в установках для одержання деревоволокнистої маси і т.д.

Маючи високий тиск і відносно малу температуру, водяна пара за своїми властивостями близька до води. Тому не можна нехтувати силами зчеплення між її молекулами і їхнім об'ємом, як для ідеального газу. Отже характеристичне рівняння  $PV = RT$  для водяної пари не може бути застосоване. У всіх перерахованих вище випадках водяна пара – реальний газ.

Властивості реальних робочих тіл описуються відповідними емпіричними рівняннями. Найбільш простим з них, що якісно правильно відбиває поведінку реального робочого тіла – водяної пари, є рівняння Ван-дер-Ваальса (1873 р.):

$$\left( P + \frac{a}{g^2} \right) \cdot (g - b) = RT, \quad (5.1)$$

де  $a$  й  $b$  – експериментально отримані константи;

$\frac{a}{g^2}$  – поправка на сили молекулярної взаємодії;

$b$  – поправка на об'єм молекул газу.

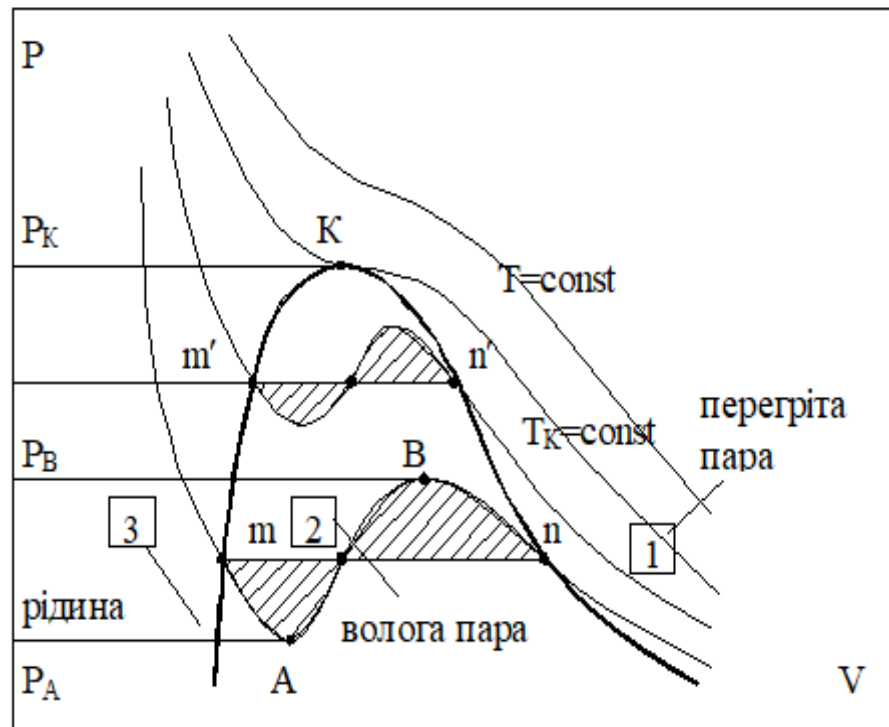
Величина  $\frac{a}{g^2}$  характеризує внутрішній тиск і має, наприклад, для рідких тіл досить великі значення (так, для води при  $t = 20$  °C становить 1050 МПа).

Рівняння (5.1) можна подати у вигляді:

$$g^3 - \left( b + \frac{R \cdot T}{P} \right) g^2 + \left( \frac{a}{P} \right) g - \frac{a \cdot b}{P} = 0, \quad (5.2)$$

розв'язками якого при  $T = \text{const}$  є ізотерми, представлені в  $P-V$  координатах на рис. 5.1 і відомі як ізотерми Ван-дер-Ваальса.

У дійсності в області 2 (рис. 5.1) ізотерми протікають при  $P = \text{const}$  у вигляді прямих  $m-n$ , побудова яких виконується за умови рівності площадок, обмежених кривими, розташованими вище й нижче даної прямої  $m-n$ .



1 – перегріта пара; 2 – волога пара; 3 – рідина.

Рисунок 5.1 – Рівняння стану водяної пари в  $P-V$  координатах

З'єднавши точки  $m$ ,  $k$ ,  $n$  плавною кривою, отримаємо межі різних агрегатних станів робочого тіла: 1 – перегріта пара; 2 – волога пара; 3 – рідина.

Відмінність характеру ізотерм, розташованих вище і нижче ізотерми  $T_K = \text{const}$ , дозволило визначити її як критичну, де  $K$  – критична точка з параметрами робочого тіла  $P_K$ ,  $T_K(t)$  і  $\mathcal{V}_K$ , які можуть бути отримані експериментально та визначають величини коефіцієнтів  $a$  і  $b$  рівнянь (5.1), (5.2).

Російськими вченими М.П. Вукаловичем і І.І. Новиковим в 1939 р. було одержане рівняння для реальних газів з урахуванням асоціації і дисоціації їхніх молекул

$$P \vartheta = RT \left( 1 - A \frac{1}{\vartheta} - B \frac{1}{\vartheta^2} \right),$$

де  $A$  і  $B$  – експериментальні коефіцієнти.

Рівняння (5.3) на практиці застосовувати складно. З його допомогою обчислені значення основних фізичних величин перегрітої водяної пари при різних значеннях  $P$  і  $T$ . Складені таблиці й побудована діаграма в  $i$ - $S$  координатах, на підставі яких проводяться розрахунки процесів зміни стану водяної пари.

## 5.2 Водяна пара і її характеристики

Водяна пара буває перегрітою і насиченою, яка, у свою чергу, ділиться на суху й вологу.

*Пара* – газоподібне тіло в стані, близькому до киплячої рідини.

*Пароутворення* – процес перетворення речовини з рідкого стану в пароподібний.

*Випаровування* – пароутворення, що відбувається завжди при будь-якій температурі з поверхні рідини.

*Кипіння* – це перетворення рідини в пару у всьому об'ємі.

*Конденсація* – це перехід з парової фази в рідку.

*Сублімація* – перехід із твердої фази в газоподібну.

*Десублімація* – перехід з газової фази у тверду. Рівномірна суміш дрібних часток рідини і сухої насиченої пари утворює *вологу насичену пару*. При переході всієї рідини в пару утвориться *суха насичена пара*.

*Насичена пара* – це пара, що знаходиться в рівновазі з рідиною.

*Ненасичена пара* – це пара, що не знаходиться в рівновазі з рідиною. *Перегрітою парою* називається пара, температура якої вище температури сухої насиченої пари при даному тиску. Перегріта пара є *ненасиченою парою*.

Різниця між температурою перегрітої пари і температурою насиченої пари того ж тиску називається *ступенем перегріву*.

Для визначення стану вологої пари введено поняття *ступеня сухості*, який являє собою масову частку сухої насиченої пари у вологій парі:

$$x = \frac{m_{с.н.п.}}{m_{с.н.п.} + m_{к.в.}} = \frac{m_{с.н.п.}}{m_{в.н.п.}}, \quad (5.3)$$

де  $m_{с.н.п.}$  – маса сухої насиченої пари;

$m_{к.в.}$  – маса киплячої води;

$m_{в.н.п.}$  – маса вологої насиченої пари.

Лінії постійного ступеня сухості ( $x = x_i$ ) збігаються в критичній точці *K*. Киплячій воді відповідає ступінь сухості  $x = 0$ , кривій сухої насиченої пари –  $x = 1$ .

Водяну пару на практиці одержують в котлоагрегатах, де процес перетворення води в пару проходить при сталому тиску (рис.5.2).

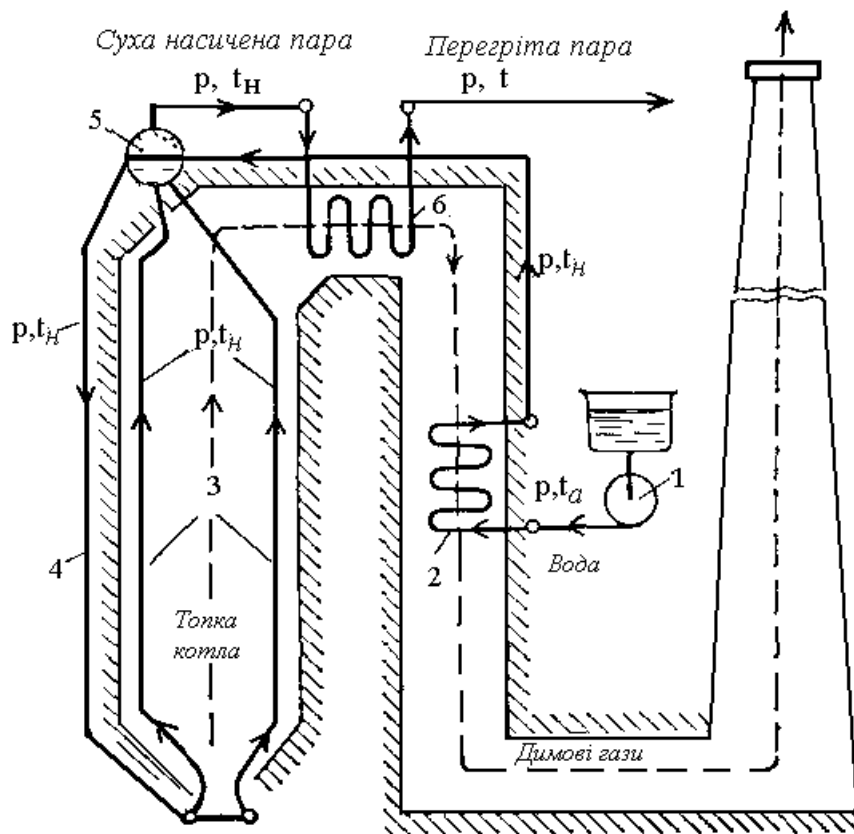


Рисунок 5.2 – Схема котлоагрегата

### 5.3 Процес перетворення рідини в пару

Для з'ясування властивостей водяної пари і її стану розглянемо процес перетворення рідини в пару – процес пароутворення: випаровування і кипіння.

*Випаровування* – процес пароутворення, що відбувається тільки з поверхні рідини і при будь-якій температурі. Випаровування буде повним, якщо над рідиною знаходиться необмежений об'єм.

Зі збільшенням температури інтенсивність випаровування зростає, тому що зростає швидкість і енергія молекул, сили їхньої взаємодії зменшуються. Температура рідини при випаровуванні падає, що пов'язано зі зменшенням середньої швидкості залишених молекул при вильоті молекул, які мають більші швидкості.

При певній величині температури, яка залежить від природи і тиску рідини, починається пароутворення у всій її масі, що супроводжується утворенням бульбашок, – *кипіння* рідини. Тиск пари, що утворюється при цьому, такий же, як і в оточуючого середовища

Процес, зворотний випаровуванню, називається *конденсацією*. Це перетворення пари в рідину, що відбувається при постійній температурі, якщо  $P = const$ .

При рівності швидкості конденсації і швидкості випаровування в системі настає динамічна рівновага.

Пара в такому стані має максимальну густину і називається насиченою. Основна властивість насиченої пари (пари, що перебуває в стані рівноваги з рідиною, з якої вона утворюється) – наявність температури, що є функцією тиску, рівного тиску того середовища, в якому відбувається кипіння.

Тому температура кипіння називається температурою насичення ( $T_H$ ,  $t_H$ ), а тиск – тиском насичення ( $P_H$ ).

Якщо об'єм насиченої пари зростає при  $t_H = const$ , то деяка кількість рідини переходить у пару (випаровування > конденсація). У протилежному випадку – частина пари переходить в рідину (конденсація < випаровування). Але в обох випадках тиск залишається постійним.

Момент, при якому випарується остання крапля рідини, відповідає стану *сухої* насиченої пари.

Пара, отримана при неповному випаровуванні рідини, називається *вологою* насиченою парою. Вона являє собою суміш сухої пари з крапельками рідини, які поширені рівномірно у всій його масі й перебувають в ньому в завислому стані.

Масова частка сухої пари у вологій парі називається *ступенем сухості* або масовим паровмістом ( $x$ ).

Масова частка рідини у вологій парі називається *ступенем вологості* або масовим вологовмістом ( $y$ ). Вони зв'язані співвідношенням



$$y = 1 - x,$$

де  $x$  і  $y$  – виражаються в частках одиниці (%),  
наприклад,  $x = 0,95$ ,  $y = 0,05$ , тобто  $x = 95\%$ ,  $y = 5\%$ .

Якщо температура пари більша за температуру насиченої пари того ж тиску, то така пара називається *перегрітою*. Оскільки  $t_{ПЕР} > t_H$  при  $P = const$ , то  $\rho_{ПЕР} < \rho_H$ ,  $\mathcal{G}_{ПЕР} > \mathcal{G}_H$ . Тому перегріта пара є ненасиченою і за своїми властивостями наближається до газів тим більше, чим вище ступінь перегріву.

У парогенеруючих установках пара з води, як правило, утворюється при  $P = const$ . Тому термодинамічну сторону процесу пароутворення розглянемо в  $P$ - $V$  діаграмі (рис. 5.3), де т.  $a$  –  $T_0 = 273$  К, тиск  $P$ , питомий об'єм  $\mathcal{G}'_0$ ;

$a$ - $b$  – ізобарне підведення тепла ( $T_H > T_0$  і  $\mathcal{G}' > \mathcal{G}'_0$ );

т.  $b$  –  $T = T_H$ : при обраному тиску вода закипає і при подальшому підведенні теплоти ( $b$ - $c$ ) випаровується, але температура рідини і пари  $T_H = const$ , тобто ізобара й ізотерма процесу кипіння води співпадають;

т.  $c$  – повне викіпання води при  $\mathcal{G}''$ ;

$b$ - $c$  (області  $\mathcal{G}'' - \mathcal{G}'$ ) – суміш води й пари, яку називають вологою насиченою (рівноважний стан); у т.  $b$  вся кількість речовини є рідиною при  $T = T_H$  (температура насичення, кипіння, конденсації)  $x = 0$ ; у т.  $c$  вся кількість води википіла і перейшла в пару, яка називається сухою насиченою ( $x = 1$ );

$c$ - $d$  – подальше підведення тепла до сухої насиченої пари:  $T_d > T_H$  і  $\mathcal{G}_d > \mathcal{G}'$ , пара в т.  $d$  – перегріта.

При більшому тиску описаний процес пароутворення може бути представлений залежністю  $a-b'-c'-d'$ ,  $a-b''-c''-d''$  і т.д. Побудувавши також залежності для декількох значень тиску і з'єднавши т.  $b$  та  $c$  між собою, отримуємо границі:

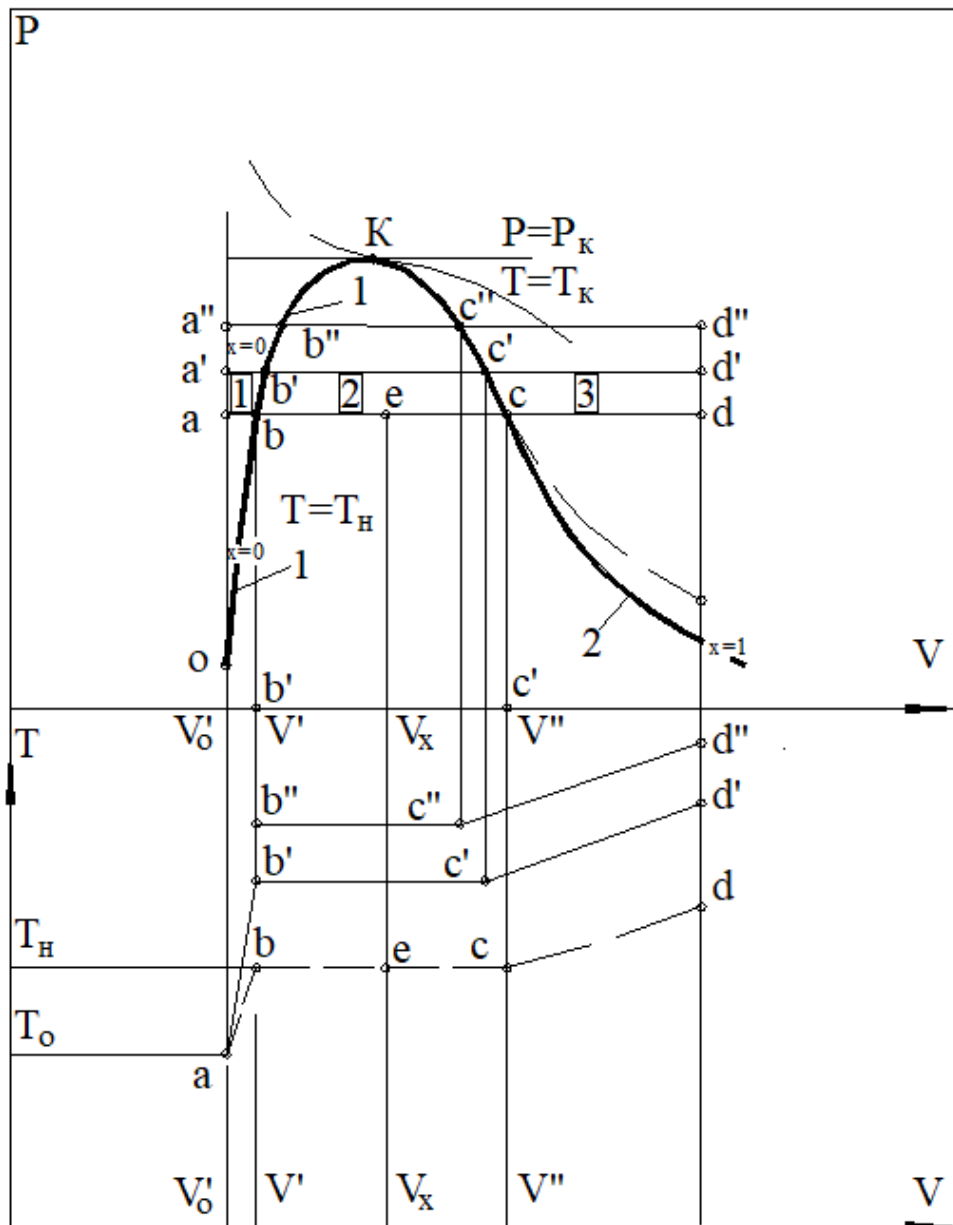


Рисунок 5.3 – Процес паротворення (на прикладі води при  $P = \text{const}$ ), представлений в P-V діаграмі

$1$  – нижня пригранична крива між киплячою рідиною та вологою насиченою парою, що характеризується нульовим ступенем сухості ( $x = 0$ );

2 – верхня пригранична крива, що відповідає параметрам сухої насиченої пари ( $x = 1$ ) – границя між вологою та перегрітою парою.

При певному тиску  $P = P_K$ , що називається критичним, ці криві зливаються в критичній точці  $K$ . Тут кипляча рідина миттєво переходить у суху пару, оскільки ділянка пароутворення відсутня (для води:  $P_K = 22,129$  МПа,  $\rho_K = 0,00326$  м<sup>3</sup>/кг;  $T_K = 647,231$ °К). Поняття критичної температури  $T_K$  уперше ввів у 1860 р. Д. І. Менделєєв.  $T_K$  – це температура, вище якої газ не може бути переведений в рідину, який би високий тиск до нього не прикладався.

#### 5.4 Основні параметри стану водяної пари

Відзначимо такі основні параметри стану водяної пари

**Суха насичена пара.** Теплота пароутворення  $r$  – кількість теплоти, витрачена на пароутворення 1 кг води при температурі кипіння до сухої насиченої пари:

$$r = \rho + P(\rho'' - \rho') = \rho + \psi', \quad (5.4)$$

де  $\rho$  – внутрішня теплота паротворення;

$\psi$  – зовнішня теплота паротворення.

Ентальпія сухої насиченої пари

$$i'' = i' + r, \quad (5.5)$$

де  $i'$  – ентальпія киплячої рідини.

Внутрішня енергія сухої насиченої пари

$$u'' = i'' - P \rho''. \quad (5.6)$$

Суха насичена пара визначається одним параметром: тиском або температурою.

**Волога насичена пара.** Питомий об'єм вологої пари  $\mathcal{G}_X$  – об'єм суміші, що складається з  $(1 - x)$  кг киплячої води та  $x$  кг сухої пари і визначається як

$$\mathcal{G}_X = (1 - x) \mathcal{G}' + x \mathcal{G}'' . \quad (5.7)$$

Ентальпія вологої пари

$$i_X = i' + r_X . \quad (5.8)$$

Внутрішня енергія вологої пари

$$u_X = i_X - P \mathcal{G}_X . \quad (5.9)$$

**Перегріта пара.** Теплота перегріву  $q_{\Pi}$  – кількість теплоти, яку необхідно затратити на перегрів 1 кг сухої пари до необхідної температури при постійному тиску.

Ентальпія

$$q_{\Pi} = c_{pm} \int_{t_H}^t (t - t_H) ; \quad (5.10)$$

$$i = i' + r + c_{pm} \int_{t_H}^t dt . \quad (5.11)$$

Внутрішня енергія

$$u = i - P \mathcal{G} . \quad (5.12)$$

Аналітичні залежності між параметрами водяної пари надто складні, щоб ними можна було користуватися в інженерних розрахунках; тому по них складені таблиці й діаграми для визначення параметрів стану водяної пари.

Найчастіше параметри стану водяної пари визначаються за  $i$ - $S$  діаграмою. Якщо говорити про загальний метод дослідження, то він містить у собі визначення таких основних величин (табл. 5.1):

Зміни внутрішньої енергії

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (i_2 - P_2 \vartheta_2) - (i_1 - P_1 \vartheta_1). \quad (5.13)$$

Визначення кількості теплоти:

в ізохорному процесі

$$q_V = u_2 - u_1 = i_2 - i_1 - \vartheta(P_2 - P_1); \quad (5.14)$$

в ізобарному процесі

$$q_P = i_2 - i_1; \quad (5.15)$$

в ізотермічному процесі

$$q_T = T(S_2 - S_1); \quad (5.16)$$

зовнішньої роботи

$$A = q - \Delta U. \quad (5.17)$$

Таблиця 5.1 – Розрахункові співвідношення

Процеси	Зміни внутрішньої енергії	Кількість роботи	Кількість теплоти
Ізохорний	$\Delta u_v = (i_2 - i_1) - v(p_2 - p_1)$	$\ell_v = 0$	$q_v = \Delta u$
Ізобарний	$\Delta u_p = (i_2 - i_1) - p(v_2 - v_1)$	$\ell_p = p(v_2 - v_1)$	$q_p = \Delta i$
Ізотермічний	$\Delta u_t = (i_2 - i_1) - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$	$\ell_t = q_t - \Delta u_t$	$q_t = T(s_2 - s_1)$
Адиабатний	$\Delta u_s = (i_2 - i_1) - (p_2 v_2 - p_1 v_1)$	$\ell_s = -\Delta u_s$	$q_s = 0$

## 5.5 H-s діаграма і аналіз основних термодинамічних процесів водяної пари

В системі координат  $h-s$  (рис.5.4) будують граничні криві  $AK$  і  $KB$  по табличним даним  $h', s'$  і  $h'', s''$ . Потім наносять ізобари. В області вологої паи

наносяться лінії однакової сухості  $x=const$ . На цю ж діаграму наносять ізохори.

За відомими параметрами наносять на  $h-s$  діаграму точку початкового стану пари. Потім проводиться лінія даного процесу і визначаються його параметри в точці кінцевого стану. Зазвичай для практичного використання у великому масштабі будується робоча частина (рис. 5.4) діаграми на рис.5.5 зображені основні термодинамічні процеси водяної пари.

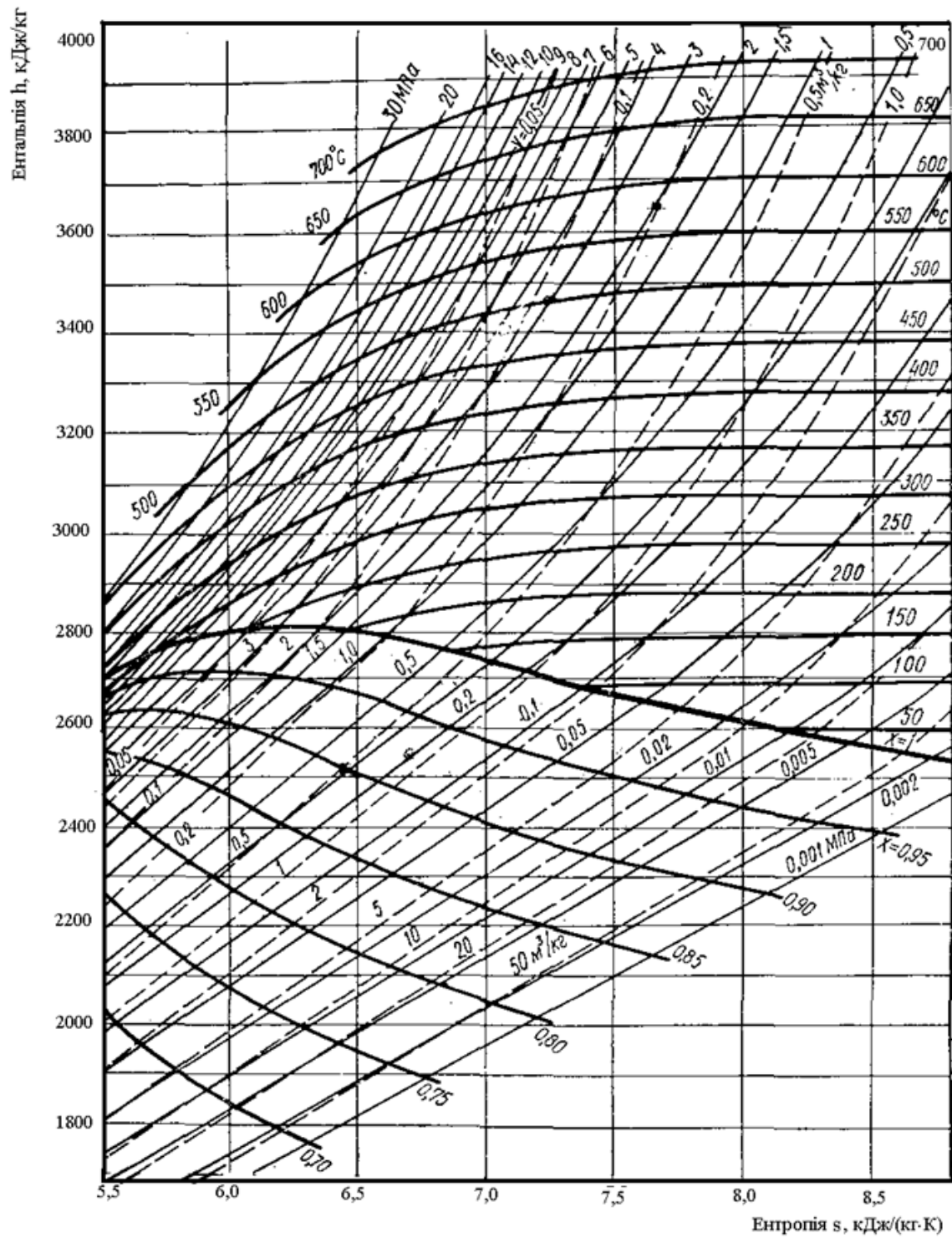
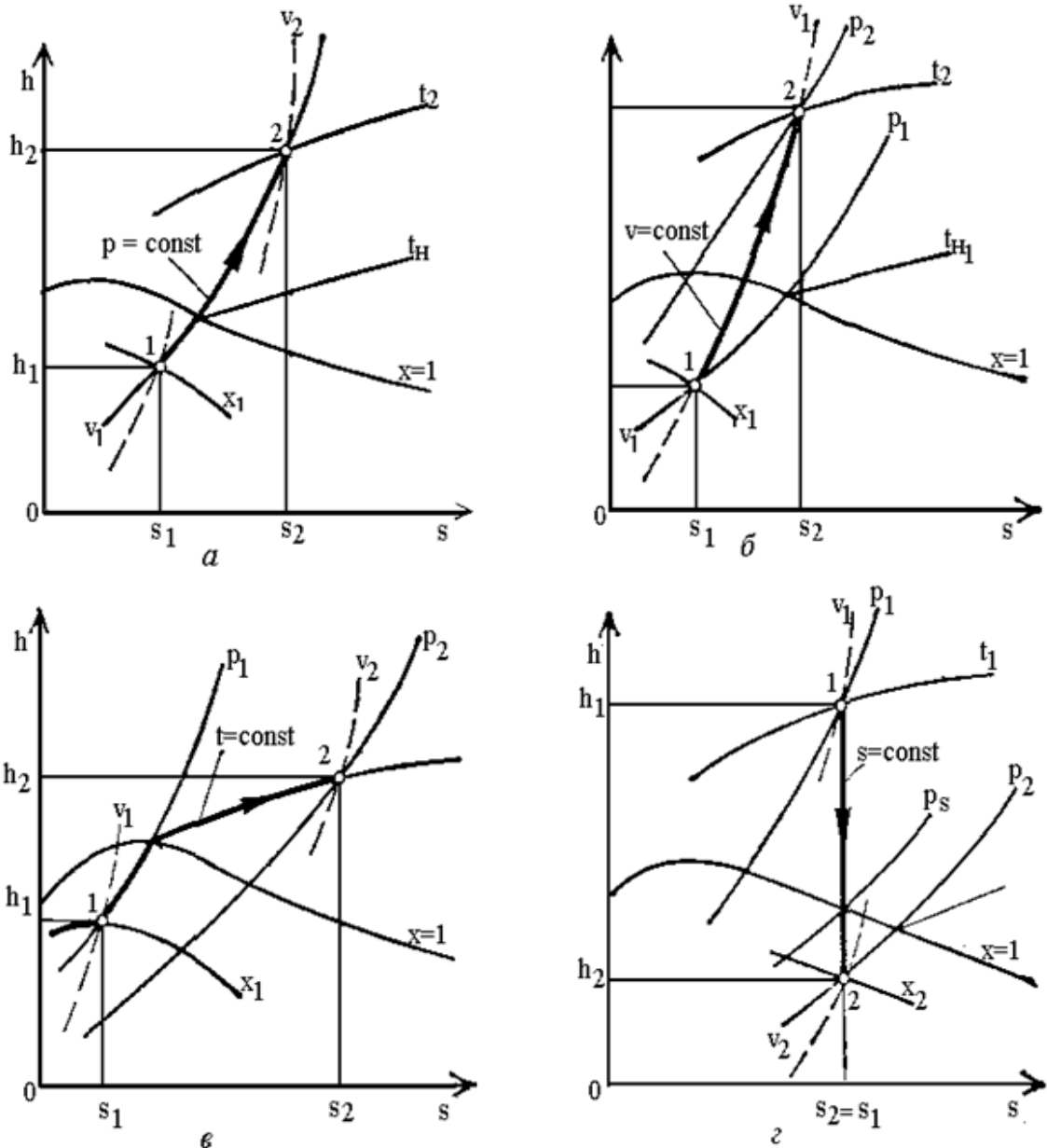


Рисунок 5.4 – Робоча частина  $h$ - $s$  діаграма водяної пари.



а) ізобарний процес; б) ізобарний процес;  
в) ізотермічний процес; г) адіабатний процес

Рисунок 5.5 –  $h$ - $s$  діаграма пари

#### Контрольні запитання

1. Процес пароутворення. Випаровування, кипіння, конденсація.
2. Властивості водяної пари. Рівняння та ізотерми Ван-дер-Ваальса.
3. Зображення процесу пароутворення в робочій ( $P$ - $V$ ) і тепловій ( $T$ - $S$ ) діаграмах.



4. Ступінь сухості і вологості. Суха і волога насичена пара. Перегріта пара.

## ТЕМА 6. ЦИКЛИ ПАРОСИЛОВИХ УСТАНОВОК (ПСУ)

### 6.1 Цикл Ренкіна

Головним робочим тілом теплових електричних станцій є водяний пар. Його властивості, не дозволяють реалізувати ідеальний цикл Карно. Тому, основним термодинамічним циклом, що реалізується в ТЕС, є цикл Ренкіна.

Цикл Карно (рис. 3.3) не можна реалізувати на практиці по наступній причині. В т.4 (рис.3.3), де закінчується стиснення по ізотермі 3-4 (конденсація), стан пари відповідає вологому пару деякої ступені сухості  $X$ . Об'єм пари при низьких значеннях  $P$  і  $T$  дуже великий, тому для його стиснення по ізоентропі 4-1 потрібний компресор (насос) великих розмірів. Тому в паросилових установках набув застосування цикл, який запропонував Ренкін, – ідеальний замкнутий цикл зміни стану робочого тіла, що представлено у  $TS$  діаграмі на рис. 6.1.

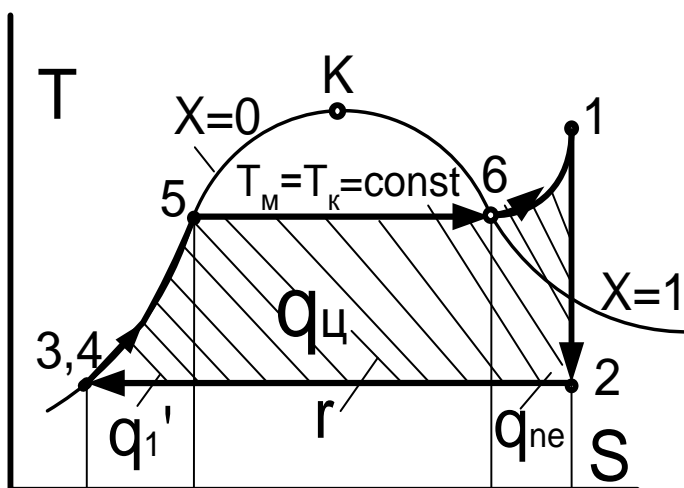


Рисунок 6.1 – Цикл Ренкіна

Особливістю циклу Ренкіна є те, що стиснення пари продовжено в ізотермічному процесі до повної конденсації пари, тобто до нижчої

прикордонної кривої ( $x=0$ ). В цьому випадку у насосі відбувається стиснення конденсату, а не пари, що приводить до суттєвого зменшення об'єму циліндру насоса та роботи, яка витрачається на його привід.

Вода, що поступає у котел, нагрівається завдяки теплоті  $q_1$ , яка отримується при спалюванні палива в топці (процес 4-5, рис.6.1), досягає температури насичення при заданому тиску  $P$ . При наступному підводі питомої кількості теплоти  $q$  отримується спочатку суха насичена пара (процес 5-6), а потім перегріта (процес 6-1), яка подається у турбіну, де відбувається процес 1-2 адіабатного розширення. Точка 2 знаходиться в області вологої насиченої пари. Відпрацьована у турбіні пара поступає до конденсатора, у якому охолоджувальною водою від неї відбирається теплота  $q_2$ , пара конденсується (процес 2-3) та перетворюється у воду (т.3). Одержаний конденсат насосом повертається в котел (точка 4).

Вода розглядається у якості нестисливої рідини, нижча погранична крива розташована поблизу процесу 3-4. Завдяки цьому процес подачі води насосом приймається ізохорним. Часто процеси стиснення у насосі та підігрів води у котлі до стану кипіння сполучають (процес 3-5). Утворений таким чином термодинамічний цикл є циклом Ренкіна, питома витрата пари та теплоти при здійсненні якого, визначаються як

$$d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2},$$

де  $q = d_0(i_1 - i_2)$  - питома витрата теплоти;

$i_1 - i_2 = h_0$  - розташований теплоперепад.

Установки для вироблення електроенергії, за допомогою яких відбувається перетворення теплоти спалювання природного палива у роботу з використанням в якості робочого тіла води і водяної пари називають паросиловими (ПСУ).

Схема ПСУ і теоретичні цикли ( ) в координатах  $p-v$ ,  $T-s$  і  $h-s$  зображені на рис.6.2 (а,б,в,г).

За початковий стан робочого тіла прийнята вода, яка знаходиться в живильній посудині 1 (рис. 6.2, а). За допомогою живильного насоса 2 вода надходить в економайзер 3, який призначений для нагрівання води до кипіння, потім попадає в паровий котел 4 і перетворюється в суху насичену пару з температурою  $t_n$  і тиском  $p_1$ .

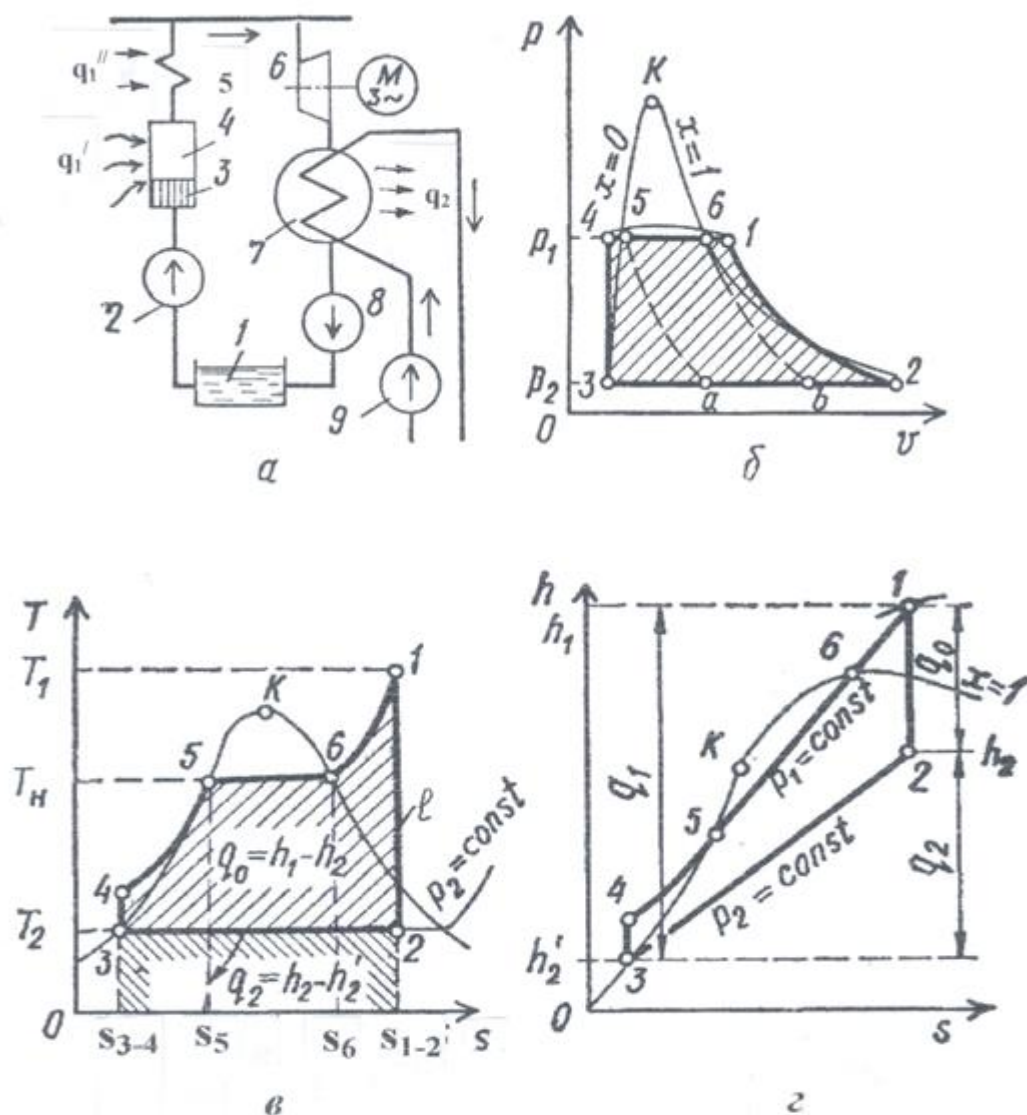


Рисунок 6.2 – Принципова схема ПСУ (а) та цикл У.Дк.Ренкіна в  $p-v$ ,  $T-s$ ,  $h-s$  координатах (б,в,г)

В такому стані пара поступає у пароперегрівник 5, де перегрівається до необхідної температури  $t_1$ , маючи тиск  $p_1$ , який був створений живильним насосом.

Перегріта пара з параметрами  $p_1$ ,  $t_1$  надходить у парову турбіну 6, де відбувається перетворення енергії хаотичного руху молекул пари в кінетичну енергію потоку, який адіабатно розширюючись, виконує механічну роботу обертання валу турбіни. На валу турбіни знаходиться електрогенератор (М). З парової турбіни відпрацьована волога насичена пара з тиском  $p_2 < 0,1 \text{ МПа}$  надходить в конденсатор 7, який представляє собою трубний теплообмінник. В конденсаторі 7 волога насичена пара перетворюється у воду, завдяки циркуляції по трубах холодної води, що підводиться насосом 9.

Утворений конденсат за допомогою насоса 8 подається в посудину 1. Круговий цикл повторюється. На  $p-v$  – діаграмі (рис. 6.2,б) зображено найпростіший цикл ПСУ – цикл Ренкіна. Тому на  $p-v$ -діаграмі процес у насосі 3-4 відображено лінією, близької до ізохори;

1-2-3-4-5-6-1 –цикл Ренкіна;

1-2 – адіабатний процес розширення пари в паровій турбіні 6 – процес, в якому виконується робота;

2-3 (2') – ізобарний процес конденсації пари у конденсаторі 7;

3-4 – адіабатне підвищення тиску у насосі 2, яке відбувається майже без зміни об'єму (вода – практично незстислива рідина).

4-5 – процес нагрівання води до температури кипіння (насичення) у економайзері 3;

5-6 – ізобарно-ізотермний процес пароутворення при  $p_1 = \text{const}$ ,  $t_n = \text{const}$  у паровому котлі 4;

6-1 – процес перегріву пари у пароперегрівнику 5.

На  $T-s$  – діаграмі (рис.6.2,в) площа  $S_{3-4-3-4-5-6-1-2-S_{1-2}-S_{3-4}}$  відповідає кількості теплоти  $q_1$ , яка затрачена в паровому котлі  $q_1'$  та пароперегрівачі  $q_1''$ ; площа  $S_{3-4-3-4-5-S_5-S_{3-4}}$  – теплоти, яка затрачена на нагрівання води; площа

$S_5-5-6-S_6-S_5$  – теплоти, яка затрачена на процес пароутворення;  
площа

$S_6-6-1-2-S_1-2-S_6$  – теплоти, яка затрачена на перегрів пари; площа

$S_3-4-3-2-S_1-2-S_3-4$  – теплоти  $q_2$ , яка віддана паром в конденсаторі.

На  $h_s$  –діаграмі (Рис.6.2,г) показано, що розглянутий цикл складається з двох ізобарних ( $1^{\text{й}} - 2-3$ ;  $2^{\text{й}} - 4-5-6-1$ ) та двох адіабатних ( $1^{\text{й}} - 3-4$ ;  $2^{\text{й}} - 1-2$ ) процесів. Для ізобарних процесів підведення та відведення теплоти відбувається при  $p_1=\text{const}$  і  $p_2=\text{const}$ , тому кількість теплоти згідно першого закону термодинаміки визначається як різниця ентальпій в кінцевому і початковому станах:

$$q_1 = h_1 - h_4; \quad q_2 = h_2 - h_2' = h_2 - h_3$$

При цьому  $q_1$  складається з кількості теплоти, яка витрачається на нагрівання води  $q_{4,5}$ , на пароутворення  $q_{5,6}$  та на перегрів пари  $q_{6,1}$  (Рис. 6.2,г) і записується таким чином:

$$q_1 = q_{4,5} + q_{5,6} + q_{6,1}$$

де  $q_{4,5} = h_5 - h_4$ ;

$$q_{5,6} = h_6 - h_5;$$

$$q_{6,1} = h_1 - h_6$$

Для адіабатних процесів згідно першого закону термодинаміки технічна робота дорівнює різниці ентальпій в початковому і кінцевому станах:

$$L_{\text{тех}} = h_{\text{п}} - h_{\text{к}}$$

Тоді робота, яку здійснює 1 кг пари в турбіні за 1 цикл дорівнює:

$$q_0 = l_{\text{турб}} = h_1 - h_2,$$

а робота підвищення тиску в насосі буде:

$$l_{\text{нас}} = h_3 - h_4$$

Роботою  $l_{\text{нас}}$  при аналізі циклів ПСУ нехтують, тому що вона суттєво менша від роботи турбіни. Термічний коефіцієнт корисної дії ПСУ буде дорівнювати:

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 = [(h_1 - h_3) - (h_2 - h_3)] / (h_1 - h_3) = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_3)$$

Необхідні для розрахунку  $\eta_t$  значення ентальпій можна знайти на діаграмі  $h_s$  водяної пари.

Стан водяної пари в точках 1, 2 і 3 (2') визначається за значеннями ентальпій в цих точках. Значення ентальпії конденсата в точці 3 ( $h_2'$ ) (Рис1,г) визначають за формулою:

$$h_3 (h_2') = C_p t_3,$$

де  $C_p$  - теплоємність води, яка дорівнює  $C_p = 4,19$  кДж/кгК;

$t_3$  - визначають по таблицям термодинамічних властивостей води за відомими значеннями тиску.

## 6.2 Методи підвищення ККД циклу Ренкіна

Аналіз формули для термічного ККД циклу Ренкіна  $\eta_t^p = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2'}$

показує, що  $\eta_t^p$  зростає при збільшенні початкових параметрів пари і при падінні тиску відпрацьованої пари. Вплив початкових і кінцевих параметрів на величину  $\eta_t^p$  легше пояснити за допомогою діаграми  $h$ - $s$ .

### 6.3 Вплив на термічний ККД циклу початкового тиску пари

Припустимо, маємо два стани пари. Перший стан характеризується значеннями параметрів  $p_1$  та  $t_1$ , другий  $p_1'$  та  $t_1'$ . Причому  $p_1 > p_1'$  (рис. 6.3 ).

Пара розширюється по адіабатам 1-2 та 1'-2' до одного і того ж самого кінцевого тиску  $p_2$ . Для двох випадків маємо адіабатні теплоперепади:

$$h_0 = h_1 - h_2 \qquad h_0' = h_1' - h_2'.$$

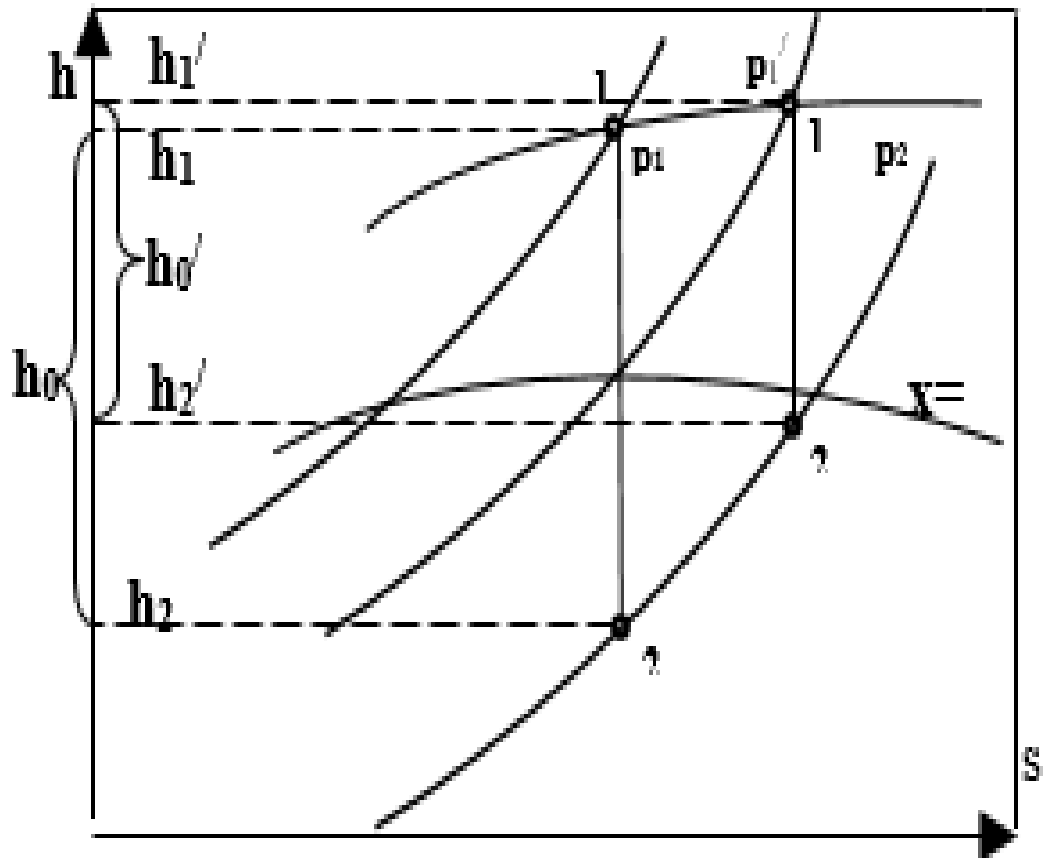


Рисунок 6.3 – Підвищення ККД циклу Ренкіна за рахунок збільшення початкового тиску пари

При цьому, як видно з рис. 6.3  $p_1 > p_1', h_0 > h_0'$ . Так як  $\eta_i^p = \frac{h_0}{h_1 - h_2'}$ , а

$h_1' > h_1$ , то  $(\eta_i^p)_{p_1} > (\eta_i^p)_{p_1'}$ . Таким чином, зі збільшенням початкового тиску пари  $p_1$  адіабатний теплоперепад зростає, при цьому зі зростанням  $p_1$  темп зростання теплоперепад зменшується (в зв'язку з великою кривізною ізотерми). Однак, в підсумку термічний ККД циклу Ренкіна зростає.

Використання пари високого тиску виключно сприятливо впливає на паросилову установку і її роботу.

Як показало дослідження, при використанні пари високого тиску зростає економічність циклу та зменшується питомий об'єм пари, що сприятливо позначається на габаритах установок і діаметрах паропроводів.

Так, якщо в 1920 р. в паросилових установках використовувалась пара з  $p_1 = 2$  МПа і  $t_1 = 300^\circ\text{C}$ , в 1930-1940 р.  $p_1 = 3,0 \dots 6,0$  МПа,  $t_1 = 450 \dots 500^\circ\text{C}$ , то в теперішній час  $p_1 = 25$  МПа,  $t_1 = 570^\circ\text{C}$ .

Недоліком підвищення ККД циклу Ренкіна за рахунок збільшення початкового тиску при збереженні сталих значень початкової температури та кінцевого тиску є ріст вологості пари в кінці адіабатного розширення (рис.6.3). Це явище негативно впливає на стан лопаток останніх ступеней ротора турбіни. Уникнути цього недоліку при одночасному збільшенні ККД можливо за рахунок підвищення початкової температури пари.

#### 6.4 Вплив на термічний ККД циклу початкової температури пари

Вплив початкової температури  $t_1$  на  $\eta_i^p$  при незмінних значеннях  $p_1$  та  $p_2$  видно з рис.3. Зі збільшенням температури перегріву пари її ентальпія  $h_1$  збільшується. Адіабатний теплоперепад  $h_0$  також з ростом  $t_1$  зростає. Таким чином, в формулі для  $\eta_i^p$  одночасно збільшується і чисельник і знаменник.



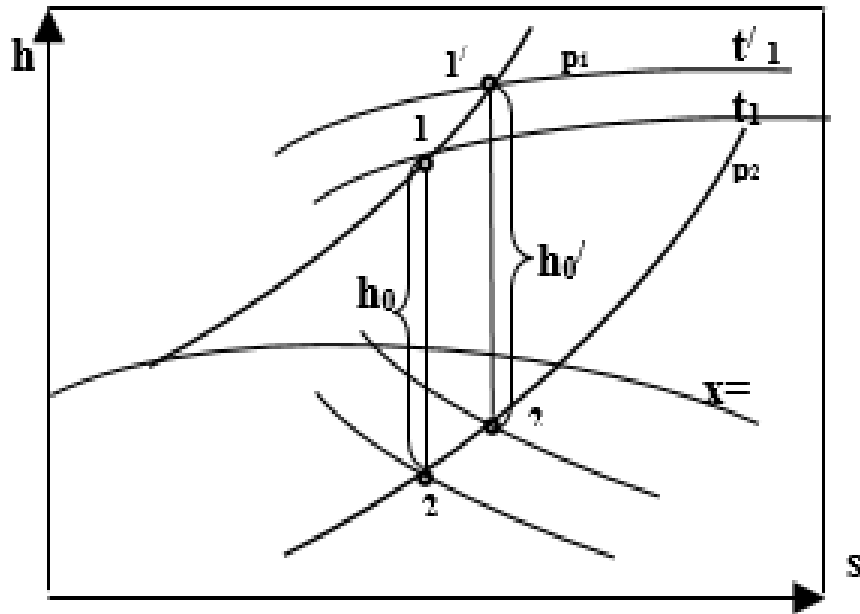


Рисунок 6.4 – Підвищення ККД циклу Ренкіна за рахунок збільшення початкової температури пари

Як показують підрахунки, в підсумку ККД  $\eta_i^p$  при збільшенні початкової температури пари зростає. Останнім часом починають використовувати паросилові установки з температурою перегріву від 900...950 К. Подальше її підвищення обмежується жароміцністю металів.

#### 6.5 Вплив кінцевого тиску на термічний ККД циклу

Істотного підвищення ККД циклу можна досягнути шляхом зниження кінцевого тиску пари при адіабатному її розширенні.

Вплив тиску  $p_2$  на ККД  $\eta_i^p$  при незмінних значеннях  $p_1$  і  $t_1$  можна визначити, виходячи з рис.6.5. Зі зменшенням  $p_2$  (збільшення вакуума в конденсаторі) одночасно зменшується  $h_2'$ , а отже, кількість підведеної теплоти  $q_1 = h_1 - h_2'$  збільшується. Поряд з цим помірно зростає адіабатний теплоперепад

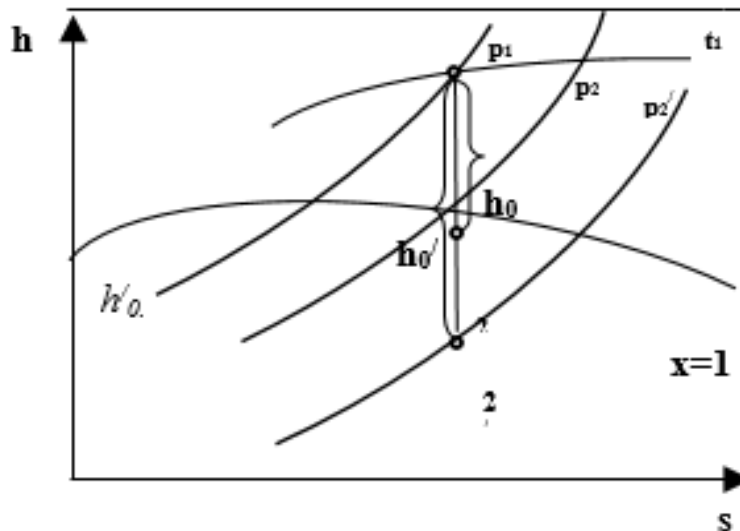


Рисунок 6.5 – Підвищення ККД циклу Ренкіна за рахунок зменшення кінцевого тиску пари

В зв'язку з тим, що в діаграмі  $h$ - $s$ , як зазначалось, ізобари віялоподібно розходяться, величина  $h_0$  зростає більше, ніж  $q_1$ , а в підсумку ККД  $\eta_i^p$  збільшується, але при цьому збільшується вологість пари, що є небажаним.

## 6.6 Визначення основних характеристик ПСУ

З рівняння енергетичного балансу для оборотних процесів визначають кількість пари, необхідної для вироблення необхідної кількості електроенергії:

$$D \cdot l = N_e,$$

де  $D$  – витрата пари, кг/с,

$l$  – питома робота, кДж/кг,

$N_e$  – потужність електричного генератора, кВт.

Необоротність реальних процесів враховується введенням ККД:

$\eta_{oh}$  – внутрішній відносний ККД турбіни;

$\eta_m$  – механічний ККД;

$\eta_r$  – ККД електрогенератора.

Тоді

$$D l \eta_{oh} \eta_m \eta_r = N_e,$$

$$\text{і} \quad D = \frac{N_e}{l \eta_{oh} \eta_m \eta_r} = \frac{N_e}{(h_1 - h_2) \eta_{oh} \eta_m \eta_r}$$

Витрата пари, необхідної для вироблення 1 кВт електроенергії:

$$d = \frac{D}{N_e} = \frac{1}{(h_1 - h_2) \eta_{oh} \eta_m \eta_r}.$$

Отже, відзначимо, що наявність необоротності в турбіні призводить до зміни стану пари після турбіни. У теоретичному ( $\eta_{oh}=1$ ) і дійсному ( $\eta_{oh}<1$ ) випадках тиск пари після турбіни визначається тиском у конденсаторі і буде однаковим. Ентропія пари в кінцевому стані збільшується, що є наслідком другого закону термодинаміки для необоротних процесів. Із цього випливає, що і ентальпія в кінцевому стані також збільшується. Дійсна зміна ентальпії в турбіні:

$$h_1 - h_2^d = (h_1 - h_2') \eta_{oh} \text{ або } l_d = l \eta_{oh}.$$

Тоді відносний внутрішній ККД турбіни дорівнює  $\eta_{oh} = l_d / l$ . Абсолютний внутрішній ККД турбіни дорівнює відношенню корисної теплоти у дійсному процесі до використаної теплоти:

$$\eta_h = \frac{(h_1 - h_2^d)}{(h_1 - h_2')}, \text{ або } \eta_h = \eta_t \cdot \eta_{oh}.$$

З рівняння теплового балансу в котельному агрегаті визначають витрати палива:

$$B Q_H^p \eta_{k.a.} = D q_1,$$

де  $B$  – витрати палива, кг/с,

$Q_n^p$  – теплота згорання 1 кг налива, кДж / кг,

$\eta_{к.а.}$  – ККД котлоагрегату,

$$B = \frac{Dq_1}{Q_n^p \eta_{к.а.}} = \frac{N_e q_1}{q_n^p l \eta_{oh} \eta_m \eta_{к.а.}} = \frac{N_e}{Q_n^p} \cdot \frac{1}{\eta_t \eta_h \eta_m \eta_r \eta_{к.а.}}$$

Тоді витрата палива на вироблення 1 кВт електроенергії:

$$b = \frac{B}{N_e} = \frac{1}{Q_n^p} \cdot \frac{1}{\eta_t \eta_h \eta_m \eta_r \eta_{к.а.}}$$

В розрахунках паротурбінних установок використовують умовне паливо, для якого  $Q_n^p = 30000$  кДж / кг.

## 6.7 Контрольні питання

1. Пояснити принцип роботи ПСУ.
2. Пояснити основні процеси ПСУ.
3. З яких процесів складається цикл Ренкіна?
4. Записати формули для визначення кількості теплоти, яка іде на нагрівання води до температури кипіння, на пароутворення та на перегрів пари.
5. Записати формулу роботи, яку здійснює пара в турбіні за один цикл.
6. Пояснити процеси адіабатного розширення пари в турбіні та адіабатного підвищення тиску в насосі.
7. Записати формулу для визначення витрат палива в котлоагрегаті.
8. Пояснити процеси ізобарно-ізотермного пароутворення.
9. За якою формулою визначається зміна внутрішньої енергії пари в турбіні?
10. Як визначити температуру та тиск сухої насиченої пари в турбіні?
11. Як визначається потужність паросилової установки?

12. Як визначається коефіцієнт корисної дії ПСУ?
13. Які основні принципи підвищення ККД ПСУ?

ЛІТЕРАТУРА: [5;10;27]

## ТЕМА 7. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛІВ ТЕПЛОВИХ МАШИН

Як відомо, *теплові машини* – це механізми для взаємного перетворення тепла та роботи - знайшли широке застосування в техніці. До найбільш розповсюджених теплових машин можна віднести двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) та компресори.

Вміння розраховувати параметри стану робочого тіла та температуру конструктивних елементів таких машин необхідні для дослідження причин пожеж, наприклад, для з'ясування можливості самоспалахування горючої речовини біля високотемпературних поверхонь ДВЗ.

Розрахункові співвідношення для колових процесів (циклів) теплових машин виводяться на підставі першого закону термодинаміки та основних газових законів. Перейдемо до їх вивчення у конкретних випадках.

### 7.1 Компресія або стиск газів

**Компресія** газів - це процес їх стиску. Цей процес знаходить широке застосування в техніці та технології різноманітних виробництв, і через це обумовлює ряд задач пожежної безпеки. Так, визначення поведінки основних параметрів газу при стиску необхідно, наприклад, у тих випадках, коли, внаслідок стиску, можливе значне підвищення температури газу, яке веде до перегріву обмежуючих газ конструкцій, що може призвести до самоспалахування пилових і олійних відкладень на поверхнях цих конструкцій.

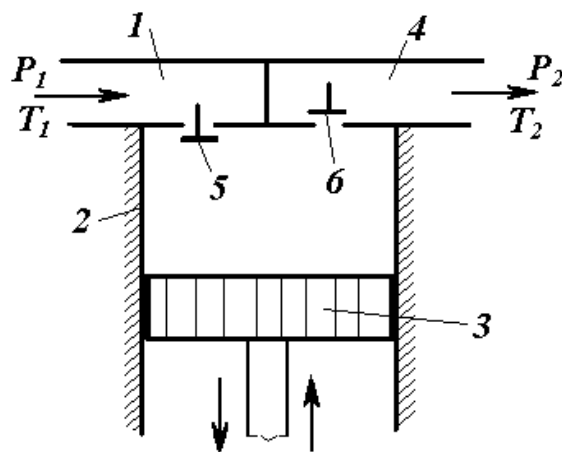
Стиск газів відбувається у компресорі. За принципом дії компресори поділяються на об'ємні та лопаткові. До об'ємних відносяться поршневі та

ротаційні компресори. У другу групу (лопаткових) входять відцентрові та осьові (аксіальні) компресори.

Принцип дії **об'ємних компресорів** полягає в тому, що стиск газу здійснюється за рахунок зменшення об'єму простору між обмежуючими газ стінками. Так, у **поршковому компресорі** (див.рис. 7.1) газ за входним патрубком 1 надходить до циліндру 2, потім стискається поршнем 3 і виштовхується у нагнітальний трубопровід 4. У **ротаційному компресорі** роль поршня виконує ротор із пластинами.

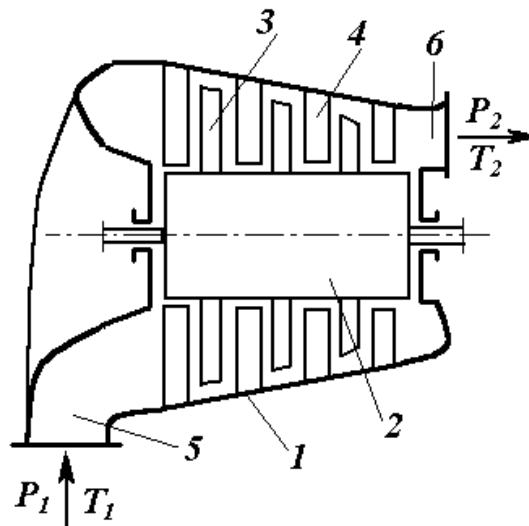
Якісно інший принцип дії реалізується в **лопаткових компресорах**. В цих машинах газу спочатку надається додатковий запас кінетичної енергії, а потім високошвидкісний потік спрямовується у дифузор. В дифузорі швидкість газу зменшується, а тиск зростає.

На рисунку 6.2 показано схему **осьового компресора**. У середині корпусу 1 розташовано ротор 2. На роторі закріплено робочі лопатки 3. Після кожного ряду робочих лопаток встановлено нерухомі лопатки 4, які утворюють канали, що розширюються. Газ прискорюється робочими лопатками. У каналах із нерухомих лопаток його швидкість зменшується, а тиск зростає. Кожен ряд робочих лопаток з наступним рядом нерухомих лопаток утворює один ступінь підвищення тиску.



1 – входний патрубок; 2 – циліндр; 3 – поршень; 4 – вихідний патрубок; 5, 6 – клапани.

Рисунок 7.1 – Схема одноступеневого поршневого компресора



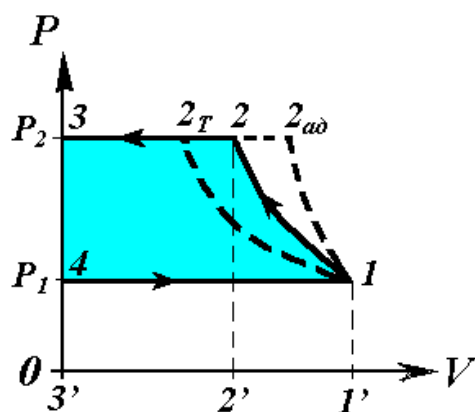
1 – корпус; 2 – ротор; 3 – робочі лопатки; 4 – нерухомі лопатки;  
5 – вхідний патрубок; 6 – вихідний патрубок.

Рисунок 7.2 – Схема осьового компресора

#### 7.1.1 Стиск в одноступеневому компресорі

Незважаючи на істотну конструктивну різницю, суть термодинамічних процесів, що відбуваються в компресорах, однакова. Розглянемо ці процеси на прикладі поршневого компресора (рис. 7.1).

$P$ - $V$ -діаграма процесу виглядає таким чином (див. рис. 7.3): при відкритому клапані 5 (закритому клапані 6) та ході поршня вниз здійснюється процес  $0-1$  – ізобарного ( $P = P_1$ ) наповнення циліндра газом. У точці 1 - крайньому нижньому положенні – клапан 5 зачиняється та при ході поршня догори, завдяки зовнішній енергії, відбувається процес стиску  $1-2$ . В точці 2, коли тиск над поршнем дорівнює тискові в газозбірнику ( $P = P_2$ ), автоматично відчиняється нагнітальний клапан 6 й в ході руху поршня догори відбувається процес  $2-3$  - наповнення газозбірника стиснутим газом. У крайньому верхньому положенні нагнітальний клапан 6 зачиняється та відчиняється клапан 5, що з'єднує циліндр з зовнішнім середовищем. У зв'язку з цим тиск в циліндрі знов падає від  $P_2$  до  $P_1$  і процес повторюється.



$1-2$  – політропа;  $1-2_{ad}$  – адіабата;  $1-2_T$  – ізотерма.

Рисунок 7.3 – Графік процесу стиску газу в одноступеневому поршневному компресорі

Процес стиску може бути:

політропний  $1-2$  (показник політропи  $1 < n < k$ , де  $k$  – показник адіабати);

адіабатний  $1-2_{ad}$  (показник політропи  $n = k$ );

ізотермічний  $1-2_T$  (показник політропи  $n = 1$ ).

Враховуючи те, що площа в середині колового процесу на  $P$ - $V$ -діаграмі відповідає роботі циклу, визначимо, при якому процесі означена робота за абсолютною величиною за інших рівних умов буде мінімальною. З  $P$ - $V$ -діаграми видно, що за таких умов найбільш вигідним є ізотермічний процес  $1-2_T$ .

Для здійснення  $1-2_T$  необхідно забезпечити інтенсивний відвід тепла від газу в процесі стиску. Розрахунки показують, що робити це економічно недоцільно, у зв'язку з чим реальний стиск здійснюється за політропою з показником  $1 < n < k$ .

Отримаємо вираз для роботи одноступеневого поршневого компресора. Її величину можна розраховувати як площу, що укладено в середині колового процесу  $41234$  на  $P$ - $V$ -діаграмі (закрашено на рис.6.3). Тобто

$$L_{\text{ц}} = \text{пл.}(3'2'233') + \text{пл.}(2'1'122') - \text{пл.}(43'1'14),$$



що з урахуванням прийнятих раніше знаків для роботи і формули (3.49) дає

$$L_u = -P_2V_2 + \frac{1}{n-1}(P_1V_1 - P_2V_2) + P_1V_1 = \frac{n}{n-1}(P_1V_1 - P_2V_2). \quad (7.1)$$

З (7.1) видно, що робота, яка витрачається на стиск у компресорі, в  $n$  раз більша, ніж робота у політропному процесі 1-2.

Використовуючи співвідношення (7.1) і зв'язок між тиском і об'ємом у політропному процесі:

$$\frac{V_2}{V_1} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{n}},$$

отримаємо формулу залежності роботи від ступеня підвищення тиску:

$$L_u = -\frac{n}{n-1} \cdot P_1V_1 \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (7.2)$$

Окремо можна розглянути випадок ізотермічного стиску в компресорі. В цьому разі рівняння (6.1) , із урахуванням співвідношень  $P_2V_2 = P_1V_1$  та  $n=1$ , приймає вигляд:

$$L_{izom} = P_1 \cdot V_1 \ln \left( \frac{V_2}{V_1} \right) = P_1 \cdot V_1 \ln \left( \frac{P_1}{P_2} \right), \quad (7.3)$$

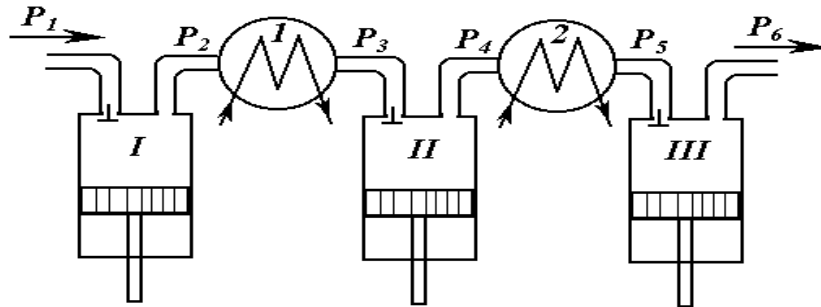
що дає вираз мінімальної (за абсолютною величиною) роботи.

### 7.1.2 Багатоступеневий компресор

Згідно з співвідношенням у політропному процесі існує зв'язок:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

тобто підвищення тиску газу призводить до підвищення його температури, що за високого стиску (від одиниць до 100 – 300 бар) приводить до неприпустимих рівнів температур, з точки зору як надійності роботи компресора, так і безпечності умов його експлуатації. У зв'язку з цим виявилось доцільним використання багатоступеневих компресорів (дивись рис. 7.4), які реалізують схему багатоступеневого стиску з проміжним охолодженням газу між ступенями стиску.



*I, II, III* – ступені компресора; *1, 2* – проміжні теплообмінники.

Рисунок 7.4 - Схема трьохступеневого поршневого компресора

Розглянемо графічне зображення процесу багатоступеневого стиску у *P-V*-координатах (дивись рисунок 7.5).

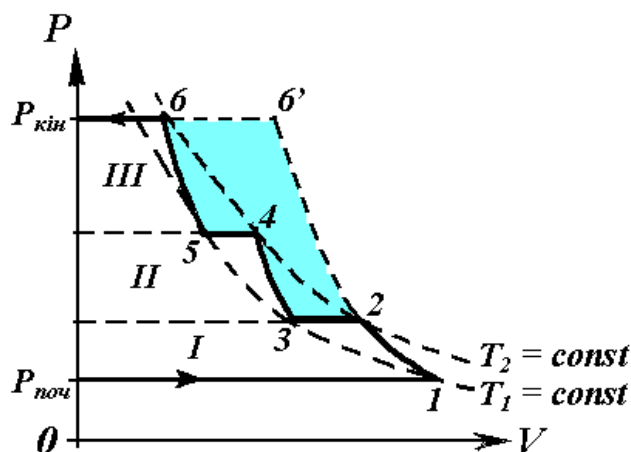


Рисунок 7.5 -  $P$ - $V$ -діаграма процесу стиску газу у трьохступеневому компресорі

Представлено процес стиску  $I$ ,  $II$ ,  $III$  ступенів. Найбільш економічно компресор працює, якщо точки  $2$ ,  $4$ ,  $6$ , а також  $1$ ,  $3$ ,  $5$  лежать на відповідних ізотермах.

Прослідкуємо на діаграмі цикл роботи багатоступеневого компресора. У першому ступені після звичайного всмоктування та політропного стиску  $1-2$  газ спрямовується до проміжного теплообміннику, де або за рахунок продувки повітря, або за рахунок циркуляції води відбувається ізобарне охолодження  $2-3$ . Охолоджене повітря надходить у другий ступінь, де стискається за політропою  $3-4$ , далі воно охолоджується за ізобарою  $4-5$ . У третьому ступені відбувається аналогічний процес.

З  $P$ - $V$ -діаграми видно, що якщо умовно збільшити число ступенів  $N$ , то спільний процес стиску  $1, 2, 3, \dots, N$  наближається до ізотермічного процесу  $1, 3, 5$ , що є найкращим варіантом. Проте, технічно велика кількість ступенів не може бути здійснена (як правило, їх не більше, ніж 6). Це обмеження пов'язано з тим, що за більшого числа  $N$  термодинамічний вигравш від збільшення числа ступенів зводиться нанівець збільшенням суми втрат на тертя поршневої групи.

Якщо розглянути роботу циклу в одноступеневому компресорі  $1-2-6'$  (дивись рис. 7.5), то стає очевидним, що багатоступеневий стиск призводить

до помітного зниження роботи, що витрачається (ця знижка еквівалентна величині заштрихованої площі).

Розрахуємо необхідну роботу у багатоступеневому компресорі.

З політроп 1-2, 3-4, 5-6 витікає, що

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad \frac{P_4}{P_3} = \left( \frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}}, \quad \frac{P_6}{P_5} = \left( \frac{T_6}{T_5} \right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (7.4)$$

У найбільш вигідному режимі, який ми розглядаємо,  $T_1=T_3=T_5$ , а  $T_2=T_4=T_6$ . Це, згідно з формулою (7.4), означає, що виконується співвідношення:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \frac{P_6}{P_5} = \delta,$$

де  $\delta$  - ступінь підвищення тиску в одному ступені компресора.

Таким чином, ступені підвищення тиску в кожній з ступенів компресора однакові.

Згідно з формулою (6.2), абсолютна величина роботи стиску у кожному з ступенів дорівнює:

$$L_i = \frac{n}{n-1} P_i V_i \cdot \left[ \delta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

де індекс  $i = 1, 2, 3$  вказує на ступінь. Далі врахуємо, що, внаслідок ізотермічності станів 1, 3, 5, існує зв'язок:

$$P_1 \cdot V_1 = P_3 \cdot V_3 = P_5 \cdot V_5,$$

і тому вираз роботи одного ступеня приймає однаковий вид:

$$L_1 = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \cdot \left[ \delta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

В результаті отримуємо, що у випадку оптимального  $N$ -ступеневого компресора необхідна робота одного його циклу дорівнює:

$$L = N \cdot L_1 = N \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \cdot \left[ \delta^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Встановимо зв'язок між числом ступенів -  $N$ , ступенем підвищення тиску в одному ступені -  $\delta$ , а також початковим  $P_{поч}$  та кінцевим  $P_{кін}$  тисками газу в компресорі.

Після кожного ступеня тиск збільшується у  $\delta$  разів. Дійсно,  $P_2 = \delta \cdot P_1$  і  $P_3 = P_2$ , тому після першого ступеня (на вході до другого)  $P_3 = \delta \cdot P_1$ . Аналогічно, після другого ступеня  $P_4 = \delta \cdot P_3$ . Об'єднавши два останні рівняння, отримаємо співвідношення тисків після двох ступенів -  $P_4 = \delta^2 \cdot P_1$ , а далі після трьох -  $P_6 = \delta^3 \cdot P_1$ . Таким чином, можна, рухаючись покроково, отримати результуюче співвідношення -

$$P_{кін} = \delta^N \cdot P_{поч}, \quad (7.5)$$

де  $P_{кін}$  - кінцевий тиск у компресорі з  $N$  ступенів,

$P_{поч} = P_1$  - початковий тиск.

Обернувши формулу (6.5), знайдемо розрахункову формулу для ступеня підвищення тиску:

$$\delta = N \sqrt{\frac{P_{кін}}{P_{поч}}} . \quad (7.6)$$

Рівняння (7.6) можна використати в двох варіантах розрахунку компресора:

1. *Конструктивний розрахунок*, коли з технічного завдання відомі  $P_{поч}$  та  $P_{кін}$ , а на підставі досліджень чи досвіду експлуатації відома допустима температура у кожному ступені. Тоді, спираючись на зв'язок  $\delta = (T_2/T_1)^{n/(n-1)}$ , можна знайти (за заданого  $T_2$ ) необхідну кількість ступенів  $N$ .

2. *Перевірочний розрахунок*. Його роблять, коли існує необхідність перевірки можливості використання компресора відомих конструктивних параметрів у інших умовах, наприклад, при обмеженнях за температурою. У цьому разі  $N$ ,  $P_{поч}$  та  $P_{кін}$  - задані. При перевірці спочатку за формулою (7.6) знаходять  $\delta$ , а потім за формулою

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = T_1 \cdot \delta^{\frac{n-1}{n}}$$

перевіряють, яка буде температура при знайденому значенні  $\delta$ . Якщо  $T_2$  не перевищує допустимих значень, компресор можна використати у нових умовах.

## 7.2 Цикли двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ)

Відомо, що температурний ККД теплового циклу  $\eta_t$  тим вище, чим вище температура робочого тіла в процесі виконання роботи, тому доцільно для досягнення максимального ККД вести процес горіння палива безпосередньо в середині самого двигуна, з тим, щоб робочим тілом були високотемпературні продукти згоряння.

Дослідження циклу Карно (ідеального циклу теплової машини) також підтверджують, що для отримання максимальної ефективності необхідно, щоб процес розширення робочого тіла проходив за максимальних тисків і стисків.

Двигунами внутрішнього згоряння називають теплові двигуни, в яких процеси згоряння палива відбуваються безпосередньо всередині робочого циліндра двигуна, а робочим тілом є газоподібні продукти згоряння палива. Робота двигуна з вихлопом в довкілля умовно описується ізохорним відведенням тепла, а залежно від способу підведення тепла виділяють три групи зразкових циклів ДВЗ:

- 1) цикл з підведенням тепла при сталому об'ємі  $v = \text{const}$  (цикл Отто);
- 2) цикл з підведенням тепла при сталому тиску  $p = \text{const}$  (цикл Дизеля);
- 3) цикл з мішаним підведенням тепла (частково при  $v = \text{const}$  і частково при  $p = \text{const}$ ) – цикл Сабате.

#### 7.2.1 Цикл двигуна з підводом тепла за постійного об'єму (цикл Отто)

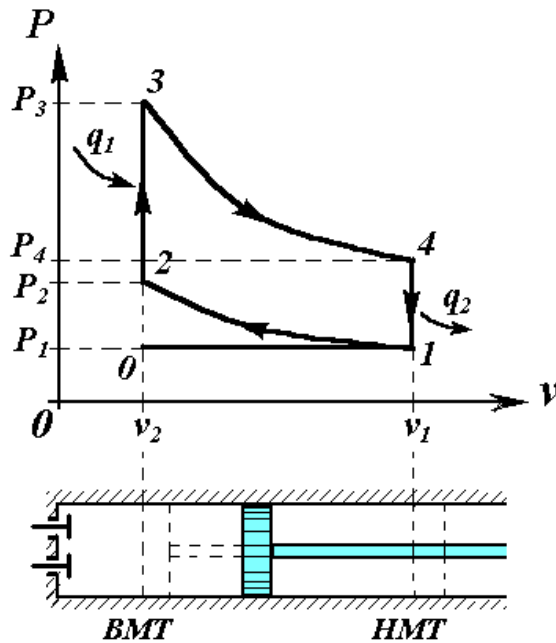
Відомим прикладом циклу ДВЗ з підводом тепла за постійного об'єму ( $v = \text{const}$ ) є цикл карбюраторного двигуна звичайного автомобіля. Розглянемо такий цикл на індикаторній діаграмі (див. рис. 7.6). Площа в середині циклу дасть індикаторну роботу, тобто роботу газу за один цикл.

В циклі виділяють чотири такти.

1. Розгляд починають із стану 0, який відповідає крайньому лівому положенню поршня (див. рис. 7.6). При ході поршня праворуч відкривається клапан, що всисає, та відбувається *перший такт* двигуна - всмоктування суміші повітря з дрібно розпилим паливом за лінією 0-1.

2. У крайньому правому положенні клапан закривається та при зворотному ході поршня йде *другий такт* - адіабатний стиск в процесі 1-2.

3. В точці 2 (крайньому лівому положенні поршня) відбувається вимушене займання суміші, яке призводить до миттєвого виділення тепла  $q_1$  і підводу його до робочого тіла в ізохорному процесі 2-3.



*ВМТ* – верхня мертва точка; *НМТ* – нижня мертва точка.

Рисунок 7.6 – Схема і цикл двигуна з підводом теплоти за постійного об'єму

4. За адіабатним процесом 3-4 йде *третій такт* роботи двигуна - розширення газу або робочого ходу поршня. У цьому такті теплова енергія перетворюється в механічну.

5. У крайньому правому положенні (точці 4) відкривається вихлопний клапан і йде викид гарячих продуктів згоряння в атмосферу. При цьому разом з масами газу уносятся теплота  $q_2$ . Цей процес на діаграмі замінено на зниження тиску до тиску навколишнього середовища за ізохорою 4-1. Така заміна можлива, бо обидва процеси не супроводжуються роботою переміщення поршня, а кількість відданого тепла вважається однаковою.

6. Нарешті при ході поршня ліворуч за лінією 1-0 відбувається *четвертий такт* - виштовхування газів, що відпрацювали.

Далі цикл повторюється. В ході його аналізу, як правило, перший та четвертий такти (0-1 та 1-0) ігноруються, бо вони відповідають проходженню однакових термодинамічних станів у протилежному напрямку, і тому дають



загальний нульовий внесок в енергетичні характеристики. Таким чином, справа зводиться до розгляду циклу  $1-2-3-4-1$ .

Для розрахунку циклу треба знати параметри робочого тіла в точці  $1$  (перед початком стиску) та дві технічні характеристики циклу:

1) **ступінь стиску**, тобто відношення об'ємів на початку та в кінці стиску:

$$\varepsilon \equiv \frac{v_1}{v_2} ; \quad (7.7)$$

2) **ступінь підвищення тиску**:

$$\lambda \equiv \frac{P_3}{P_2} . \quad (7.8)$$

Визначимо коефіцієнт корисної дії даного циклу.

Як було показано при загальному розгляді циклів (дивись тему 2) ККД циклу визначається як

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} ,$$

де  $q_1$  та  $q_2$  - тепло, що підводиться та відводиться, відповідно, до або від робочого тіла в ході циклу. В даному випадку підвід та відвід тепла відбувається в ізохорних процесах  $2-3$  та  $4-1$ . Через це

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2) , \quad q_2 = c_v(T_4 - T_1) ,$$

де  $c_v$  - питома середня ізохорна теплоємність газів. Таким чином,

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$

Виразимо  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  через  $T_1$ , використовуючи співвідношення параметрів у окремих процесах циклу.

Так, розглядаючи адіабатний процес 1-2, отримаємо

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1} \Rightarrow T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}.$$

Ізохорний процес 2-3 дає

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda \Rightarrow T_3 = T_2 \lambda = T_1 \lambda \varepsilon^{k-1}.$$

Адіабатний процес 3-4 дає

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1},$$

що (з урахуванням рівностей  $v_3=v_2$ ,  $v_4=v_1$  та визначення (7.7)) призводить до формули:

$$T_4 = T_3 \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \lambda \cdot \varepsilon^{k-1} \left( \frac{1}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \lambda.$$

Скориставшись останніми результатами, отримаємо, що ККД циклу Отто має вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \lambda - T_1}{T_1 \lambda \varepsilon^{k-1} - T_1 \varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (7.9)$$

Аналіз формули (7.9) показує, що:

1. ККД тим вище, чим вище ступінь стиску  $\varepsilon$  (7.7);
2. ККД не залежить від ступеня підвищення тиску  $\lambda$  (7.8).

Відмітимо, що в існуючих карбюраторних двигунах ступінь стиску  $\varepsilon$  складає величину  $4 \div 8$ . Він обмежений у зв'язку з тим, що за високого  $\varepsilon$  можливо передчасне самоспалахування палива та детонація (вибуховий характер горіння) ще на стадії стиску.

### 7.2.2 Цикл Дизеля

Якщо стискувати окислювач (повітря) і тільки після цього вводити до циліндра пальну суміш, то обмеження за ступенем стиску відпадають і можна отримати двигун з більш високим значенням  $\varepsilon$ , яке обмежене тільки з умов міцності конструктивних матеріалів. Такий двигун реалізує цикл Дизеля – цикл підводу тепла за постійного тиску.

Переваги такого циклу:

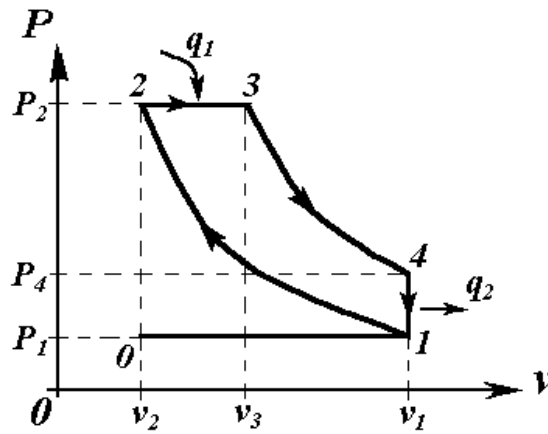
1. Не потрібні запальні прилади.
2. Можна використати дешеві сорти палива.

Розглянемо індикаторну діаграму такого циклу (дивись рисунок 7.7). Тут 1-2 – адіабатний стиск повітря; 2-3 - підвід тепла  $q_1$  при  $P = const$ , що супроводжує упорскування та горіння палива; 3-4 – адіабатне розширення продуктів горіння; 4-1 - відвід тепла  $q_2$ .

До основних характеристик такого циклу, крім ступеня стиску  $\varepsilon$  (7.7), відноситься ще **ступінь попереднього розширення  $\rho$**

$$\rho \equiv \frac{v_3}{v_2}.$$

(Аналогічний показник вводять і для інших циклів. Дивись пункти 7.2.3 та 7.3.)



1-2 – адіабатний стиск повітря;

2-3 - підвід тепла  $q_1$  при  $P = const$ , що супроводжує упорскування та горіння палива;

3-4 – адіабатне розширення продуктів горіння;

4-1 - відвід тепла  $q_2$ .

Рисунок 7.7 – Цикл двигуна з підводом теплоти за постійного тиску

У подальшому аналізі, скориставшись основними співвідношеннями для газових процесів, виразимо параметри в основних точках через початкові температуру  $T_1$  та питомий об'єм  $v_1$ .

Розглядаючи адіабатний процес 1-2, отримаємо

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon}, \quad T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (7.10)$$

Ізобарне розширення 2-3 дає

$$v_3 = \rho \cdot v_2 = v_1 \cdot \frac{\rho}{\varepsilon}, \quad T_3 = T_2 \cdot \frac{v_3}{v_2} = T_2 \cdot \rho = T_1 \cdot \rho \cdot \varepsilon^{k-1}. \quad (7.11)$$

Розгляд адіабатного розширення 3-4 дає

$$v_4 = v_1, \quad T_4 = T_3 \cdot \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \rho \cdot \left( \frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{k-1} = T_1 \cdot \rho^k, \quad (7.12)$$

Для визначення ККД циклу скористаємося виразами для тепла, що підведене в ізобарному процесі 2-3:

$$q_1 = c_p(T_3 - T_2),$$

та відведене в ізохорному процесі 4-1:

$$q_2 = c_v(T_4 - T_1).$$

Використавши ці співвідношення, отримаємо формулу:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v}{c_p} \cdot \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}.$$

Через те, що

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

є відомим коефіцієнтом адіабати, вираз ККД, із врахуванням співвідношень (7.10)-(7.12), спрощується до

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\rho - 1)} \quad (7.13)$$

З виразу (7.13) витікає, що ККД збільшується із збільшенням ступеня стиску і зменшенням ступеня попереднього розширення. Недоліком двигуна, робота якого базується на циклі Дизеля, є те, що для впорскування палива до циліндра необхідно мати компресор, на привід якого витрачається значна частина потужності двигуна.

### 7.2.3 Цикл Тринклера

Цей цикл характеризується змішаним підводом тепла  $q_1 = q'_1 + q''_1$ . Індикаторна діаграма має вид (див. рис. 7.8): 1-2 – адіабатний стиск; 2-3 – ізохорний підвід тепла  $q'_1$ ; 3-4 – ізобарний підвід тепла  $q''_1$ ; 4-5 – адіабатне розширення продуктів згоряння; 5-1 – ізохорний відвід тепла  $q_2$ .

У цьому циклі частина палива згоряє за  $v = const$ , а частина - за  $P = const$ . Основними конструктивними параметрами є ступінь стиску  $\varepsilon$  (7.7), ступінь підвищення тиску  $\lambda$  (7.8) та **ступінь попереднього розширення**  $\rho$ . В даному випадку остання дорівнює

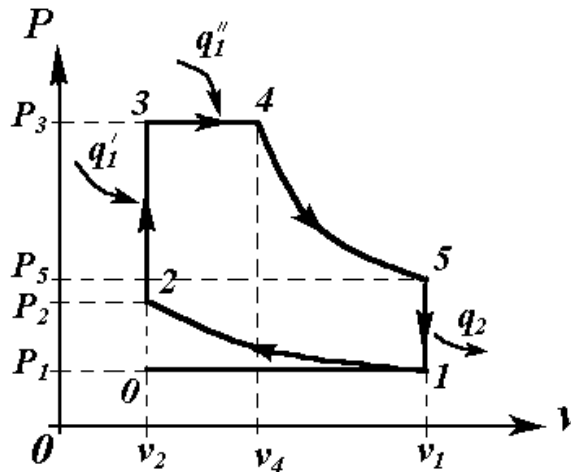
$$\rho \equiv \frac{v_4}{v_3}.$$

ККД циклу Тринклера визначається за формулою:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q'_1 + q''_1} = 1 - \frac{c_v \cdot (T_5 - T_1)}{c_v \cdot (T_3 - T_2) + c_p \cdot (T_4 - T_3)},$$

яка після розгляду, аналогічного попереднім, приймає форму

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)]} . \quad (7.14)$$



2 – адіабатний стиск;

2-3 – ізохорний підвід тепла  $q'_1$ ;

3-4 – ізобарний підвід тепла  $q''_1$ ;

4-5 – адіабатне розширення продуктів згоряння;

5-1 – ізохорний відвід тепла  $q_2$ .

Рисунок 7.8 – Цикл двигуна зі змішаним підводом теплоти

Цілком природно, що формула (7.14) за  $\rho = 1$  дає ККД циклу Отта (7.9), а за  $\lambda = 1$  – ККД циклу Дизеля (7.13).

Перевагою двигуна з даним циклом є відсутність компресора.

### 7.3 Характеристики реальних ДВЗ

Індикаторна потужність, кВт, багаточиліндрового двигуна внутрішнього згоряння

$$N_i = V_h \bar{P}_i \cdot n \cdot z / \tau,$$

де  $V_h = (\pi D^2 / 4) \cdot S$  - робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>;

$D$  – діаметр циліндра, м;  $S$  – хід поршня, м;

$\bar{P}_i = \eta_{ai} \cdot \bar{P}_t$  - середній індикаторний тиск в дійсному циклі, кПа;

$\eta_{ai}$  - відносний індикаторний (внутрішній) ККД;

$n$  – число обертів колінчастого вала, об/с;

$z$  – число циліндрів;

$\tau$  - тактність робочого процесу двигуна (для чотиритактного  $\tau=2$ , двотактного  $\tau=1$ ).

Ефективна потужність ДВЗ, кВт:

$$N_e = N_i \cdot \eta_i = V_h \cdot \bar{P}_e \cdot n \cdot z / \tau,$$

де  $\eta_m$  – механічний ККД двигуна;

$\bar{P}_e = \bar{P}_i \cdot \eta_m$  - середній ефективний тиск, кПа.

Коефіцієнти потужності ДВЗ:

індикаторний  $\eta_i = N_i / (\dot{m}_n \cdot Q_n^p) = \eta_t + \eta_{ei}$ ;

ефективний  $\eta_e = N_e / (\dot{m}_n \cdot Q_n^p) = \eta_t \cdot \eta_{ei} \cdot \eta_m$ ;

відносний внутрішній ККД  $\eta_{ei} = N_i / N_t = \eta_i / \eta_t$ ;

механічний ККД  $\eta = N_e / N_i = \eta_e / \eta_i$

Основні розміри ДВЗ:

діаметр циліндра двигуна, м:



$$D = \sqrt[3]{4N_e \tau / (\bar{P}_e \cdot n \cdot z \cdot \chi \cdot \pi)},$$

де  $\chi = S/D = 0,9 - 1,8$  – вибирається з умови, щоб середня швидкість пересування поршня  $\bar{W}_n = \omega \cdot S / \pi$  для стаціонарних двигунів становила 5-6 м/с і для транспортних 8-12 м/с; хід поршня  $S = \chi \cdot D$ , м;  $\omega = 2\pi n$  – кутова швидкість вала, рад/с.

Питомі витрати тепла ( $q_e$ ) і палива ( $\epsilon_e$ ) такі:

$$q_e = 3600 \cdot \dot{m}_n \cdot Q_n^p / N_e = 3600 / \eta_e \left[ \text{кДж} / \text{Дж} (\text{кВт} \cdot \text{год}) \right],$$

$$\epsilon_e = 3600 \dot{m}_n / N_e = 3600 / (Q_n^p \cdot \eta_e) \left[ \text{кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год}) \right].$$

#### 7.4 Контрольні питання

1. Основні принципи побудови ідеальних циклів теплових двигунів.
2. На які групи поділяються поршневі двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ)?
3. Цикл Отто, його основні характеристики, термічний ККД.
4. Цикл Дизеля, його основні характеристики, термічний ККД.
5. Цикл Трінклера, його основні характеристики, термічний ККД.

ЛІТЕРАТУРА: [8-15]

## ТЕМА 8. ЦИКЛИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

### 8.1 Ідеальні цикли ГТУ

Газотурбінною установкою називається теплосилова установка з газовою турбіною, що використовує як робоче тіло нагріті газы (наприклад, продукти згорання палива), і повітряним компресором.

Принципова схема найпростішої ГТУ зображена на рис. 8.1.

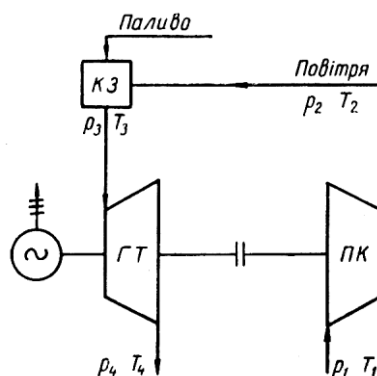


Рисунок 8.1 – Принципова схема найпростішої ГТУ

Паливо згоряє в камері згоряння 1, куди надходить повітря після стиснення в компресорі 2. Продукти згоряння подаються у сопла газової турбіни 3, де розширюються, набуваючи порівняно високої швидкості течії. Далі гази йдуть на робочі лопатки турбіни, де виконують механічну роботу обертання ротора турбіни. Робота турбіни частково використовується для приводу повітряного компресора, а частково – для приводу якого-небудь робочого механізму, наприклад, електричного генератора, потужність якого становить корисну потужність ГТУ.

Спалювання палива в камерах згоряння ГТУ практично здійснюється при сталому тиску або при незмінному об'ємі. Відповідно у зразкових циклах ГТУ розглядають підведення тепла до робочого тіла при  $p = \text{const}$  або при  $v = \text{const}$ .

Процеси стиснення і розширення робочого тіла вважаються адіабатними, а процес відведення тепла до зовнішнього середовища розглядають як ізобарний.

#### 8.1.1 Цикл ГТУ з ізобарним підведенням тепла

Зразковий цикл ГТУ з ізобарним підведенням тепла складається з таких процесів (див. рис. 8.2):

1-2 – адіабатне стиснення повітря в компресорі при ступені підвищення тиску  $\beta = P_2/P_1$ ;

- 2-3 – ізобарне підведення тепла при ступені зміни температури  $\tau = T_3/T_1$  ;  
 3-4 – адіабатне розширення в турбіні;  
 4-1 – ізобарне відведення тепла.

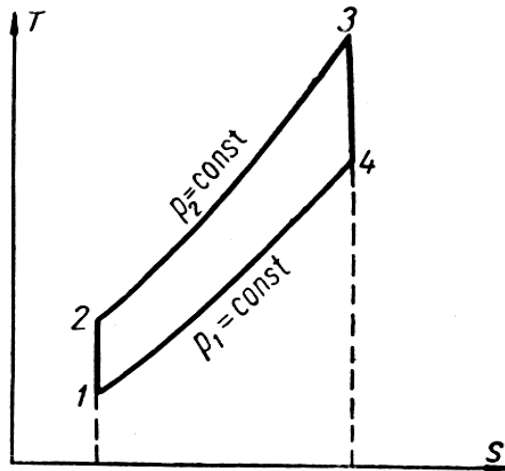


Рисунок 8.2 – Цикл ГТУ з ізобарним підведенням тепла

Для адіабатного стиснення 1.2 маємо

$$T_2 = T_1 \cdot \beta^{(k-1)/k} = T_1 \cdot \beta^m, \text{ де } m = (k-1)/k,$$

і далі для наступних процесів  $T_3 = T_1 \cdot \tau$ ,  $T_4 = T_3 / \beta^{(k-1)/k} = T_1 \tau / \beta^{(k-1)/k} = T_1 \cdot \tau \cdot \beta^m$ .

Кількість підведеного тепла в циклі

$$q_1 = i_3 - i_2 = c_p (T_3 - T_2) = c_p T_1 \cdot (\tau - \beta^m).$$

Кількість відведеного тепла

$$q_2 = i_4 - i_1 = c_p (T_4 - T_1) = c_p T_1 \cdot (\tau / \beta^m - 1) = c_p T_1 / \beta^m \cdot (\tau - \beta^m).$$

Термічний ККД циклу при цьому становить

$$\eta_t = l / q_1 = (q_1 - q_2) / q_1 = 1 - 1 / \beta^m.$$

Підвищення ефективності ГТУ пов'язане з використанням принципу регенерації тепла, який полягає у підведенні тепла спрацьованих газів турбіни до стиснутого повітря, яке надходить у камеру згоряння. Принципова схема ГТУ з регенерацією тепла та ідеальний цикл цієї установки зображені на рис. 8.3 і 8.4.

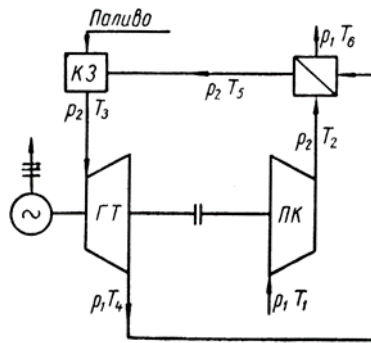


Рисунок 8.3 – Принципова схема ГТУ з регенерацією тепла

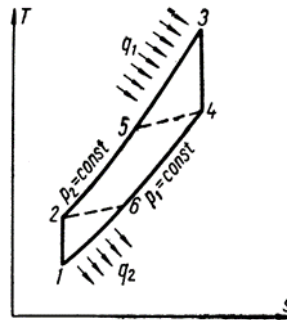


Рисунок 8.4 – Ідеальний цикл ГТУ

Термічний ККД регенеративного циклу

$$\eta_{td\dot{a}\dot{a}} = 1 - q_{2\dot{a}\dot{a}} / q_{1\dot{a}\dot{a}} = [(i_3 - i_4) - (i_2 - i_1)] / (i_3 - i_5) =$$

$$= (1 - 1/\beta^m) / [1 - \sigma(\tau/\beta^m - \beta^m) / (\tau - \beta^m)]$$

де  $\sigma = (T_5 - T_2) / (T_4 - T_2)$  - ступінь регенерації.

При граничній регенерації ( $T_5 = T_4$ ,  $\sigma = 1$ )

$$\eta_{през}^{гран} = 1 - \beta^m / \tau.$$

## Рівняння енергобалансу ідеальної ГТУ

$$N_t = \dot{m}_{p.T} (q_1 - q_2) = \dot{m}_{p.T} l_t = \dot{m}_n \cdot Q_n^p \cdot \eta_t,$$

де  $N_t$  - корисна потужність ідеальної ГТУ, кВт;

$\dot{m}_{p.T}$  - масова витрата робочого тіла, кг/с;

$q_1$  - питома кількість підведеного тепла, кДж/кг;

$q_2$  - питома кількість відведеного тепла, кДж/кг;

$l_t$  - питома корисна робота циклу,  $l_t = l_t^T - l_t^k$ , кДж/кг;

$\dot{m}_n$  - витрата палива, кг/с;

$Q_n^p$  - теплота згоряння палива, кДж/кг.

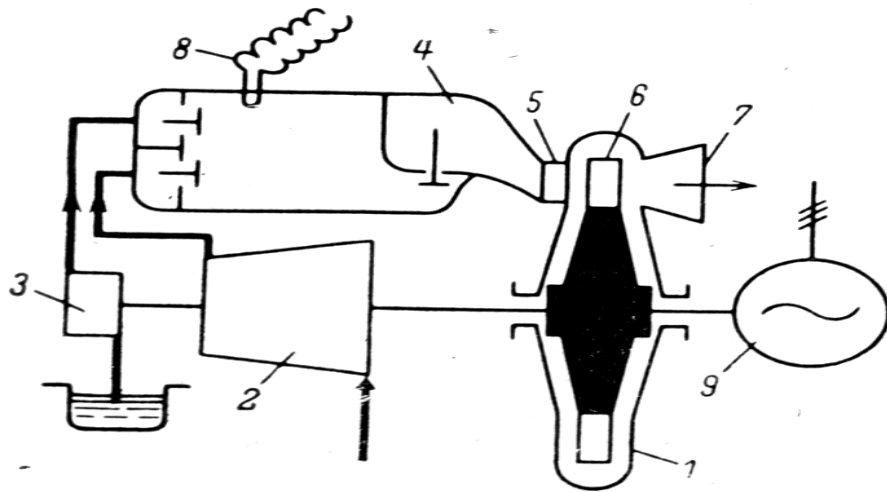
Питомі витрати тепла  $q_t$ , кДж/(кВт·год), і палива  $v_t$ , кг/(кВт·год), для ідеальної ГТУ

$$q_t = 3600 \cdot \dot{m}_n \cdot Q_n^p / N_t = 3600 / \eta_t,$$

$$v_e = 3600 \dot{m}_n / N_e = 3600 / (Q_n^p \cdot \eta_e) \left[ \text{кг} / (\text{кВт} \cdot \text{год}) \right]$$

### 8.1.2 Цикл ГТУ з ізохорним підведенням тепла

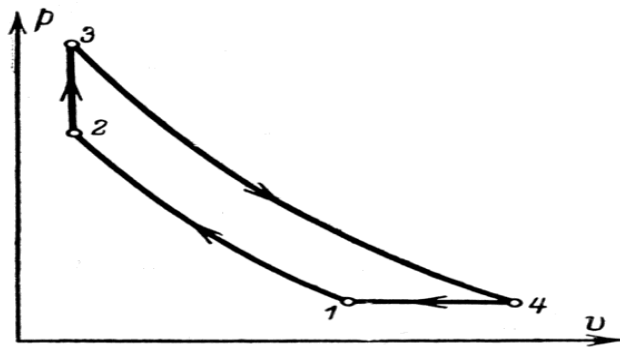
Цикл без регенерації. Схема такої установки показана на рис. 8.5. Камера згоряння ГТУ має три керованих клапани: паливний а, повітряний в і сопловий с. Згоряння палива в КЗ відбувається періодично при закритих клапанах а, в і с, тобто при сталому об'ємі  $v_2 = \text{const}$ .



клапани: а – паливний; в - повітряний; с- сопловий.

Рисунок 8.5 – ГТУ з ізохорним підведенням тепла

Найпростіший зразковий цикл такої ГТУ складається з таких процесів (див. рис. 8.6): 1-2 – адіабатне стиснення в компресорі; 2-3 – ізохорне підведення тепла; 3-4 – адіабатне розширення в турбіні; 4-1 – ізобарне відведення тепла.



1-2 – адіабатне стиснення в компресорі;

2-3 – ізохорне підведення тепла;

3-4 – адіабатне розширення в турбіні;

4-1 – ізобарне відведення тепла.

Рисунок 8.6 – Цикл ГТУ з ізохорним підведенням тепла

При ступені підвищення тиску в компресорі  $\beta = P_2/P_1$  і ступені зміни температури в циклі  $\tau = \frac{T_3}{T_1}$  маємо:

$$T_2 = T_1 \cdot \beta^{(k-1)/k} = T_1 \beta^m; \quad T_3 = T_1 \cdot \tau; \quad T_4 = T_1 \left( \tau / \beta^m \right)^{1/k},$$

тоді кількість підведеного тепла в процесі 2-3 становить

$$q_1 = c_v (T_3 - T_2) = c_v T_1 (\tau - \beta^m),$$

а кількість відведеного в процесі 4-1 тепла

$$q_2 = c_p (T_4 - T_1) = c_v \cdot k \cdot T_1 \left[ \left( \tau / \beta^m \right)^{1/k} - 1 \right].$$

Отже, термічний ККД циклу

$$\eta_t = 1 - q_2 / q_1 = 1 - (k / \beta^m) \cdot \left[ \left( \tau / \beta^m \right)^{1/k} - 1 \right] / (\tau - \beta^m).$$

*Вплив регенерації.* Зразковий цикл регенеративної ГТУ з ізохорним підведенням тепла зображено на рис. 8.7.

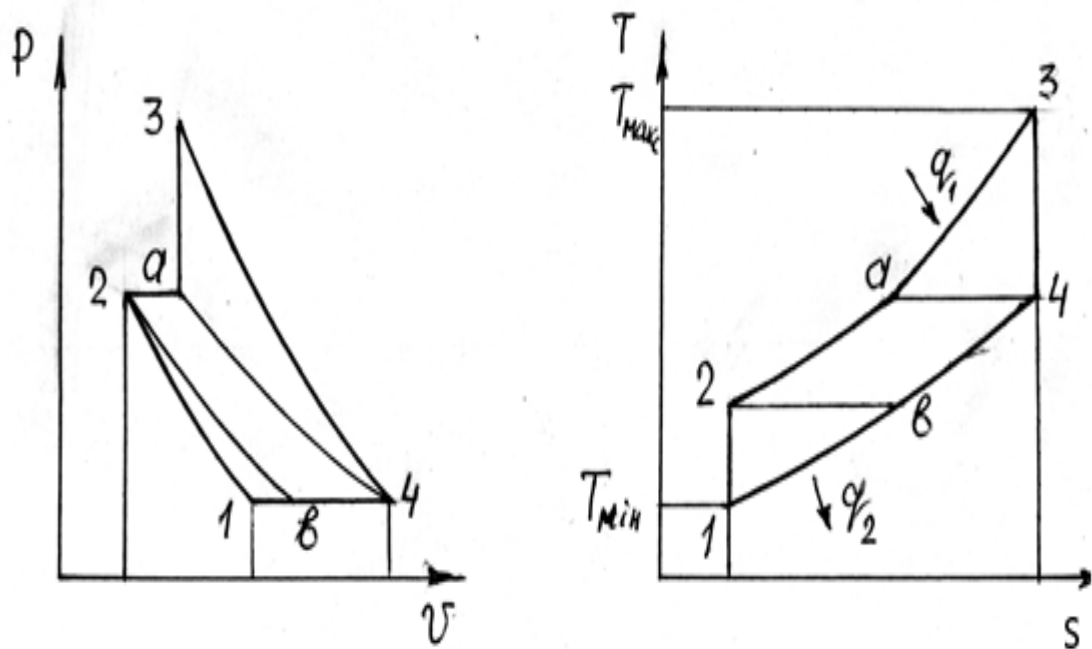


Рисунок 8.7 – Цикл регенеративної ГТУ з ізохорним підведенням тепла в  $p-v$  та  $T-s$  координатах

Процес регенеративного нагрівання повітря після його стиснення в компресорі проходить при сталому тиску  $P_2 = P_p$  (процес 2а), а вже потім відбувається ізохорне підведення тепла  $q_1$  (процес а-3). В цьому випадку при даних величинах  $\beta$  і  $\tau$  маємо  $T_2 = T_1 \cdot \beta^m$ ,  $T_3 = \tau \cdot T_1$ ,  $T_4 = T_1 \tau / \beta^{k-1}$ , кількість підведеного тепла  $q_{\text{в. до а}} = c_v (T_3 - T_a)$ .

## 8.2 Характеристики реальних ГТУ

Робочі процеси реальної ГТУ розглянемо на прикладі регенеративної установки з ізобарним підведенням тепла (без урахування зниження тиску в газовому і повітряному трактах).



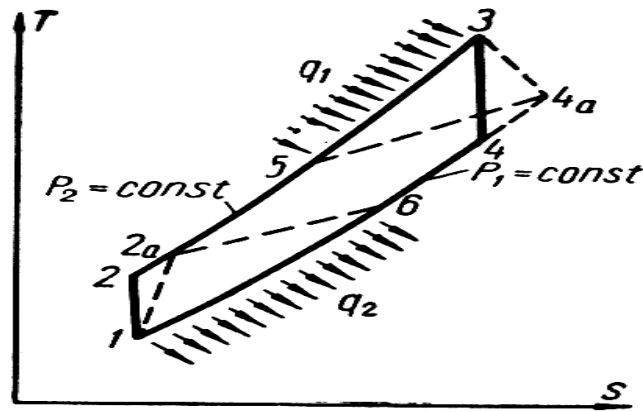


Рисунок 8.8 – Цикли реальної ГТУ

На цій схемі (рис. 8.8) умовно показані необоротні процеси адіабатного стиснення повітря в компресорі 1-2g та розширення робочого тіла в газовій турбіні, адіабатний ККД компресора (при  $c_p = \text{const}$ ).

$$\eta_a^k = l_t^k / l_i^k = (i_2 - i_1) / (i_{2g} - i_1) = (T_2 - T_1) / (T_{2g} - T_1),$$

де  $l_i^k$  - питома внутрішня робота компресора в процесі 1-2g;

$l_t^k$  - питома робота компресора при ізоентропному стисненні 1-2.

Механічний ККД компресора

$$\eta_m = l_i^k / l_e^k,$$

де  $l_e^k$  - питома ефективна робота на валі компресора.

Відносний внутрішній ККД турбіни (при  $c_{pe} = \text{const}$ )

$$\eta_{ei} = l_i^T / l_t^T = (i_3 - i_{4g}) / (i_3 - i_4) = (T_3 - T_{4g}) / (T_3 - T_4),$$

де  $l_i^T$  - внутрішня питома робота газу в процесі 3-4g.

Механічний ККД турбіни

$$\eta_m^T = l_e^T / l_i^T,$$

де  $l_e^T$  - питома ефективна робота на муфті турбіни.

### Рівняння енергобалансу камери згоряння

$$\dot{m}_n (Q_H^p \cdot \eta_{\kappa.3} + i_n) + \dot{m}_{нов} \cdot i_{нов} = (\dot{m}_{нов} + \dot{m}_n) i_3,$$

де  $\dot{m}_n$  - витрата палива, кг/с;

$\dot{m}_{нов}$  - витрата повітря, кг/с;

$Q_H^p$  - теплота згоряння палива, кДж/кг;

$i_n$  - ентальпія палива, кДж/кг;

$i_{нов}$  - ентальпія повітря при температурі  $i_{нов}$  перед камерою згоряння ( $t_{2g}$  в циклі без регенерації);

$i_3$  - ентальпія робочого тіла на виході з камери згоряння,  $i_3 = c_{pT} \cdot T_3$ , кДж/кг;

$\eta_{\kappa.3}$  - коефіцієнт використання палива в камері згоряння ( $\eta_{\kappa.3} \cong 0,95-0,98$ ).

### Витрата повітря

$$\dot{m}_{нов} = \alpha \cdot m_{нов.0} \dot{m}_n,$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт надлишку повітря:

$m_{нов.0}$  - теоретично необхідна кількість повітря для спалювання палива, кг/кг.

Із рівняння енергобалансу (нехтуючи ентальпією палива) коефіцієнт надлишку повітря можна виразити співвідношенням

$$\alpha = (Q_H^p \cdot \eta_{\kappa.3} - i_3) / [m_{нов.0} (i_3 - i_{нов})].$$

### Рівняння енергобалансу регенератора

$$\dot{m}_{нов} (i_5 - i_{2g}) = \dot{m}_Г (i_{4g} - i_6) \cdot \eta_{em}$$

де  $\dot{m}_Г = \dot{m}_{нов} + \dot{m}_n$  - масова витрата газу після турбіни, кг/с;

$i_5$  - ентальпія повітря після регенератора, кДж/кг;

$i_6$  - ентальпія газу після регенератора, кДж/кг;

$\eta_{em}$  - коефіцієнт, який враховує втрати тепла в довкілля,  $\eta_{em} \approx 0,95-0,98$ .

Поверхню нагріву регенератора при  $c_{p2} = c_{p\text{ нов}} = \text{const}$  можна визначити з рівняння теплопередачі

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta \bar{t} ,$$

де  $Q = c_p \cdot \dot{m}_{нов} (t_5 - t_{2g})$  - тепловий потік в регенераторі, кВт ( $c_p = 1,0$  кДж/(кг·К));

$k$  - коефіцієнт теплопередачі від газу до повітря через стінку, кВт/(м<sup>2</sup>·К);

$\Delta \bar{t}$  - середня різниця температур між газами і повітрям в регенераторі, К,  
або з наближеного співвідношення, м<sup>2</sup>:

$$F = \dot{m} (c_p / k) \cdot \sigma / (1 - \sigma) ,$$

де  $\sigma = (T_5 - T_{2g}) / (T_{4g} - T_{2g})$  - ступінь регенерації.

Питоме тепло підведення установки в циклі без регенерації

$$q_1 = c_p (T_3 - T_{2g}) = i_3 - i_{2g} ,$$

в регенеративному циклі

$$q_{1pez} = c_p (T_3 - T_5) = i_3 - i_5 .$$

Внутрішній коефіцієнт потужності установки

$$\eta_i = l_i / q_1 ,$$

де  $l_i = l_t^T \cdot \eta_{bi} - l_t^k / \eta_a^k$  - питома внутрішня робота ГТУ, кДж/кг.

Ефективний коефіцієнт потужності ГТУ

$$\eta_e = l_e / q'_1 = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{\kappa.3} ,$$

де  $l_e = l_i \cdot \eta_m$  - ефективна питома робота ГТУ;

$q'_1 = q_1 / \eta_{\kappa.3}$  - питоме тепло підведення в камері згоряння, кДж/кг;

$\eta_m$  - механічний ККД газотурбінної установки

$$\eta_m = 1 - \left[ l_t^T \cdot \eta_{bi}^T (1 - \eta_m^T) + (l_t^k / \eta_a^k) \cdot (1 / \eta_m^k - 1) \right] / l_i .$$

Внутрішня потужність установки, кВт:

$$N_i = \dot{m}_\Gamma \cdot l_i^T - \dot{m}_{нов} \cdot l_i^k = \dot{m}_\Gamma \cdot l_t^T \cdot \eta_{bi}^T - \dot{m}_{нов} \cdot l_t^k / \eta_a^k ,$$

ефективна потужність ГТУ

$$N_e = N_i \cdot \eta_m .$$

Витрату палива можна визначити з рівняння енергобалансу реальної ГТУ:

$$N_e = \dot{m}_n \cdot Q_H^p \cdot \eta_e .$$

Питома витрата тепла ГТУ, кДж/(кВт·год),

$$q_e = 3600 \cdot \dot{m}_n \cdot Q_H^p / N_e = 3600 \cdot 1 / \eta_e ,$$

питома витрата палива, кДж/(кВт·год),

$$\hat{a}_e = 3600 \cdot \dot{m}_n / N_e = 3600 / (Q_H^p \cdot \eta_e) .$$

### 8.3 Цикл компресорного повітряно-реактивного двигуна

Основним недоліком поршневих двигунів внутрішнього згоряння є обмеженість їхньої потужності та неможливість адіабатного розширення робочого тіла до атмосферного тиску. Ці недоліки відсутні в газотурбінних установках (ГТУ) та повітряно-реактивних двигунах. У таких установках немає частин, що рухаються поступально, і тому їх потужність (в розрахунку на одиницю ваги двигуна) значно вища, ніж потужності поршневих двигунів.

За браком місця далі ми розглянемо тільки роботу компресорного повітряно-реактивного двигуна (ПРД), цикл якого практично не відрізняється від циклу ГТУ з підводом теплоти за постійного тиску.

Найбільш широке застосування ПРД знайшли в авіації. В пожежній справі ПРД використовуються в установках газопорошкового та газоводяного гасіння. З їх допомогою створюються потужні порошково-газові та парогазоводяні потоки. Відповідні апарати особливо ефективні при гасінні пожеж нафтових та газових фонтанів.

Нагадаємо, що реактивними називають двигуни, в яких теплова енергія згоряння палива перетворюється у кінетичну енергію газового потоку. Спрощену схему компресорного ПРД зображено на рис. 8.9.

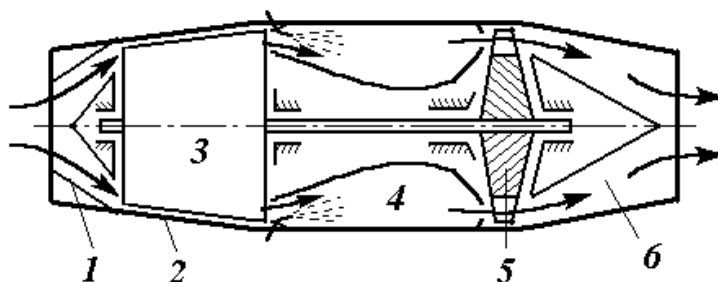


Рисунок 8.9 – Схема компресорного повітряно-реактивного двигуна

В корпусі 2 на підшипниках закріплено ротор, передня частина якого є ротором компресора 3. На другому кінці ротора укріплено робоче колесо газової турбіни 5, яка призначена для приводу компресора. Повітря через дифузор 1 поступає на компресор 3 (приклад схеми компресора дивись на рисунку 8.2). Там воно стискається і подається далі у камеру згоряння 4, в яку одночасно вприскується пальне. Згоряння палива проходить за постійного тиску. В результаті утворюється високотемпературний газ, який далі поступає к соплам турбіни 5. В турбіні газ частково розширюється і далі поступає до реактивного сопла 6. В реактивному соплі газ адіабатно розширюється до тиску навколишнього середовища. Далі гази, які

залишають двигун, ізобарно охолоджуються до температури навколишнього середовища.

Ідеальний цикл компресорного ПРД зображено на рис. 8.10. Нагадаємо, що він співпадає із циклом ГТУ з підводом тепла за постійного тиску.

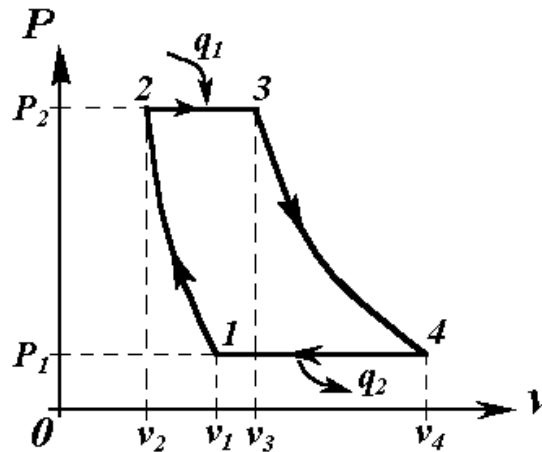


Рисунок 8.10 – Схема ідеального циклу ГТУ із згорянням за постійного тиску

Адіабата 1-2 відповідає стиску повітря спочатку в дифузорі, а потім у компресорі. Ізобара 2-3 описує підвід теплоти до газу при згорянні палива у камерах згоряння. Адіабата 3-4 відповідає процесу розширення газу спочатку у турбіні, а далі у реактивному соплі. Ізобара 4-1 моделює процес охолодження газу в навколишньому середовищі.

Основними параметрами даного циклу є **ступінь підвищення тиску за адіабатного стиску** –

$$\beta \equiv \frac{P_2}{P_1}$$

та **ступінь попереднього розширення** –

$$\rho \equiv \frac{v_3}{v_2} .$$

Для розрахунку ККД циклу скористаємося адіабатичністю процесів 1-2 та 3-4. Вона приводить до співвідношень:

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}$$

та

$$T_3 = T_4 \cdot \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_4 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}}.$$

Останні дозволяють отримати відносно просту формулу ККД циклу:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Як показує вираз (6.15), термічний ККД компресорного ПРД (а отже, і ГТУ з підводом тепла за постійного тиску) залежить від ступеня підвищення тиску  $\beta$  та показника адіабати  $k$  та зростає із збільшенням цих величин.

#### 8.4 Контрольні питання

1. Які переваги газотурбінної установки (ГТУ) в порівнянні з ДВЗ?
2. Цикл ГТУ з підведенням тепла при  $P = \text{const}$ , його термічний ККД?
3. Цикл ГТУ з підведенням тепла при  $P = \text{const}$  з регенерацією тепла, його термічний ККД.
4. Цикл Карно з вологою парою як робоче тіло, його термічний ККД.
5. Цикл Ренкіна, його термічний ККД. Чим він відрізняється від циклу Карно?
6. Цикл паросилової установки з проміжним перегрівом пари, його термічний ККД.

7. Регенеративний цикл паротурбінної установки.

8 Цикл теплофікації. Чим вигідно комбіноване вироблення електроенергії і тепла

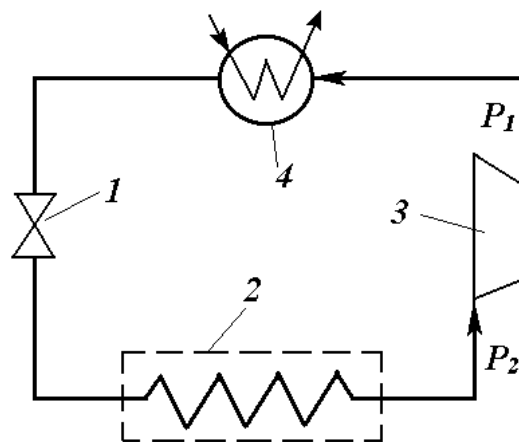
ЛІТЕРАТУРА: [12-18]

## ТЕМА 9. ЦИКЛИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Цикли холодильних установок відрізняються від циклів двигунів тим, що робота стиску більше роботи розширення. Це дає можливість за рахунок роботи зовнішніх сил здійснити передачу тепла від холодного тіла до гарячого.

Холодильна установка працює за зворотним циклом, найбільш досконалим типом якого є зворотний цикл Карно. Такий цикл розглядався в параграфі 3.3. Там було введено поняття основної характеристики холодильного циклу - холодильного коефіцієнта (дивись формулу (3.9)) як відношення відведеного тепла до витраченої роботи.

На рисунку 9.1 наведено типову схему парокompресорної холодильної установки, яка реалізується в багатьох типах холодильних машин. Далі викладено цикл її роботи.



1 - дроселюючий вентиль, 2 - випарник, 3- компресор, 4- конденсатор

Рисунок 9.1 – Схема парокompресорної холодильної установки



Холодоагент в пароподібному стані за температури  $T_2$  та тиску  $P_2$  надходить з випарника 2 до компресора 3, де стискається до тиску  $P_1$ . Після компресора пара йде до конденсатора 4, де віддає теплоту охолоджуючому середовищу (воді або повітрю) і конденсується за температури  $T_1$  (остання детермінована тиском  $P_1$ ). Після конденсатора рідина в насиченому стані проходить крізь дроселюючий вентиль 1, в якому холодоагент знижує температуру та тиск до  $T_2$  та  $P_2$ , відповідно. Далі рідина надходить у випарник, в якому йде основний процес – випаровування за рахунок тепла, що відбирається від охолоджуваних тіл. Після випарника цикл повторюється.

Для кількісного аналізу холодильного циклу використовують  $i-s$ -діаграми або таблиці термодинамічних властивостей відповідних холодоагентів. В якості останніх виступають аміак, етан, хлористий метил, фреони.

### 9.1 Контрольні питання

- 1 . Які переваги холодильної установки в порівнянні з ДВЗ?
- 2 . Цикл Карно з вологою парою як робоче тіло, його термічний ККД.
- 3 . Цикл Карно, його термічний ККД. Чим він відрізняється від циклу Ренкіна?

ЛІТЕРАТУРА: [18-22]

## ТЕМА 10. ТЕПЛООБМІН. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ

### 10.1 Теплообмін: визначення і головні види

Теорія теплообміну разом з термодинамікою входить до складу теоретичних основ теплотехніки і вивчає закономірності перенесення теплоти з одних областей простору в інші.

Теплообмін – це самовільний необоротний процес перенесення теплоти в просторі з неоднорідним розподілом температури.

Існують три різні за своєю природою види теплообміну: теплопровідність, конвективний теплообмін, променевий теплообмін.

Теплопровідність (зустрічається, як правило, тільки у твердому середовищі) – це молекулярний процес переносу теплоти в суцільному середовищі, обумовлений наявністю градієнта (перепаду) температури. Здійснюється за рахунок поширення пружних хвиль коливання атомів і молекул (у діелектриках) або пов'язаний з переміщенням вільних електронів і коливанням атомів кристалічної решітки (у металах).

Конвективний теплообмін (спостерігається в рухомому середовищі) – це перенесення теплоти, обумовлене переміщенням макроскопічних елементів середовища (об'ємів рідини або газу) в просторі, що супроводжується теплопровідністю. Його найпоширеніший випадок – тепловіддача – конвективний теплообмін між середовищем, що рухається, і поверхнею поділу її з іншим середовищем (твердим тілом, рідиною або газом).

Променевий теплообмін здійснюється (на відміну від теплопровідності та конвекції) при відсутності матеріального середовища і обумовлений перетворенням внутрішньої енергії речовини в енергію електромагнітних хвиль, поширенням їх у просторі та поглинанням енергії цих хвиль речовиною.

На практиці теплообмін реалізується всіма трьома вище названими способами і називається складним теплообміном.

**Радіаційно-конвективний теплообмін** – це теплообмін, обумовлений спільним перенесенням теплоти випромінюванням, теплопровідністю і конвекцією.

Радіаційно-кондуктивний теплообмін – передача теплоти теплопровідністю і випромінюванням.

**Теплопередача** – процес теплообміну між двома теплоносіями (рухомих середовищем, що використовується для переносу теплоти), розділеними твердою стінкою.

## 10.2 Теплопровідність і конвективний теплообмін

Введемо деякі визначення, що характеризують процес теплопровідності.

**Температурне поле** – сукупність значень температур  $T$  у всіх точках тіла (простору) в деякий фіксований момент часу  $\tau$ : стаціонарне (стале), залежне тільки від просторових координат –  $T = f(x, y, z)$ ; нестаціонарне (нестале), залежне також від часу –  $T = f(x, y, z, \tau)$ .

Поверхня, у всіх точках якої температура однакова, називається ізотермічною, а лінії рівних температур – **ізотермами**.

**Градiєнт температур** – вектор, чисельно рівний похідній від температури за напрямком нормалі до ізотермічної поверхні:

$$\text{grad } t \equiv \nabla T = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left( \frac{\Delta T}{\Delta n} \right) = \frac{\partial T}{\partial n}. \quad (10.1)$$

За позитивний напрямок вектора приймається напрямок у бік зростання температури, тобто  $\frac{\partial T}{\partial n} > 0$ .

**Тепловий потік** – кількість теплоти  $Q$ , передана через довільну поверхню  $F$  в одиницю часу. Віднесений до одиниці площі поверхні називається питомим тепловим потоком або тепловим навантаженням поверхні нагрівання:

$$q = \frac{Q}{F}. \quad (10.2)$$

Вектор  $\vec{q}$  завжди спрямований у бік, протилежний градієнту температур, бо теплова енергія самостійно поширюється тільки в бік зниження температури.

Лінії теплового потоку – лінії, дотичні до яких збігаються з напрямком вектора теплового потоку (перпендикулярно до ізотермічних поверхонь).

### 10.3 Основний закон теплопровідності (закон Фур'є)

**Основний закон теплопровідності (закон Фур'є)**, встановлений дослідним шляхом, формулюється в такий спосіб: щільність теплового потоку пропорційна градієнту температури

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } t = -\lambda \cdot \nabla T, \quad (10.3)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м °С), чисельно рівний тепловому потоку, пройденому через одиницю поверхні (1 м<sup>2</sup>) при градієнті температур  $\text{grad } t$ , рівному 1 К/м.

Знак мінус у рівнянні (10.3) показує, що теплота поширюється у бік зниження температури, приріст якої в даному напрямку має від'ємне значення.

Загальна кількість теплоти  $Q$ , Дж, передана теплопровідністю через стінку  $F$ , (м<sup>2</sup>) за час  $\tau$ , складе

$$Q = q \cdot F \cdot \tau. \quad (10.4)$$

### 10.4 Рівняння теплопровідності і умови однозначності

Рівняння (10.3) є математичним виразом закону теплопровідності Фур'є, а значення  $\lambda$  характеризує інтенсивність процесу теплопровідності.

Перенесення теплоти в твердому тілі здійснюється шляхом теплопровідності, тому з урахуванням рівняння (10.3) і співвідношення  $\nabla q = -\nabla (\lambda \cdot \nabla T)$  рівняння теплопровідності набуде вигляду

$$\rho \cdot c \frac{\partial T}{\partial \tau} = \nabla (\lambda \cdot \nabla T) + q_V. \quad (10.5)$$

Рівняння (10.5) виражає зв'язок між просторовими та тимчасовими змінами температури і дозволяє визначати температурне поле у твердому тілі. Його можна записати інакше:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_V}{c \cdot \rho} = a \nabla^2 T. \quad (10.6)$$

де  $a = \lambda / c\rho$ , (м<sup>2</sup>/с) – коефіцієнт температуропровідності (характеризує швидкість поширення тепла в тілі), а вираз  $\nabla^2 T = \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$  – оператор Лапласа.

Вираз (10.6) називають диференціальним рівнянням теплопровідності Фур'є.

У випадку поширення тепла в одному напрямку (пластина необмежених розмірів) і відсутності внутрішніх джерел тепла ( $q_V = 0$ ) рівняння (10.6) має простий вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right).$$

Для одержання однозначного розв'язку рівняння (10.6), що описує клас явищ теплопровідності, необхідне виконання умов однозначності (єдиності):

1) геометричних, згідно з якими задаються форма й розміри твердого тіла;

2) фізичних, заданих фізичними властивостями тіла  $c$ ,  $\rho$ ,  $\lambda$  або їх залежностями від температури;

3) початкових, що встановлюють розподіл температури в тілі в початковий момент часу (тимчасова гранична умова)

$$T_H = T(x, y, z, \tau_0); \quad (10.7)$$

4) умов сполучення теплового потоку на межах різних шарів даного тіла

$$-\lambda_1 \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) \Big|_{x_{i-0}} = -\lambda_2 \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right) \Big|_{x_{i+0}};$$

5) закону взаємодії тіла з навколишнім середовищем (просторова гранична умова).

Сукупність початкових і граничних умов називають **крайовими умовами**.

Просторову граничну умову можна задати чотирма способами.

Перший спосіб полягає в заданні закону розподілу температури по поверхні тіла залежно від часу:

$$T_{ПОВ} = T(x, y, z, \tau) \quad (10.8)$$

Режим нагрівання (охолодження), при якому розподіл температур у тілі не залежить від початкових умов і визначається тільки граничними, називають **регулярним**. Умову, задану таким чином, називають **граничною умовою першого роду**.

Другий спосіб полягає в заданні закону розподілу щільності теплового потоку по поверхні тіла залежно від часу:

$$q_{II}(\tau) = f(\tau), \quad (10.9)$$

Умову, задану таким чином, називають *граничною умовою другого роду*.

Третій спосіб складається в заданні температури навколишнього середовища і закону теплообміну між поверхнею тіла та навколишнім середовищем залежно від часу

$$q(\tau) = \alpha \cdot [t_{II}(\tau) - t_C(\tau)], \quad (10.10)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;

$t_{II}$  і  $t_C$  – температура поверхні й середовища відповідно.

Умову, задану таким чином, називають *граничною умовою третього роду*, що описує конвективний теплообмін рухомого середовища з поверхнею тіла. Згідно з виразом (10.10), який називають ще законом тепловіддачі Ньютона, щільність теплового потоку  $q$ , яка переноситься шляхом конвекції від поверхні твердого тіла в середовище, пропорційна різниці температур поверхні тіла  $t_{II}$  і середовища  $t_C$ .

Цей випадок найбільш часто застосовується при вирішенні практичних задач.

**Коефіцієнт тепловіддачі**  $\alpha$  визначає інтенсивність тепловіддачі з поверхні. Кількість теплоти, що відповідає значенню  $q_{ПОВ}$ , повинна підводитись до поверхні тіла шляхом теплопровідності зсередини, тому

$$q_{ПОВ} = -\lambda \cdot (grad_H T)_{ПОВ}, \quad (10.11)$$

де  $grad_H T$  – складова градієнта температури, нормальна до поверхні тіла.

Порівнюючи (10.10) і (10.11), одержуємо

$$\alpha \cdot [t_{II}(\tau) - t_C(\tau)] = -\lambda \cdot (\text{grad}_H T)_{ПОВ}. \quad (10.12)$$

Відповідно до граничних умов третього роду повинні бути задані значення температури середовища  $t$  і коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$ .

У високотемпературних об'єктах (енергоустановках, печах та ін.) у загальному випадку має місце складний теплообмін, значна частина якого припадає на променевий або радіаційний теплоперенос. Тепловий баланс на границі в цьому випадку може бути описаний рівнянням

$$\sigma_0 \varepsilon_{ПР} (T_{OT}^4 - T_{ПОВ}^4) = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0}. \quad (10.13)$$

Якщо різниця температури оточення  $T_{OT}$  і поверхні  $T_{ПОВ}$  невелика і дотримується рівність  $0,9 < T_{OT}/T_{ПОВ} < 1,1$ , то такий випадок можна звести до граничних умов третього роду:

$$\alpha_{ВИП} (T_{OT} - T_{x=0}) = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0}, \quad (10.14)$$

де  $\alpha_{ВИП}$  – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням, Вт/(м<sup>2</sup>°С)

$$\alpha_{ВИП} = \sigma_0 \varepsilon_{ПР} \frac{T_{OT}^4 - T_{ПОВ}^4}{T_{OT} - T_{ПОВ}} \approx 4 \sigma_0 \varepsilon_{ПР} T_{OT}^3,$$

Четвертий спосіб задання граничних умов являє собою випадок, коли відбуваються: теплообмін між твердим тілом і рідиною шляхом теплопровідності (при малих швидкостях течії рідини)  $t_{II}(\tau) = t_C(\tau)$ , або контактний теплообмін між двома твердими тілами, при якому

$$T_{IП}(\tau) = T_{2П}(\tau);$$

$$-\lambda_1(T_1) \frac{\partial T_1}{\partial n} \Big|_{П1} = \lambda_2(T_2) \frac{\partial T_2}{\partial n} \Big|_{П2} \quad (10.15)$$



Умову, задану таким чином, називають граничною умовою четвертого роду.

При дослідженні процесів тепло-масообміну, зокрема, в огорожуючих конструкціях, найпоширенішими є граничні умови третього роду, які характеризують конвективний теплообмін і можуть бути застосовані в більш складних випадках теплообміну, коли тепло на поверхні тіла передається шляхом конвекції, радіації та кондукції.

Менше застосовуються граничні умови першого й четвертого роду. Граничні умови другого роду в основному використовуються, коли поверхня теплоізована або є віссю симетрії температурного поля. У цьому випадку рівняння (10.9) має вигляд

$$q_{\Pi} = 0, \text{ або } \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_{\Pi} = 0.$$

Таким чином, дослідження теплового стану будь-яких конструктивних елементів у загальному випадку пов'язане з необхідністю вирішення диференціального рівняння теплопровідності Фур'є.

Якщо за відомим рівнянням процесу (10.6) і крайовими умовами (10.8) – (10.10), (10.15) визначається температурне поле об'єкта, тобто встановлюються причинно-наслідкові зв'язки, то вирішується пряма задача теплопровідності. Визначення умов однозначності або уточнення самої математичної моделі явища (що включає в себе рівняння процесу й крайові умови) за наявними даними про температурне поле об'єкта, тобто відновлення причинних характеристик складає предмет обернених задач теплопровідності. Процедура оцінки, визначення невідомих характеристик (параметрів) для встановленого виду теплової моделі отримала назву ідентифікації.

Як вже відзначалось, розрізняють два режими поширення тепла в тілі:

стаціонарний –  $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$  і нестаціонарний. На практиці найбільш часто

зустрічаються процеси нагрівання (охолодження) в умовах нестаціонарних режимів. Так, у регенеративних теплообмінниках нагрівачим середовищем спочатку нагрівається теплоємна насадка, яка потім віддає тепло середовищу, що нагрівається.

#### 10.4 Теплопровідність у стаціонарному режимі

Теплопровідність у стаціонарному режимі. Розглянемо плоску стінку товщиною  $\delta$  з температурами поверхонь  $T_{C1}$  і  $T_{C2}$ ;  $\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$ .

З рівняння Фур'є для сталого режиму  $\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0$  отримуємо

$\frac{\partial T}{\partial x} = C_1$ . Отже

$$T = C_1 x + C_2, \quad (10.16)$$

де  $C_1, C_2$  – постійні інтегрування.

З (10.16) випливає, що в плоскій стінці без внутрішніх джерел теплоти температура розподіляється за лінійним законом.

Визначивши значення постійних при ( $x = 0$  і  $x = \delta$ ) і підставивши їх у рівняння (10.16), знайдемо значення температури в будь-якій точці по товщині ( $\delta$ ) стінки:

$$T = T_{C1} + \frac{T_{C2} - T_{C1}}{\delta} x. \quad (10.17)$$

Тоді тепловий потік для одиничної поверхні ( $1 \text{ м}^2$ ) буде рівним

$$q = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_{C_1} - T_{C_2}) = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta T. \quad (10.18)$$

Якщо задано питомий потік  $q$ , що впливає на стінку, то значення температури в кожній її точці по координаті дорівнює

$$T_X = T_1 - \frac{q}{\lambda} \cdot x,$$

а загальна кількість тепла, що проходить через стінку товщиною  $\delta$  і площею  $S$  за час  $\tau$ ,

$$Q = q \cdot S \cdot \tau = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta T \cdot S \cdot \tau.$$

Закон Фур'є можна записати у формі, аналогічній закону Ома в електротехніці, ввівши поняття про тепловий (термічний) опір стінки  $R$ ,  $(\text{м}^2\text{°C})/\text{Вт}$ :

$$q = \frac{T_{C_1} - T_{C_2}}{R}. \quad (10.19)$$

Для складної стінки, що складається з  $n$  шарів, тепловий опір буде рівним сумі опорів окремих шарів:

$$R = \sum_{i=1}^N R_i = \sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{\lambda_i}, \quad (10.20)$$

і питомий тепловий потік можна визначити за формулою

$$q = \frac{T_{C_1} - T_{C_2}}{R} = \frac{\Delta T}{\sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (10.21)$$

а розподіл температури всередині стінки зобразити у вигляді ламаної прямої лінії. При цьому температурний перепад для кожного шару  $\delta_i$  пропорційний тепловому опору  $\frac{\delta_i}{\lambda_i}$ .

Аналогічно можна отримати вирази, які описують закономірності переносу тепла у елементах теплотехнічного обладнання, що мають трубчасту форму із циліндричними стінками. До цього питання повернемося в наступній темі при розгляді складного теплообміну та теплової ізоляції.

### 10.5 Теплопровідність у нестационарному режимі

**Теплопровідність у нестационарному режимі.** Нестационарні процеси теплопровідності мають місце при нагріванні (охолодженні) твердих тіл і супроводжуються зміною в часі температури, внутрішньої енергії та ентальпії речовини. Задачі нестационарної теплопровідності, що при цьому виникають, можуть бути вирішені як точними аналітичними (в основному задачі для тіл класичної форми – пластини, циліндра, кулі), так і наближеними чисельними методами (у першу чергу при вирішенні багатомірних задач із змінними значеннями  $\lambda$ ,  $c$ ,  $\rho$  і залежністю  $q$  від координат і часу, змінними й нелінійними граничними умовами), коли неможливо використати точні аналітичні методи.

### 10.6 Конвективний теплообмін

**Конвективний теплообмін.** Процес теплообміну між рухомим середовищем (робочим тілом) і стінкою називається конвективним теплообміном або конвекцією, яка може бути вільною та вимушеною. Конвекція, яка ще має назву тепловіддачі, являє собою більш складний процес у порівнянні з теплопровідністю.

**Вільна** конвекція виникає під дією неоднорідного поля зовнішніх масових сил (сил гравітаційного, інерційного, магнітного та електричного

поля), прикладених до часток рідини усередині системи. Наприклад, у приміщенні, може бути викликана нагріванням повітря від радіатора системи опалення. Вільний рух повітря викликається підйимальною силою, обумовленою різницею щільності холодних і нагрітих його частин. У загальному випадку інтенсивність вільного руху залежить від виду робочого тіла, різниці температур між окремими його частками і об'єму простору, в якому протікає процес.

**Вимушена** конвекція виникає під дією зовнішніх поверхневих сил, прикладених на границях системи, або під дією однорідного поля масових сил, що діють у рідині всередині системи; може також здійснюватися за рахунок запасу кінетичної енергії, отриманої рідиною поза розглянутою системою. Вимушена конвекція, наприклад, при русі нагрітої рідини під дією різниці тисків на кінцях труби супроводжується її охолодженням.

Таким чином, вимушена конвекція або вимушений рух робочого тіла обумовлені роботою зовнішніх агрегатів (насоса, вентилятора і т.д.). При цьому рушійна сила виникає внаслідок різниці тисків на вході й виході з каналу, по якому переміщується робоче тіло. Якщо швидкість вимушеного руху невелика і є різниця температур між окремими частками, то поряд з вимушеним рухом може спостерігатися вільний рух. Отже, у загальному випадку вимушена конвекція може протікати разом з природною (змішана конвекція).

Процес тепловіддачі визначається багатьма факторами, зокрема: видом конвекції (вільна, вимушена); режимом течії рідини (газу); фізичними властивостями середовища ( $\rho$ ,  $\lambda$ ,  $\alpha$ ,  $\mu$  – динамічною в'язкістю,  $\beta$  – коефіцієнтом об'ємного розширення); формою, розмірами і станом тепловіддаючої (тепло приймаючої) поверхні тіла (стінки), яке обтікається середовищем.

Звичайно поверхні стінок мають форму плит або труб, які можуть розташовуватися вертикально, горизонтально або похило. Кожна з цих форм створює специфічні умови для теплообміну між поверхнею стінки і рідиною,

що омиває цю поверхню. Для процесу тепловіддачі важливо, чи переміщується рідина всередині замкнутого простору чи поверхня стінки з усіх боків омивається рідиною. Велике значення має також стан поверхні стінки, оцінюваний її шорсткістю.

Для визначення кількості теплоти, переданої при конвективному теплообміні, неможливо користуватися законом теплопровідності Фур'є, тому що не вдається встановити значення температурного градієнта біля стінки і його зміну по всій поверхні теплообміну. Для практичних розрахунків широке використання знаходить рівняння тепловіддачі

$$Q = \alpha \Delta T_A \quad \text{і} \quad q = \alpha \Delta T,$$

де  $\Delta T$  – температурний напір,

$\alpha$  - коефіцієнт пропорційності, що характеризує умови теплообміну між рідиною та поверхнею твердого тіла - коефіцієнт теплообміну.

Це рівняння в теплотехніці називається рівнянням Ньютона, коефіцієнт  $\alpha$  називають також коефіцієнтом тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup> °С).

Чисельна величина коефіцієнта тепловіддачі визначає потужність теплового потоку, що проходить від рідини до стінки (або назад) через одиницю поверхні (1 м<sup>2</sup>) при різниці температур між рідиною і стінкою 1 °С. Він залежить від великої кількості різноманітних факторів. Це приводить до того, що при однакових умовах процесу тепловіддачі його значення коливаються в досить широких межах, наприклад:

- для газів при конвекції:	Вт/(м <sup>2</sup> °С)
природній	6 – 40
вимушений по трубах або між ними	12 – 120
- для пари в трубах перегрівника	110 – 2200
- для води:	
при природній конвекції	110 – 1100

при русі по трубах	500 – 11 000
киплячої	2200 – 11 000
- для конденсованої водяної пари	4500 - 22 000

Зі зростанням в'язкості підвищується товщина приграничного шару і зменшується коефіцієнт  $\alpha$ . Зростання швидкості потоку теплоносія приводить до зменшення товщини приграничного шару і збільшення коефіцієнта тепловіддачі.

Найбільш точно коефіцієнт тепловіддачі можна визначити дослідним шляхом, що є нелегким завданням для діючих енергетичних установок. Тим паче, що закономірності, які знайдені дослідним шляхом для конкретного теплового агрегату, не завжди справедливі для іншого апарата.

Дослідне визначення коефіцієнта тепловіддачі проводять, як правило, не на самих зразках теплових пристроїв, а на їхніх спрощених моделях, більш зручних для експериментування. Результати дослідів, проведених на моделях, узагальнюють, використовуючи теорію теплової подоби.

Основний висновок, який роблять на основі цієї теорії, полягає в тому, що немає необхідності шукати залежність коефіцієнта тепловіддачі від кожного з тих факторів, які на нього впливають, а досить знайти залежність між певними безрозмірними комплексами величин, характерних для розглянутих умов процесу тепловіддачі. Ці безрозмірні комплекси величин називають критеріями подібності, які відображають фізичну сутність досліджуваного процесу або явища. Залежності між критеріями подібності характеризують процес тепловіддачі і являють критеріальні рівняння.

Як було відзначено вище, відповідно до законів Фур'є

$$dQ = -\lambda \cdot dF \frac{\partial T}{\partial n}$$

та Ньютона

$$dQ = \alpha \cdot dF (T_{CEP} - T_{CT})$$

рівняння теплообміну на границях між твердим тілом і середовищем набуває вигляду

$$\alpha \cdot (T_{CER} - T_{CT}) = -\lambda \cdot \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{CT}. \quad (10.22)$$

Права частина (10.22) виражає щільність теплового потоку, перенесеного шляхом теплопровідності через теоретично нескінченно тонкий шар рідини, нерухомий відносно тіла, що обтікається.

Система рівнянь (10.22) із заданими умовами однозначності дозволяє визначити коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ , а отже, щільність теплового потоку  $q_{CT} = \alpha \cdot (T_{CT} - T_{CER})$ , що надходить від тіла до потоку (або навпаки).

Виходячи із закону Ньютона для поверхневої щільності теплового потоку ( $F = 1 \text{ м}^2$ ,  $\tau = 1 \text{ с}$ ), можна записати

$$q_{CT} = \frac{(T_{CT} - T_{CER})}{1/\alpha},$$

де  $1/\alpha$  являє собою термічний опір теплопередачі  $R$ ,  $(\text{м}^2\text{°C})/\text{Вт}$ .

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$ , що залежить від багатьох факторів, не є фізичною константою.

Важливою складовою створення і експлуатації теплотехнічних об'єктів є **теплове проектування**, під яким розуміють дослідження процесів теплопереносу, вибір конструктивних рішень і режимів експлуатації з урахуванням теплового стану досліджуваних об'єктів.

У процесі теплового проектування набувають широкого використання результати теоретичних, розрахунково-теоретичних та експериментальних досліджень, тобто застосування всієї гами методів і засобів **моделювання** в самому широкому значенні (заміщення досліджуваного об'єкта моделлю, доведення адекватності моделі реальному об'єкту й дослідження властивостей об'єкта за допомогою моделі): як **фізичного** – вивчення процесів теплопереносу на експериментальних моделях, стендах і натурних



об'єктах, так і *математичного* – складання математичної моделі, її дослідження та одержання результатів визначення характеристик теплообміну і теплового стану об'єкта.

Математична модель процесу тепловіддачі при конвективному теплообміні містить у собі відповідні системи рівнянь і умови однозначності. Останні визначають геометричні характеристики елементів енергоустановок (або інших об'єктів), вздовж яких рухається робоче тіло, його фізичні властивості ( $\rho, \lambda, z, \mu, \beta$ ), а також граничні умови.

У зв'язку із стрімким розвитком обчислювальної техніки зросли роль і можливості методів дослідження процесів конвективного теплообміну за допомогою сучасної електронно-обчислювальної техніки, вміле й ефективно використання якої визначає значне розширення кола задач, що можуть бути вирішені.

#### 10.7 Теорія подібності: основні поняття та визначення

У процесі вивчення природи застосовується два методи дослідження та опису фізичних явищ. Перший полягає в строго теоретичному розгляді проблеми на основі математичного виводу усіх її положень, опису геометричних і фізичних властивостей розглядаємої системи, а також умов її взаємодії з навколишнім середовищем, початкового стану системи (умов однозначності).

При знаходженні результату диференціального рівняння можна отримати нескінченну множину розв'язків для цілого класу фізичних явищ, що відповідають рівнянню. Не завжди вдається отримати рішення, що задовольняло б диференціальному рівнянню та умовам однозначності.

Другий метод полягає в узагальненні експериментальних даних і отриманні математичних залежностей, що описують конкретні фізичні

явища. При цьому математичні залежності, отримані в результаті вивчення одного явища, не завжди можна використати для опису іншого явища.

Суть *теорії подібності* полягає у використанні апарата математичної фізики, що дозволяє розглядати найбільш загальні властивості явища, характерні для всього класу явищ разом з методами експериментального вивчення одиничного явища.

Тут треба розрізняти наступну ієрархічну структуру: клас явищ – група явищ – одиничне явище (рис 10.1).

Явища, на які можливе поширення результатів одиничного досвіду, називаються групою явищ. Групу явищ можна отримати із класу, задавши відповідні умови однозначності. Якщо в ці умови підставити чисельні значення, отримаємо одиничне явище.

Велике значення мають методи фізичного моделювання, засновані на теорії аналогії та розмірностей, широке використання напівемпіричних методів та експериментальних даних, результати яких обробляються за допомогою теорії подібності.

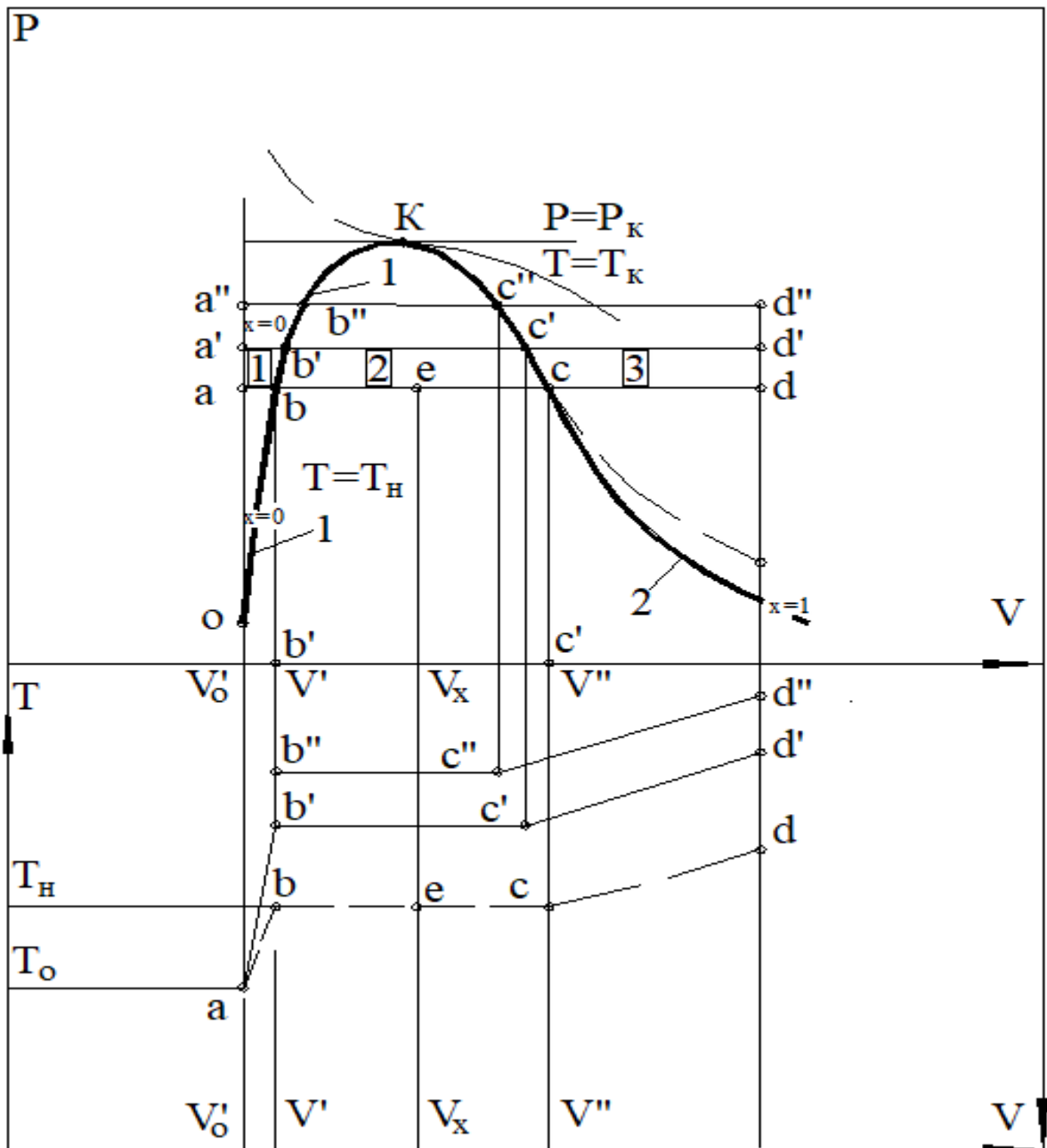


Рисунок 10.1 – Ієрархічна структура

Теорія подібності дозволяє результати окремих експериментів переносити на всі випадки розглянутого явища, якщо вони подібні, навіть коли властивості рідин, геометричні розміри й швидкості руху різні.

Якщо фізична подібність – це відповідність між фізичними явищами, що виражається в тотожності їх безрозмірних математичних описів, то теорія подібності – це вчення про подібність явищ (процесів), що встановлює методи проведення експериментів та обробки результатів.

Термін “подібність” запозичений з геометрії. Так, якщо відповідні кути трикутників рівні, а подібні сторони пропорційні, тобто  $l_1''/l_1' = l_2''/l_2' = l_3''/l_3' = C_L$ , то дані трикутники подібні, а  $C_L$  – коефіцієнт пропорційності або коефіцієнт (число) геометричної подібності. Наведена вище умова – математичне формулювання геометричної подібності справедлива для будь-яких подібних відрізків подібних фігур (висот, медіан і т.д.). Знаючи умову подібності, можна вирішити цілий ряд практичних задач.

Поняття подібності може бути поширене на будь-які фізичні явища. Зокрема, якщо розглядати подібність руху двох потоків рідини, можна говорити про кінематичну подібність; якщо розглядати подібність сил, що викликають подібні рухи, – про динамічну подібність; і, нарешті, якщо розглядати подібність температур і теплових потоків, – про теплову подібність.

У загальному випадку застосування теорії подібності фізичних явищ правочинно при виконанні наступних основних положень:

а) поняття подібності може бути застосовано тільки до явищ того самого роду, які якісно однакові й описуються однаковими за формою та змістом диференціальними рівняннями й граничними умовами;

б) обов'язковою передумовою подібності фізичних явищ повинне бути геометрична подібність систем, де ці явища протікають, тобто подібні явища завжди протікають у геометрично подібних системах;

в) при аналізі подібних явищ зіставляти між собою можна тільки однорідні величини (такі, що мають однаковий фізичний зміст і розмірність) і подібні моменти часу ( $\tau'$  і  $\tau''$  – подібні моменти часу, якщо вони мають загальну точку відліку і зв'язані перетворенням подібності, тобто  $\tau'' = C_\tau \tau'$ );

г) нарешті, подібність двох фізичних явищ означає подібність всіх величин, що характеризують розглянуті явища. Тобто в подібних точках простору і в подібні моменти часу будь-яка величина  $\varphi'$  першого явища пропорційна однорідній з нею величині другого явища, тобто  $\varphi'' = C_\varphi \varphi'$ .

Коефіцієнт пропорційності  $C_\varphi$  – постійна (константа) подібності. Кожна фізична величина має свою константу подібності  $C_i$  – ( $i$  – фізична величина).

Таким чином, фізична подібність явищ означає подібність полів однойменних фізичних величин, що визначають ці явища. При розгляді складних процесів, які визначаються багатьма фізичними величинами, константи подібності цих величин не можна вибирати довільно. Обмеження при їхньому виборі знаходять, досліджуючи рівняння, яке описує процес. Тобто між константами подібності завжди існують строго визначені співвідношення, які виводяться з математичного опису процесів, встановлюють існування особливих величин і називаються інваріантами або критеріями подібності. Зокрема, розроблений цілий ряд критеріїв подібності, що характеризують явище переносу тепла між рідиною та стінкою.

Отже, **критерії подібності** – безрозмірні числа, складені з розмірних фізичних величин, що визначають розглянуті фізичні явища. Для подібності останніх необхідно, щоб вони мали ту саму фізичну природу, описувалися однаковими диференціальними рівняннями і мали подібні умови однозначності. Відносно використання до таких складних явищ як процес теплообміну подібність можлива, якщо критерії зберігають те саме значення, тобто співвідношення між ефектами, що визначають розвиток процесу, будуть однакові.

Щоб використати теорію подібності, треба мати математичний опис явища, наприклад, у вигляді диференціальних рівнянь, з яких можна одержати критерії подібності. Числа подібності, складені з величин, заданих при математичному описі процесу, – **визначальні критерії подібності**. Числа подібності, що містять обумовлену величину, – **обумовлені безрозмірні комплекси**. Їх прийнято позначати першими буквами прізвищ видатних учених, які зробили істотний внесок у вивчення процесів теплопереносу та гідродинаміки, і називати на честь цих учених, наприклад:

$Re$  – критерій (число) Рейнольдса (1842 -1912 р.р.),

$Nu$  – критерій Нуссельта (1887 - 1957 р.р.),

$Pr$  – критерій Прандтля (1875 - 1953 р.р.) і т.д.

Кожний із критеріїв подібності має певний фізичний зміст і відповідає певному диференціальному рівнянню. Таким чином, фізичний зміст критеріїв подоби зв'язаний, зокрема, з фізичною сутністю рівнянь, що описують розглядаємі фізичні явища.

Один з критеріїв подібності ми вже згадували – це критерій Рейнольдса  $Re$ , що характеризує співвідношення між інерційними силами та силами внутрішнього тертя. Інакше його називають критерієм кінематичної подібності. Тобто, Критерій Рейнольдса є основною характеристикою, що визначає найбільш важливі властивості течії рідини. Як було зазначено раніше:

при  $Re \leq 2300$  ламінарна течія рідини стійка і всякі випадково виникаючі збурення потоку загасають.

при  $2300 < Re \leq 10000$  – ламінарна течія нестійка й під впливом збурень переходить у турбулентну

при  $Re > 10000$  течія рідини набуває стійкого турбулентного характеру.

#### 10.8 Контрольні запитання

1. Назвіть і дайте визначення основних видів теплообміну. У чому їх принципова відмінність.
2. Основні характеристики теплопровідності.
3. Рівняння Фур'є. Теплоізоляційні властивості матеріалів.
4. Що таке умови однозначності, прямі й зворотні задачі теплопровідності?
5. Наведіть основні рівняння стаціонарної теплопровідності для плоскої і циліндричної стінок.
6. Поясніть причини вимушеної і природної конвекції.
7. Що таке турбулентний і ламінарний режими руху робочого тіла?
8. Які поняття і визначення лежать в основі теорії подібності?

9. Що таке тепловіддача, теплопередача й складний теплообмін?

ЛІТЕРАТУРА: [15-22]

## **ТЕМА 11. СКЛАДНИЙ ТЕПЛООБМІН. ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ**

### **11.1 Тепловіддача та теплопередача**

Як зазначалось, теплообмін – самовільний необоротний процес перенесення теплоти в просторі з неоднорідним розподілом температури. Існує три різних за своєю природою види теплообміну: теплопровідність, конвективний теплообмін (конвекція) і променевий (радіаційний) теплообмін.

На практиці (у реальних умовах) теплообмін або теплоперенесення здійснюється всіма трьома вказаними способами. В цьому випадку він має назву складного теплообміну і складові теплопереносу - теплопровідність, конвекція та випромінювання є частиною загальної передачі теплоти від одного теплоносія (робочого тіла, середовища) іншому, зокрема, через розділяючу стінку або поверхню. Таке перенесення теплоти прийнято називати теплопередачею.

Таким чином теплота передається через огорожуючі конструкції будинків і споруд, а також у всіх безперервно діючих енергетичних установках і теплотехнічному обладнанні (котлах, печах, водо- і повітрянагрівачах, сушарках, пропарювальних камерах, холодильних установках та інших теплообмінних апаратах).

У цьому випадку розрахунок теплопередачі полягає у визначенні кількості теплоти, що передається в одиницю часу від одного теплоносія до іншого (пряма задача). Якщо потрібно визначити необхідну площу поверхні стінки між рідинами для передачі заданої кількості теплоти, то вирішується зворотна задача.

Основним завданням є розрахунок температур на поверхнях кожного шару огорож (теплової ізоляції) та визначення їх оптимальної товщини, виходячи з умови неперевищення максимальних значень температур і допустимих втрат теплоти.

## 11.2 Загальні положення теорії теплопередачі через стінку

Розрахунок теплопередачі через огорожуючі конструкції та теплову ізоляцію базується на загальних положеннях теплообміну через стінки (плоскі, циліндричні, одношарові, багатшарові і т. ін.)

Розглянемо теплопередачу через плоску й циліндричну стінки для умов стаціонарного режиму.

### 11.2.1 Одношарова плоска стінка

Теплота передається від гарячої рідини з температурою  $t'_{ж}$  до холодної рідини, що має температуру  $t''_{ж}$ , через плоску однорідну стінку з теплопровідністю  $\lambda$  (рис 8.1). Стінка має товщину  $\delta$ , що значно менше лінійних розмірів площі її поверхні  $F$ . Це дозволяє знехтувати втратами теплоти з торців стінки.

Розглянемо процес теплопередачі в цьому випадку, який поєднує всі розглянуті вище елементарні процеси. Спочатку теплота передається від гарячого теплоносія  $t'_{ж}$  до однієї з поверхонь шляхом конвективного теплообміну  $\alpha_{до}$ , що може супроводжуватися випромінюванням  $\alpha_{л}$ . Інтенсивність процесу тепловіддачі характеризується коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_1 = \alpha_{до} + \alpha_{л}$ .

Відзначимо, що енергія випромінювання значно нижча, ніж енергія конвективного теплообміну. Тому в практичних розрахунках частіше за все вона не враховується.

Від поверхні стінки з температурою  $t_1$  до іншої (з температурою  $t_2$ ) теплота переноситься теплопровідністю. Нарешті, теплота шляхом



конвективного теплообміну, що характеризується коефіцієнтом тепловіддачі  $\alpha_2$ , знову передається від поверхні стінки до холодної рідини.

При стаціонарному режимі тепловий потік  $Q = q F$  ( $q$  – питомий тепловий потік) у всіх трьох процесах однаковий, а перепад температур між гарячою і холодною рідинами складається з трьох складових:

$$\begin{cases} t'_{\text{ж}} - t_1 = q \cdot \frac{1}{\alpha_1} \\ t_1 - t_2 = q \cdot \frac{\delta}{\lambda} \\ t_2 - t''_{\text{ж}} = q \cdot \frac{1}{\alpha_2} \end{cases} \quad (11.1)$$

і може бути представлений як

$$\Delta t = t'_{\text{ж}} - t''_{\text{ж}} = q \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \quad (11.2)$$

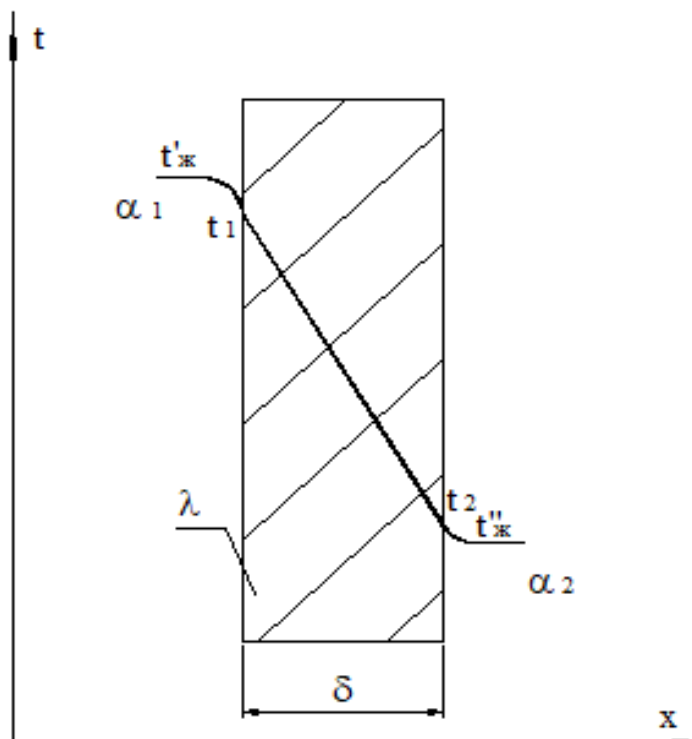


Рисунок 11.1 – Температурне поле в плоскій стінці

Звідси шукана величина щільності теплового потоку

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k \cdot \Delta t, \quad (11.3)$$

а тепловий потік

$$Q = k F \Delta t,$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (11.4)$$

Він має ту ж розмірність, що й  $\alpha$  (Вт/м<sup>2</sup>°С) і визначає потужність теплового потоку, що проходить від одного теплоносія до іншого через одиницю поверхні стінки, що розділяє ці теплоносії при різниці температур між ними в один градус.

У знаменнику формули (11.4)

$\frac{\delta}{\lambda} = R_2$  – термічний опір теплопровідності, а складові

$\frac{1}{\alpha_1} = R_1$  та  $\frac{1}{\alpha_2} = R_3$  – термічні опори тепловіддачі

$\frac{1}{\alpha_1}$  – від гарячої рідини до стінки,

$\frac{1}{\alpha_2}$  – від стінки до холодної рідини).

Сума термічних опорів  $\left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$  – величина, зворотна

коефіцієнту теплопередачі, називається термічним опором теплопередачі.

Звичайно позначається  $R$ , тобто

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = R_1 + R_2 + R_3. \quad (11.5)$$

Одиницями вимірювання  $k$  та  $R$  служать відповідно ( $\text{Вт/м}^2\text{°C}$ ) і ( $\text{м}^2\text{°C/Вт}$ ).

Аналогічно можна записати залежності питомого теплового потоку через багат шарову плоску стінку, що складається з декількох шарів товщиною  $\delta_1, \delta_2, \delta_3, \dots, \delta_n$  з відповідними теплопровідностями  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$ . У цьому разі термічний опір теплопередачі складе

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \text{або}$$

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \quad (11.6)$$

а вираз для визначення коефіцієнта теплопередачі матиме вигляд:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (11.7)$$

З формули (11.7) видно, що величина  $k$  завжди менше кожної з величин  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  і, якщо термічні опори шарів малі в порівнянні з  $\frac{1}{\alpha_1}$  й  $\frac{1}{\alpha_2}$ , то

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (11.8)$$

З рівності (11.8) випливає, що найбільший вплив на  $k$  має той коефіцієнт тепловіддачі, що значно менший від іншого: наприклад, при  $\alpha_1 \ll \alpha_2$  та  $\alpha_1 \ll \delta/\lambda$   $k \approx \alpha_1$ .

Для встановлення температур поверхонь стінки  $t_1, t_2$  досить підставити знайдене значення щільності теплового потоку  $q$  у рівність (11.1).

$$\begin{cases} t_1 = t'_\delta - q \cdot \frac{l}{\alpha_1}; \\ t_2 = t'_\delta - q \cdot \left( \frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \right); \\ t_2 = t''_\delta + q \cdot \frac{l}{\alpha_2}. \end{cases} \quad (11.9)$$

### 11.2.2 Циліндрична стінка

Основний конструктивний елемент теплових мереж та інших трубопроводів різного призначення. Тому даний випадок має велике практичне значення.

Методично визначення теплового потоку через циліндричну стінку аналогічне вище розглянутому випадку теплопередачі через плоску стінку.

Розглянемо циліндричну стінку з внутрішнім діаметром  $d_{BH}$  і зовнішнім  $d_3$ , які досить малі в порівнянні з довжиною  $L$  (рис.11.2). Це дозволяє зневажати втрати теплоти через торці стінки. Внутрішня поверхня омивається гарячим теплоносієм з параметрами  $t'_ж$  і  $\alpha_1$ , зовнішня – більш холодним  $t''_ж$  і  $\alpha_2$ .

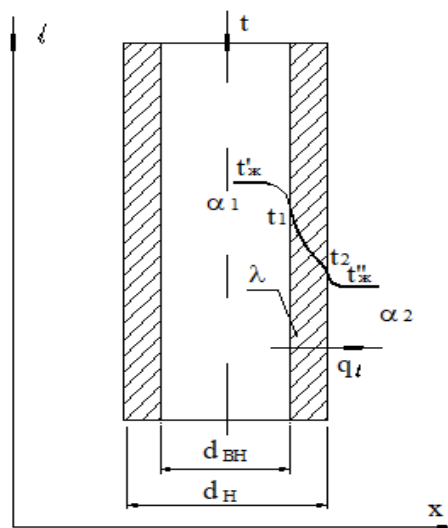


Рисунок 11.2 – Температурне поле в циліндричній стінці

Температури  $t'_{\text{ж}}$  та  $t''_{\text{ж}}$  незмінні, стінки труби однорідні. Матеріал стінок має коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$ ,  $t_1$  та  $t_2$  незмінні температури на внутрішній і зовнішній поверхні стінки. Процес теплопередачі стаціонарний, тобто лінійна щільність теплового потоку  $q$  від більш нагрітого теплоносія до більш холодного буде постійна, відповідно, рівна

$$\begin{cases} q_l = \pi d_{BH} \alpha_1 (t'_{\text{ж}} - t_1); \\ q_l = \frac{2\pi \lambda}{\ln \frac{d_H}{d_{BH}}} (t_1 - t_2); \\ q_l = \pi d_H \alpha_2 (t_2 - t''_{\text{ж}}). \end{cases} \quad (11.10)$$

Звідси можна записати

$$t'_{\text{ж}} - t''_{\text{ж}} = \Delta t = q_l = \left[ \frac{l}{\pi d_{BH} \alpha_1} + \frac{l}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + \frac{l}{\pi d_H \alpha_2} \right]$$

і визначити лінійний тепловий потік через стінку

$$q_l = \frac{\Delta t}{\frac{l}{\pi d_{BH} \alpha_1} + \frac{l}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + \frac{l}{\pi d_H \alpha_2}}, \quad (11.11)$$

або

$$q_l = k_l \Delta t, \quad (11.12)$$

де  $k$  – лінійний коефіцієнт теплопередачі

$$k_l = \frac{l}{\frac{l}{\pi d_{BH} \alpha_1} + \frac{l}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + \frac{l}{\pi d_H \alpha_2}}. \quad (11.13)$$

У цьому випадку чисельне значення  $k_l$  визначає потужність теплового потоку, що проходить від одного теплоносія до іншого через 1 м довжини труби, якщо різниця температур між теплоносіями рівна одному градусу.

Потужність теплового потоку, передана через трубу довжиною  $L$ , становить

$$Q = q_l \cdot L = k_l \cdot L \cdot \Delta t,$$

а лінійний термічний опір теплопередачі буде рівним

$$R_l = \frac{l}{\pi d_{BH} \alpha_1} + \frac{l}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + \frac{l}{\pi d_H \alpha_2} = R_1 + R_2 + R_3. \quad (11.14)$$

Для багат шарової циліндричної стінки вираз (11.14) набере наступний вигляд

$$R_l = \frac{l}{\pi d_1 \alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{l}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{l}{\pi d_{n+1} \alpha_2}. \quad (11.15)$$

де  $d_i$  – внутрішній діаметр,

$n$  – кількість шарів.

Тоді коефіцієнт  $k_l$  буде рівним

$$k_l = \frac{l}{\frac{l}{\pi d_1 \alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{l}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{l}{\pi d_{n+1} \alpha_2}}. \quad (11.16)$$

Представлені вище вирази (11.10) – (11.11) дозволяють знайти значення температур поверхні циліндричної стінки:

$$\begin{cases} t_1 = t'_{\text{Ж}} - q_l \frac{l}{\pi d_{\text{BH}} \alpha_1}; \\ t_2 = t'_{\text{Ж}} - q_l \left[ \frac{l}{\pi d_{\text{BH}} \alpha_1} + \frac{l}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_{\text{H}}}{d_{\text{BH}}} \right]; \\ t_2 = t''_{\text{Ж}} + q_l \frac{l}{\pi d_{\text{H}} \alpha_2} \end{cases} \quad (11.17)$$

### 11.3 Теплова ізоляція

Наведені вище загальні положення теплопередачі лежать в основі розрахунку теплової ізоляції огорожуючих конструкцій, будинків і споруд, теплопроводів різного призначення та інших теплотехнічних об'єктів. Для зменшення теплопередачі необхідно збільшити термічний опір  $R = l/k$ , де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі, обумовлений, як було показано вище, умовами конвективного теплообміну та теплопровідністю розглянутого конструктивного елемента (наприклад,  $\lambda/\delta$  у випадку плоскої стінки, де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності,  $\delta$  – товщина стінки).

Таким чином, досить збільшити термічний опір, наприклад,  $R_1 = l/\alpha_1$ ,  $R_2 = \delta/\lambda$ ,  $R_3 = l/\alpha_2$ , що можна зробити по-різному. У більшості випадків при проектуванні, виготовленні та експлуатації різних теплових систем і огорожуючих конструкцій будинків це досягається шляхом застосування теплової ізоляції (захисту).

У загальному випадку тепла ізоляція – будь-яке допоміжне покриття, що знижує втрати теплоти в навколишній простір. При цьому переслідуються дві основні цілі (разом або роздільно): економія енергоресурсів (зниження втрат теплоти) або створення можливості здійснення технологічних процесів і санітарних умов праці. У кожному конкретному випадку підхід до вибору й

розрахунку теплової ізоляції може бути різним. При вирішенні першої задачі головне – економічні міркування, другої – вимоги технології та санітарії.

Тут треба звернути увагу на розходження між коефіцієнтами теплопровідності  $\lambda$ , тепловіддачі  $\alpha_1$  і теплопередачі  $K$ , що багато в чому визначає вибір і розрахунок теплової ізоляції. Коефіцієнт теплопередачі – чисто розрахункова величина, обумовлена коефіцієнтами тепловіддачі обох поверхонь теплоізоляції і її термічним опором. Коефіцієнт теплопередачі ніколи не може перевищити  $\alpha_1, \alpha_2, \lambda/\delta$ .

Як теплоізоляцію можна застосовувати будь-які матеріали з низькою теплопровідністю. Однак до теплоізоляційних відносяться матеріали, що мають  $\lambda < 0,2 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$  при температурі  $50 \div 100^\circ\text{C}$ .

Багато теплоізоляційних матеріалів застосовуються в їх природному стані: азбест, слюда, дерево, пробка, торф, земля, пісок і т.п. Однак більшість отриманих шляхом спеціальної обробки природних матеріалів являють собою різноманітні суміші. Асортименти теплоізоляційних матеріалів найрізноманітніші (шлакова вата, зоноліт, азбозурит, конвель, совеліт, базальтоволокнисті матеріали і т.п.) залежно від вихідних матеріалів і технології їхньої переробки. Широке застосування знаходять альфольєва ізоляція, головний елемент якої – герметичні порожнини, заповнені повітрям для зменшення природної конвекції, а також алюмінієва фольга – екран для зменшення тепловіддачі.

Коефіцієнт теплопровідності  $\lambda$  залежить від пористості матеріалів. Чим вона вище, тим нижче  $\lambda$ . У той же час, збільшення пористості (зменшення щільності  $\rho$ ) істотно впливає на вагові властивості матеріалів, які необхідно враховувати при виборі теплової ізоляції. Треба також враховувати механічні властивості матеріалів, їхню здатність поглинати вологу, витримувати високу температуру.

Якщо температура об'єкта, що ізолюється, висока, застосовується багатошарова ізоляція, у тому числі з різних матеріалів. Досить складною є ізоляція об'єктів, що експлуатуються у вологих приміщеннях і при низьких



температурах. У міру насичення матеріалу вологою його теплопровідність істотно зростає (чим нижче температура, тим вище теплопровідність). Таким чином, теплопровідні властивості можуть різко погіршитися. Якщо теплопровідність сухого ізолятора  $\lambda = 0,2 \div 0,08 \text{ Вт/м } ^\circ\text{C}$ , то теплопровідність води  $\lambda_B = 0,5 \div 0,7 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}$ , а льоду  $\lambda_L = 2,5 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}$ ). Щоб уникнути насичення матеріалу вологою, застосовують спеціальні конструктивні рішення.

Розглянемо більш докладно формулу (8.15), що визначає лінійний термічний опір циліндричної стінки і з якої видно, що зі збільшенням зовнішнього діаметра  $d_3$  зростає термічний опір теплопровідності

$$R_2 = \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{d_3}{d_{BH}}$$

і зменшується термічний опір тепловіддачі від стінки до холодної рідини

$$R_3 = \frac{1}{\pi d_H \alpha_2}.$$

Отже залежно від товщини стінки ( $d_{BH} = \text{const}$ ,  $d_3 = \text{var}$ ) її термічний опір буде збільшуватися або зменшуватися. При певному значенні зовнішнього діаметра  $d_3$ , що називається критичним, термічний опір стінки  $R$  матиме мінімальне значення, і кількість теплоти, передана в цьому випадку від внутрішнього середовища до зовнішнього, буде максимальною.

Для визначення критичного діаметра  $d_{3 \text{ кр}}$  візьмемо похідну від термічного опору циліндричної стінки  $R$  при змінному  $d_3$  і прирівняємо її до нуля. У результаті одержимо

$$\left( \frac{\partial R}{\partial d_H} \right)_{d_{BH}} = \frac{\partial R_2}{\partial d_H} + \frac{\partial R_3}{\partial d_H} = \frac{1}{2\pi \lambda} \cdot \frac{1}{d_H} - \frac{1}{\pi d_H^2 \alpha_2},$$

$$d_{3 \text{ кр}} = \frac{2\lambda}{\alpha_2}. \quad (11.18)$$

де  $d_{3\text{ КР}}$  – деяке екстремальне значення зовнішнього діаметра труби, при якому сумарний термічний опір стінки виявляється найменшим, а теплопередача найбільшою.

Доречно нагадати, що в теорії подібності співвідношення між конвекцією і теплопровідністю (перенесення тепла на межі тіла із середовищем) визначається критерієм подібності Біо, що має вигляд

$$Bi = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (11.19)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі на поверхні тіла, Вт/(м<sup>2</sup>°С),

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності даного тіла, Вт/(м°С),

$l$  – визначальний розмір (для труби – діаметр).

Виходячи з (11.18) і (11.19), можна встановити, що критичний діаметр  $d_{3\text{ КР}}$  відповідає критерію Біо, рівному

$$Bi_{\text{КР}} = \frac{\alpha_2 \cdot (d_3)_{\text{КР}}}{\lambda} = 2. \quad (11.20)$$

При діаметрі труб  $d_3 > d_{3\text{ КР}}$  збільшення товщини стінки труби сприяє підвищенню тепловіддачі.

Можна показати, що для сталевих труб з  $\lambda = 60$  Вт/(м°С) при  $\alpha_2 = 10$  Вт/(м<sup>2</sup>°С) (природна конвекція) критичний діаметр виявляється дуже великим:  $d_{3\text{ КР}} \cong 12$  м; при  $\alpha_2 = 10^4$  Вт/(м<sup>2</sup>°С) (теплообмін при вимушеній конвекції для води) – дуже маленьким  $d_{3\text{ КР}} \cong 12$  мм.

Для керамічних і скляних труб з  $\lambda = 1$  Вт/(м°С) і  $\alpha_2 = 10$  Вт/(м<sup>2</sup>°С) –  $d_{3\text{ КР}} \cong 0,2$  м.

Для теплової ізоляції з  $\lambda = 0,1$  Вт/(м°С) в умовах природної конвекції (при  $\alpha_2 = 10$  Вт/(м<sup>2</sup>°С)) –  $d_{3\text{ КР}} \cong 20$  мм. Для діаметрів циліндричних оболонок ізоляції менше  $d_{3\text{ КР}}$  тепла ізоляція втрачає свою роль, і при збільшенні товщини оболонки ізоляції теплопередача збільшується (наприклад, при ізоляції електричних проводів).

Нарешті, для циліндричних стінок невеликої товщини в порівнянні з внутрішнім діаметром, тобто при  $\frac{d_3 - d_{BH}}{2} \ll d_{BH}$  розрахунок теплопередачі можна проводити за формулами теплопередачі через плоску стінку, отриману розгорненням кола середнього діаметра циліндричної стінки:

$$Q \cong \pi \frac{d_{BH} + d_3}{d_3 - d_{BH}} \lambda (t_1 - t_2). \quad (11.21)$$

Формулою (11.21) можна користуватися, наприклад, для розрахунку теплопередачі труб з  $d_3/d_{BH} < 1,5$ . Помилка в порівнянні з розрахунком за формулою для циліндричної стінки не перевищує 1,2%.

#### 11.4 Визначення оптимального рівня теплозахисту огорожуючих конструкцій

Розглянемо ще раз умови раціонального вибору товщини матеріалу і товщини шару теплової ізоляції. Як було зазначено, при збільшенні товщини ( $\delta$ ) теплової ізоляції теплові втрати зменшуються не пропорційно  $\delta$ . Більше того, при невірному виборі матеріалу ізоляції питомі втрати можуть теж збільшитися.

Останнє пов'язано з тим, що в ізольованого трубопровода зовнішня поверхня зростає і умови тепловіддачі покращуються. Матеріал ізоляції вибрано вірно, якщо

$$\lambda_{i3} < \alpha_2 d_2 / 2,$$

де  $d_2$  - зовнішній діаметр трубопроводу,

$\alpha_2$  - коефіцієнт теплопровідності від зовнішньої стінки у навколишнє середовище.

Дійсно, якщо термічний опір трубопроводу без ізоляції

$$R_{c_o} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{\lambda_{ct}} \ln \frac{d_2}{d_1} - \frac{1}{\alpha_2 d_2},$$

з шаром ізоляції

$$R_c = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{\lambda_{ct}} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_{i3}} \ln \frac{d_{i3}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{i3}},$$

то

$$\Delta R_c = R_c - R_{c_o} = \underbrace{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_1}{d_2}}_{(a)} - \underbrace{\frac{1}{\alpha_2} \left( \frac{1}{d_2} - \frac{1}{d_1} \right)}_{(b)}.$$

За рахунок складової (a)  $R_c$  зменшується, але за рахунок (b) - збільшується ( $d_{i3} > d_2$ ).

Для зниження теплових втрат потрібно, щоб  $\Delta R_c > 0$ , тобто (a) > (b).

Це можливо за умови  $\lambda_{i3} < \frac{1}{2} \alpha_2 d_2 K$ , де  $K = (\ln d_{i3} / d_2) / (1 - d_2 / d_{i3})$ ,

звідки слідує, що  $\lambda_{i3} < \alpha_2 d_2 / 2$ .

У протилежному разі питомі втрати тепла зростатимуть.

## 11.5 Контрольні запитання

1. Назвіть і дайте визначення основних видів теплообміну. У чому їх принципова відмінність.

2. Основні характеристики теплопровідності.
3. Рівняння Фур'є. Теплоізоляційні властивості матеріалів.
4. Що таке умови однозначності, прямі й зворотні задачі теплопровідності?
5. Наведіть основні рівняння стаціонарної теплопровідності для плоскої і циліндричної стінок.
6. Поясніть причини вимушеної і природної конвекції.
7. Що таке турбулентний і ламінарний режими руху робочого тіла?
8. Які поняття і визначення лежать в основі теорії подібності?
9. Що таке тепловіддача, теплопередача й складний теплообмін?

ЛІТЕРАТУРА : [18-22]

## ТЕМА 12 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ

12.1 Призначення класифікація і область використання теплообмінних апаратів

**Теплообмінні апарати ТА** – пристрої для передачі теплоти від одного середовища більш нагрітого до іншого менш нагрітого. Область використання ТА обширна, використовуються вони в енергетиці (парогенератори, пароперегрівачі, конденсатори), в промисловості (доменні і мартенівські печі) в нафтовій і нафтохімічній промисловості. Без перебільшення можна відмітити, що немає ніодної галузі промисловості де не використовуються теплообмінні апарати. В багатьох галузях народного господарства на ТА припадає 50 % вартості всього обладнання. На сьогоднішній день ще не вироблена досконала класифікація теплообмінників ТА класифікують за такими ознаками:

– **за принципом дії:**

– контактні (змішувальні). В цих апаратах відбувається безпосередній контакт і змішування гарячого і холодного теплоносіїв.

– поверхневі. В цих теплообмінниках теплообмін відбувається з участю поверхні твердого тіла, яка є проміжним теплоносієм. Поверхневі ТА поділяються на:

– рекуперативні – в яких теплообмін відбувається через відокремлюючу теплоносії стінку.

– регенеративні – в цих ТА теплообмін відбувається в результаті періодичного стикання теплоносіїв з теплоакumuлюючою поверхнею.

– **за технологічним призначенням:**

повітронагрівачі, парогенератори, пароперегрівачі, оливоохолоджувачі і т.д.;

– **за схемою руху теплоносіїв:**

прямоточні, протиточні, з перехресним током, комбіновані.

– **за родом теплоносіїв:**

водо-водяні, пароводяні, водоповітряні.

– **за родом матеріалу, з якого виготовлені теплообмінники:**

стальні, чавунні, скляні і т.д.

– **за родом теплообмінних поверхонь:**

гладкотрубні, ребристі, пластинчасті, спіральні.

– **за числом ходів:**

одноходові, багатоходові.

## 12.1 Поверхневі теплообмінні апарати

Прилади, що призначені для передачі теплоти від одного середовища (рідини або газу) до іншого мають назву теплообмінних апаратів або теплообмінників. Їх можна поділити на три групи.

Регенеративні – теплообмінники, у яких одна і та ж сама поверхня періодично омивається то гарячим, то холодним середовищем. Головним конструктивним елементом є теплоакumuлюючий прилад.

Рекуперативні – теплообмінники, у яких перенос тепла здійснюється через стінку або поверхню, що розділяє робочі тіла різної температури.

Змішувальні – теплообмінники, у яких перенос тепла здійснюється під час процесу безпосереднього перемішування нагрітого та холодного теплоносія, тобто теплообмін протікає одночасно з масообміном.

Існуючі теплообмінні апарати відрізняються друг від друга конструкціями, формами, розміром, призначенням, видом теплоносія та другими особливостями. Однак, головні положення їх теплового розрахунку залишаються загальними:

1. Визначення поверхонь нагріву  $F$ , яка забезпечує передачу заданої кількості тепла від гарячого теплоносія до холодного.
2. Визначення кількості тепла  $Q$ , яке може бути передано від гарячої рідини до холодної, при відомій поверхні нагріву  $F$ .
3. Визначення кінцевих показників обох середовищ, які беруть участь у теплообміні при відомих  $F$  і  $Q$ .

Зупинимось на розгляді основних положень теплового розрахунку стосовно рекуперативних теплообмінних апаратів. Найпростіші представляють собою труби, які вставлені одна у другу. По одній з них, наприклад, по внутрішній, тече середовище, яке гріє, по другій – яке нагріває.

Теплообмінники підрозділяються у залежності від схеми руху теплоносіїв. Основні з них: прямоток – рух теплоносіїв відбувається паралельно друг другу в одному напрямку (рис.12.1); протиток - рух теплоносіїв відбувається паралельно друг другу в протилежному напрямку; перехресний рух теплоносіїв.

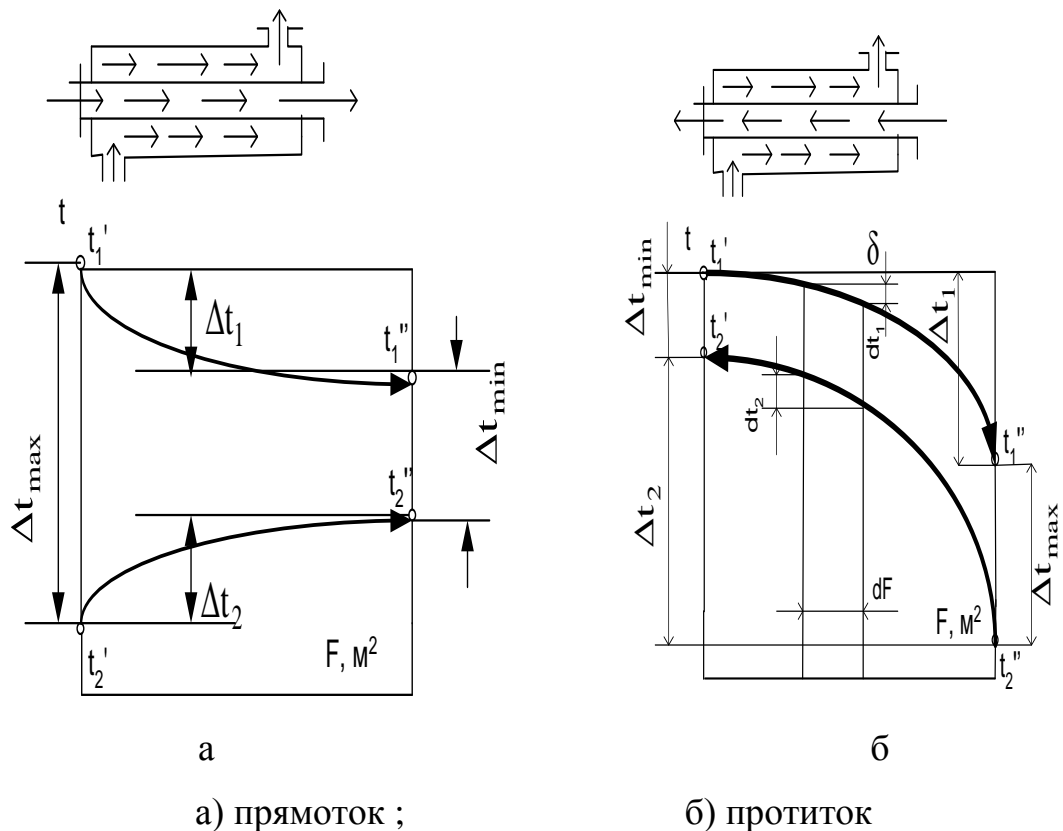


Рисунок 12.1 – Рух теплоносіїв в теплообміннику та зміна температури

Під час прямотоку (рис. 12.1, а) робоче тіло, що нагрівається, виходить з теплообмінника з температурою, меншою за грійну. У разі протитоку в залежності від кількості робочих тіл, яке гріє і яке нагрівається, на виході можна отримати температуру останнього, яка перевищує температуру виходу гріючого .

### 12.3 Основи теплового розрахунку теплообмінників

**Метою теплового розрахунку ТА** є визначення площі поверхні теплообміну, а в тому випадку коли площа поверхні теплообмінника відома, то метою розрахунку є знаходження кінцевих температур теплоносіїв.

В основі розрахунку ТА лежать рівняння теплового балансу і рівняння теплопередачі.

Рівняння теплопередачі записується у вигляді

$$Q = kF(t_1 - t_2) = kF\Delta t, \quad (12.1)$$



де  $Q$  – тепловий потік,  $Bm$ ;

$k$  – середній коефіцієнт теплопередачі,  $\frac{Bm}{m^2 \cdot K}$ ;

$F$  – площа поверхні теплообміну,  $m^2$ ;

$t_1, t_2$  – температури гарячого і холодного теплоносіїв.

## 12.4 Рівняння теплового балансу

Основні рівняння, що вирішують при розрахунку теплообмінників, наступні:

Рівняння теплового балансу. Кількість тепла, що віддається робочим тілом, яке нагріває, уся витрачається на підвищення температури холодного теплоносія (витратами тепла в навколишнє простір зневажаємо). В цьому разі рівняння теплового балансу має наступний вигляд:

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2} (t_2' - t_2''), \quad (12.2)$$

де  $G_1$  – маса гріючої рідини у одиницю часу,

$c_{p1}$  – її масова теплоємність;

$t_1'$  та  $t_1''$  – початкова і кінцева температура;

$G_2$  – маса робочого тіла, що гріє,  $c_{p2}$  – масова теплоємність,

$t_2'$  та  $t_2''$  – початкова і кінцева температури;

$Q$  – кількість тепла, віддане грійною рідиною та отримане нагрівальною рідиною ( $G$ ,  $кг/с$ ;  $c_p$ ,  $Дж/кгК$ ;  $\Delta t_1 = t_1' - t_1''$ , та  $\Delta t_2 = t_2' - t_2''$   $К$  або  $^{\circ}C$ ;  $Q$  –  $Дж/С$  або  $Вт$ ).

## 12.5 Рівняння теплопередачі

Зв'язує кількість тепла  $Q$  з розмірами та конфігурацією поверхні нагріву теплообмінника

$$Q = kF\Delta t,$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі;

$F$  – поверхня нагріву;

$\Delta t$  - різниця температур.

Прийmemo

$$G_1 c_{p1} = W_1, \quad G_2 c_{p2} = W_2;$$

$$t_1' - t_1'' = \Delta t_1, \quad t_2' - t_2'' = \Delta t_2,$$

тоді

$$W_1 \Delta t_1 = W_2 \Delta t_2, \quad \frac{W_1}{W_2} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}. \quad (12.3)$$

Таким чином, відношення добутків ваги рідин, які беруть учать у теплообміні, на їх теплоємність зворотно пропорційно температурним перепадам цих рідин.

Теплообмін відбувається на усьому протязі робочих поверхонь. Різниця температур грійного та нагрівального тіл по ходу теплообмінного апарату змінюється. Для вирішення рівняння теплопередачі необхідно знайти середню різницю температур  $\Delta t_{cp}$ .

Рівняння теплопередачі для елементарної площадки  $dF$  має вигляд

$$dQ = k dF \Delta t = W_1 dt_1 = W_2 dt_2. \text{ Звідки можна записати, що } dt_1 = \frac{dQ}{W_1},$$

$$dt_2 = \frac{dQ}{W_2};$$

$$d(t_2 - t_1) = d\Delta t = k dF \Delta t \left( \frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} \right).$$

Звідки

$$\frac{d\Delta t}{\Delta t} = k dF \left( \frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} \right). \quad (12.4)$$

Після інтегрування рівняння (12.4) у межах від  $\Delta t_{min}$  до  $\Delta t_{max}$ , маємо:

$$\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}} = k F \left( \frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} \right),$$

$$\frac{1}{W_2} - \frac{1}{W_1} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{Q} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{Q},$$

$$\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} = \frac{kF}{Q} (\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min})$$

або

$$Q = kF \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}},$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}. \quad (12.5)$$

де  $\Delta t_{\text{cp}}$  - середня логарифмічна різниця температур взаємодіючих робочих тіл,

$\Delta t_{\max}$  і  $\Delta t_{\min}$ , відповідно найбільша та найменша різниця температур на вході (виході) теплообмінника.

Залежність (12.5) може бути застосована при розрахунках теплообмінників, типи яких розглянуті вище. Для спрощення представляють  $\Delta t_{\text{cp}} = n \Delta t_{\max}$ , де значення  $n = f(\Delta t_{\min} / \Delta t_{\max})$  зводять у таблиці.

Для наближених розрахунків використовують формулу

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{1}, \quad (12.6)$$

яка визначається як середньо арифметична різниця температур.

Залежністю (12.6) можна користуватись, якщо відношення різниці температур на вході в теплообмінник до різниці температур на виході менше двох, тобто  $(t_1' - t_1'') / (t_2' - t_2'') < 2$ .

Розрахунки показують, що при інших рівних умовах поверхня теплообмінного апарату з протитоком виходить менша, ніж у апарата з прямотоком.

## 12.6 Контрольні запитання

1. Що таке тепловіддача, теплопередача й складний теплообмін?
2. Наведіть основні вирази, що характеризують теплопередачу через плоску й циліндричну стінку.
3. Термічний опір та термічна провідність.
4. Теплова ізоляція: визначення, основні види і характеристики.
5. Що таке „критична товщина ізоляції”?
6. Як визначити оптимальний рівень теплозахисту огорожуючих конструкцій ?
7. Теплообмінні апарати: класифікація, основи розрахунків.

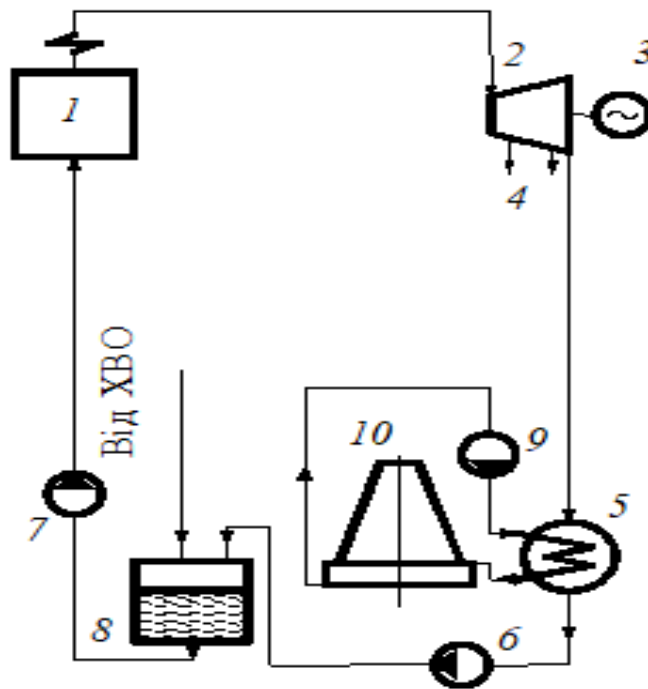
ЛІТЕРАТУРА: [15-20]

## **ТЕМА13. ПАРОТУРБІННІ, ГАЗОТУРБІННІ І КОМБІНОВАНІ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ ТА ЇХ СКЛАДОВІ ЧАСТИНИ**

### 13.1 Паротурбінні установки (ПТУ)

- Паротурбінні установки (ПТУ), що застосовуються як базові для виробництва електричної і теплової енергії є основою сучасної енергетики.
- Для виробництва тільки електричної енергії застосовують конденсаційні ПТУ, електричної та теплової – теплофікаційні ПТУ (які мають регульовані відбори пари, що йде на теплопостачання).

Основними елементами ПТУ (рис.13.1) є: котел 1, турбіна 2, електрогенератор 3, конденсатор 5, циркуляційний 6, конденсатний 7 і живильний 9 насоси, бак живильної води 8 і охолоджувач циркуляційної води 10.



1 – паровий котел; 2 – турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – регульовані відбори пари; 5 – конденсатор; 6 – конденсатний електронасос (КЕН); 7 – живильний електронасос; 8 – бак живильної води; 9 – сітьовий насос; 10 – градирня

Рисунок 13.1 – Принципова схема конденсаційної паротурбінної установки

Хімічна енергія палива, яке спалюють у топці котла, перетворюється в теплову енергію і передається (через радіаційні і конвективні поверхні нагріву котла) живильній воді. У результаті утворюється насичена пара, що перегрівається в пароперегрівачі і далі надходить при відповідному тиску  $p_0$  і температурі  $t_0$  до парової турбіни.

У сопловому апараті парової турбіни відбувається перетворення потенційної енергії пари в кінетичну, яка, у свою чергу, перетворюється на робочих лопатках в механічну енергію обертання ротора турбіни. Перетворення механічної енергії в електричну відбувається в електрогенераторі.

Особливістю конденсаційної установки є те, що відпрацьована водяна пара (за винятком деякої її кількості – до 20–30 %), яка відбирається у вигляді нерегульованих відборів і подається в систему регенеративного підігріву

живильної води) направляється в конденсатор з тиском  $p_k$ , значно нижче атмосферного. Конденсатор являє собою теплообмінник поверхневого типу, де в результаті теплообміну між відпрацьованою парою і холодною циркуляційною водою відбувається конденсація пари при температурі  $t_k$ .

Конденсат конденсатним насосом подають в систему регенеративного підігріву живильної води. Далі після термічної дегазації (для видалення корозійних газів  $\text{CO}_2$  і  $\text{O}_2$ ) і додавання хімічно очищеної води (для поповнення втрат конденсату) живильну воду живильним насосом подають у котел. У результаті робочий цикл замикається.

У комбінованому виробництві теплової і електричної енергії застосовують паротурбінні установки з регульованими теплофікаційними і промисловими відборами пари. Тиск теплофікаційного відбору пари значно нижчий, ніж тиск промислового.

Коли споживачеві (промислому об'єктові) потрібна в значній кількості пара для технологічних потреб, використовують парові турбіни з протитиском. У цьому випадку в схемі ПТУ немає конденсатора, і вся відпрацьована пара направляється споживачеві. Конденсат пари, що надходить від споживача, частково або цілком повертається на станцію і використовується для живлення котлів. У таких установках кількість пари, що проходить через турбіну, а, отже, і кількість вироблюваної електроенергії цілком залежать від теплового споживання.

Тобто, станція, що оснащена турбінами з протитиском працює за заданим тепловим графіком, тобто повинна мати можливість віддавати всю вироблену нею електроенергію в електричну мережу досить потужної системи. У тих випадках, коли споживач зменшує витрату теплоти, що означає зниження вироблення і електричної енергії, електрична система має заповнювати це зниження потужності підвищенням її на інших станціях системи.

*Газотурбінні установки порівняно з паровими мають такі особливості:*

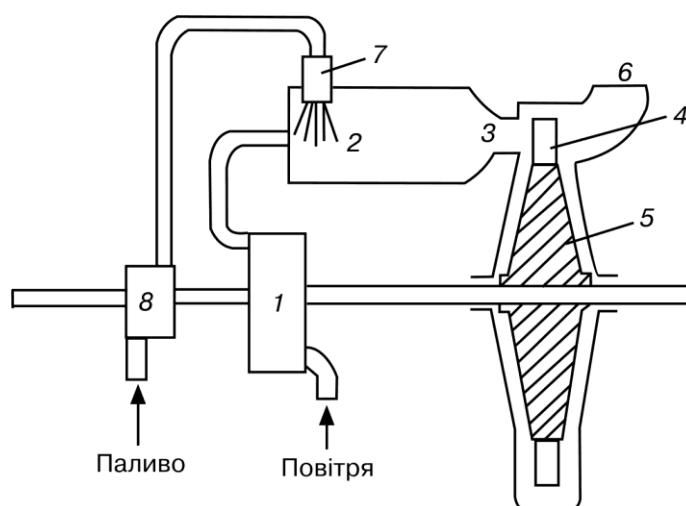
- немає металоємних та об'ємних парових котлів і котельного цеху;

- швидкий пуск, який створює сприятливі умови для використання ГТУ, щоб покрити пікові навантаження;
- незначна потреба у воді;
- значно менша кількість обслуговуючого персоналу (включаючи можливість повної автоматизації робочого процесу);
- можливість роботи переважно на рідкому та газовому паливі.

Газові турбіни зі згоранням при постійному тиску можна розподілити на турбіни, що працюють у розімкненому і замкненому циклі.

На рис. 13.2 подано принципову схему ГТУ, що працює у найпростішому розімкненому циклі (циклу Брайтона).

Паливний насос 8 подає в камеру згорання 2 через форсунку 7 паливо, що згорає, змішуючись з повітрям, яке подають у камеру під тиском, створюваним компресором 1. Продукти згорання проходять через сопла 3 і, розширюючись у них, надходять з великою швидкістю на робочі лопатки 4, установлені на диску 5. Відпрацьовані гази виходять в атмосферу через вихлопний патрубок 6. Якщо потрібне комбіноване виробництво теплової і електричної енергії, то ГТУ може мати котел-утилізатор, з'єднаний з вихлопним патрубком турбіни.



1 – компресор; 2 – камера згорання; 3 – сопла; 4 – робочі лопатки;  
5 – диск; 6 – вихлопний патрубок; 7 – форсунка; 8 – насос

Рисунок 13.2 – Принципова схема газової турбіни зі згоранням при постійному тиску

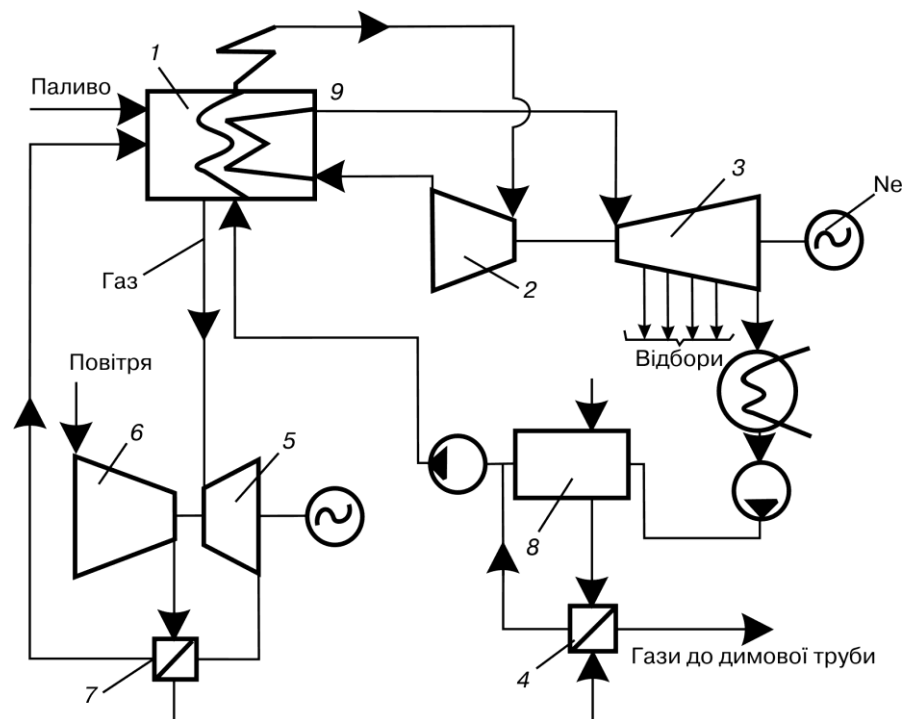
Показником ефективності перетворення хімічної енергії палива на електричну є коефіцієнт корисної дії установки. Найчастіше,  $\eta_{\text{ПГУ}} > \eta_{\text{ГТУ}}$ . Однак, якщо ПТУ і ГТУ використовують спільно, то ККД комбінованої установки (ПГУ) стає істотно вищим за відповідний показник ПТУ. Це пояснюється тим, що у цьому разі використовують переваги розгляданих установок і виключають недоліки, зумовлені термодинамічною недосконалістю кожної з них.

Вища початкова температура циклу ГТУ визначає її істотну термодинамічну перевагу порівняно з ПТУ. Водночас вища кінцева температура газотурбінного циклу визначає низьку термодинамічну ефективність ГТУ.

У комбінованому циклі ГТУ виконує роль надбудови над ПТУ, що зумовлює підвищення сумарного ККД комбінованого циклу.

Є багато різних варіантів парогазових установок і відповідних циклів, що визначаються особливостями функціонування елементів ГТУ і ПГУ і їх взаємозв'язком. Одну з можливих схем ПГУ, що працює за бінарною схемою (за наявності двох силових контурів з роздільною подачею пари і газу в парову і газову турбіну) наведено на рис. 13.3.





1 – паровий котел; 2 – парова турбіна (ЦВТ); 3 – парова турбіна (ЦНТ); 4 – економайзер; 5 – газова турбіна; 6 – компресор; 7 – регенератор; 8 – система регенеративного підігріву живильної води; 9 – проміжний перегрів водяної пари

Рисунок 13.3 – Принципова схема ПГУ з високонапорним парогенератором

У цій схемі застосований високонапорний парогенератор 1, тобто котел спеціальної конструкції з топкою, що працює під тиском і забезпечує ефективну теплопередачу та високі теплові навантаження поверхонь нагріву (до  $350 \text{ кВт/м}^2$ ). Повітря, потрібне для горіння палива, подається осьовим компресором 6 через регенератор 7, де воно підігрівається відпрацьованими в газовій турбіні 5 газами. Після парогенератора гази подаються під тиском в газову турбіну. Відпрацьовані в турбіні гази подаються в регенератор для підігріву повітря і потім в економайзер 4 для підігріву живильної води паротурбінної установки, включеної послідовно із системою регенеративного підігрівача сітрової води 8. Пару високого тиску, отриману в парогенераторі,

використовують для приводу парової двоциліндрової турбіни 2 і 3 з проміжним перегрівом пари 9.

Газова турбіна виконує функції приводу компресора, що знаходиться на її валу, а надлишкову потужність використовують для приводу електричного генератора.

Паливом у такій установці може слугувати газ або рідке паливо, що забезпечує чистоту продуктів згорання перед газовою турбіною для запобігання забрудненню її проточної частини.

Крім ПГУ, що працюють за бінарною схемою, є також комбіновані установки, що працюють за монарною схемою, у яких робоче тіло турбіни – це суміш продуктів згорання з водяною парою. Такі установки називають *газопарові*.

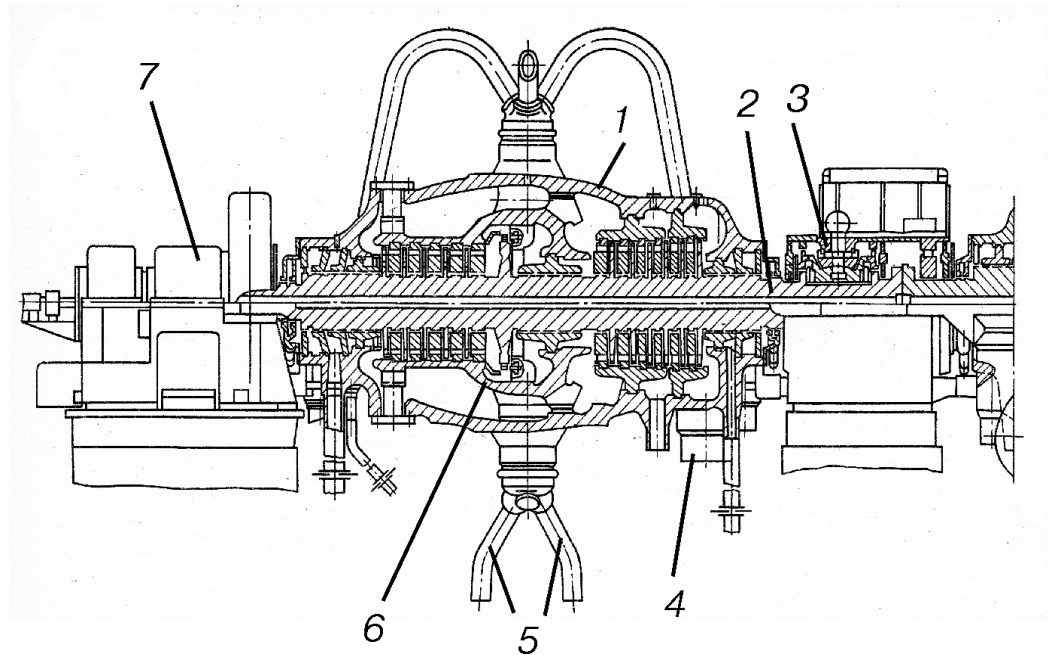
### 13.2 Парові і газові турбіни

Парові і газові турбіни – основні механізми перетворення потенційної енергії робочого тіла на механічну роботу відповідно в ПТУ і ПГУ. Вони складаються з ідентичних елементів, однак конструкція і технологія виготовлення цих елементів може бути різною.

На рис. 13.4 показано поздовжній розріз циліндра високого тиску (ЦВТ) парової турбіни з поворотним потоком пари.

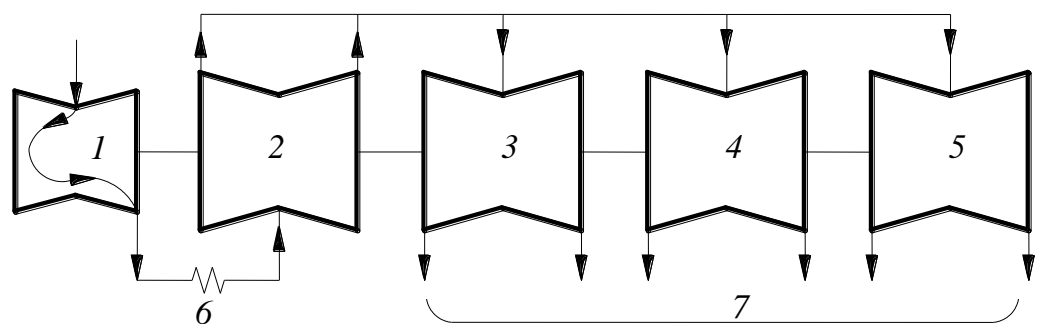
Така схема виконання ЦВТ властива конденсаційним турбінам Ленінградського металевго заводу (ЛМЗ) і турбінам з протитиском або з регульованими відбираннями пари, що працюють на докритичних або понадкритичних параметрах пари. Ротор ЦВТ дисковий суцільнокований. Статор ЦВТ 1 складається із зовнішнього і внутрішнього 6 корпусів. Спочатку пара надходить до внутрішнього корпусу в середній частині циліндра, проходить через декілька ступенів у лівій частині ЦВТ, протікає між внутрішнім і зовнішнім корпусами в протилежному напрямку, далі проходить через останні ступені ЦВТ і через вихідний патрубок виводиться з циліндра. Потім, після проміжного перегріву, пара надходить до циліндра 2 середнього

тиску (ЦСТ), після чого трьома паралельними потоками надходить до трьох циліндрів низького тиску (ЦНТ) і далі потрапляє до конденсатора (рис. 13.5).



1 – зовнішній корпус; 2 – суцільнокований дисковий ротор; 3 – задній опорний підшипник; 4 – вихідний патрубок; 5 – подвійний підвід свіжої пари; 6 – внутрішній корпус; 7 – корпус установки переднього опорно-упорного підшипника

Рисунок 13.4 – Проточна частина ЦВТ з поворотним потоком пари



1 – ЦВТ; 2 – ЦСТ; 3 – ЦНТ1; 4 – ЦНТ2; 5 – ЦНТ3; 6 – проміжний пароперегрівник; 7 – до конденсатора.

Рисунок 13.5 – Структурна схема конденсаційних турбін ЛМЗ потужністю 800 і 1 200 МВт

Якщо в паровій турбіні робочим тілом є водяна пара, то в газовій продукти згорання палива і стисненого повітря. Найістотнішою є відмінність у конструкції і технології виготовлення ротора газової турбіни, виконаного у вигляді збірної конструкції (на стяжних болтах). Крім того, газова турбіна має систему повітряного охолодження найбільш термонапружених елементів проточної частини.

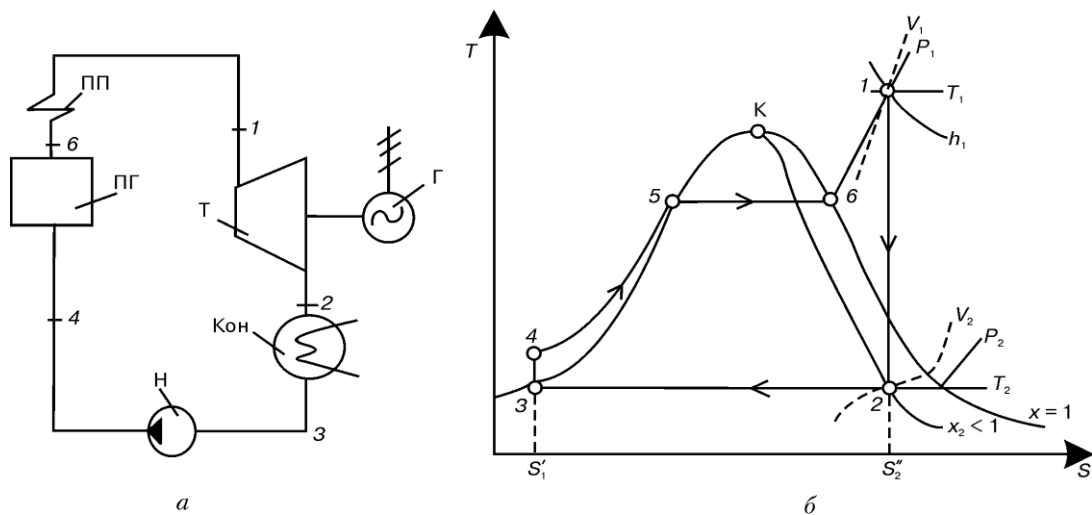
Основою проточної частини парових і газових турбін є ступінь – сукупність нерухомої решітки (напрявленого апарата) і решітки робочих лопаток, що обертаються. У нерухомій решітці, яку ще називають *сопловою*, потенційна енергія пари перетворюється на кінетичну. У робочому апараті кінетична енергія пари перетворюється на механічну енергію обертання ротора турбіни.

За аналогічною схемою потенційна енергія робочого тіла перетворюється на кінетичну і механічну енергію на всіх ступенях багатоступінчастої парової або газової турбіни. При цьому ступенево змінюються тиск робочого тіла та обертальний момент.

На рис. 13.6 наведено принципову схему і цикл конденсаційної ПТУ в  $Ts$ -координатах ( $T$  – абсолютна температура, К;  $s$  – ентропія, Дж/кг·К). В основу робочого процесу всіх типів ПТУ покладено цикл Ренкіна.

Робота ПТУ (без урахування незворотних втрат) характеризується площею  $1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 1$ .

Лінія  $1 - 2$  характеризує процес ізоентропійного розширення пари в турбіні, лінія  $2 - 3$  – ізобарно-ізотермічний процес конденсації пари в конденсаторі, лінія  $3 - 4$  – ізоентропійний процес підвищення тиску живильної води в насосі,  $4 - 5$  – ізобарний процес підігріву води до лінії насичення,  $5 - 6$  – ізотермічний процес випаровування води й одержання сухої ( $x = 1$ ) насиченої пари,  $6 - 1$  – ізобарний процес перегріву води в пароперегрівнику.



ПГ – парогенератор; Т – турбіна; Кон – конденсатор; Н – насос; Г – електрогенератор; К – критична точка (для води:  $t_{кр} = 374,15 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;  $P_{кр} = 22,129 \text{ МПа}$ )

Рисунок 13.6 – Схема (а) і термодинамічний цикл (б) ПТУ: ПП – пароперегрівник

Конденсаційні паротурбіни установки мають розвинену систему регенеративного підігріву живильної води, що сприяє підвищенню потужності турбіни й економічності ПТУ загалом (економія палива сягає 10 % і більше порівняно з турбінами без регенерації).

Економічність ПТУ можна також підвищити збільшенням початкових параметрів пари ( $p_1$  і  $T_1$ ). Однак з підвищенням початкового тиску  $p_1$  точка 2 в  $Ts$ -діаграмі зміщується в її ліву область, тобто вологість пари зростає (при цьому ступінь сухості падає  $x < 1$ ) вище припустимих норм вологості.

На рис. 13.7 наведено схему ГТУ простого типу, основними елементами якої є турбіна, компресор і камера згорання. У  $Ts$ -координатах наведено цикл Брайтона. Якщо немає втрат в основних елементах ГТУ, реалізується ідеальний цикл (площа  $1 - 2' - 3 - 4 - 1$ ). Така ГТУ працює за розімкненою схемою. Атмосферне повітря (точка 1 на  $Ts$ -діаграмі) надходить у компресор, де в результаті адіабатичного стиснення (процес  $1 - 2$ ) його тиск підвищується від  $p_1 = p_{атм}$  до кінцевого тиску  $p_2 > p_1$ . Відношення тисків  $\pi_k =$

$p_2/p_1$  називають *ступінь стиснення компресора*. У результаті стиснення зростає і температура повітря на виході з компресора відповідно до відомого термодинамічного відношення  $T_2 = T_1 \pi_k^m$  (де  $m = (\kappa - 1)/\kappa$ ;  $\kappa = c_p/c_v$  – показник адіабати).

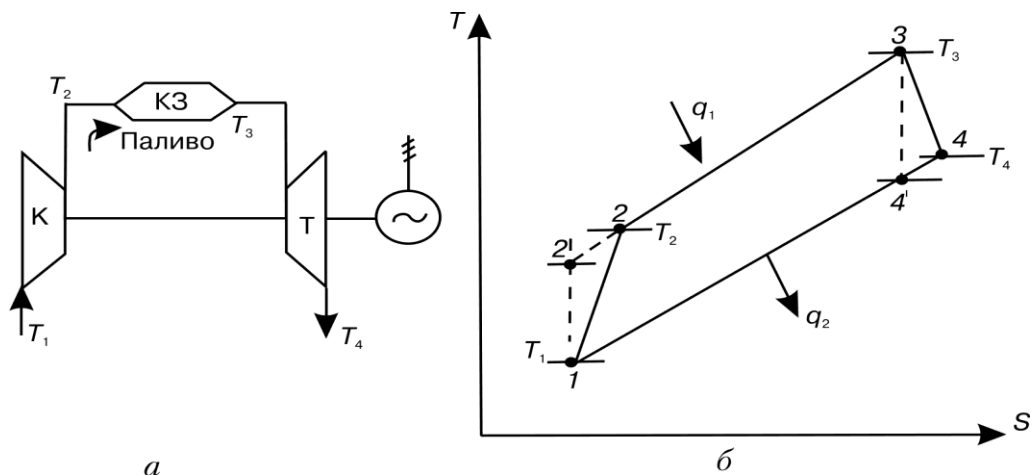


Рисунок 13.7 – Схема (а) і термодинамічний цикл (б) ГТУ простого типу: К – компресор; КЗ – камера згорання; Т – турбіна;  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  – температури в характерних точках циклу

Процес 2 – 3 підведення теплоти  $q_1$ , що утворюється за рахунок хімічної енергії згорілого палива, відбувається в камері згорання при постійному тиску до температури  $T_3$ , після чого продукти згорання надходять до турбіни, де розширюються до атмосферного тиску і де виробляється механічна робота.

У реальних умовах у результаті незворотних втрат у компресорі і турбіні процес розширення політропічний. З урахуванням цієї обставини конфігурація циклу буде відповідати площі 1 – 2 – 3 – 4 – 1.

Одним з недоліків ГТУ є те, що температура вихлопних газів, які викидаються в атмосферу, сягає 400...500 °С і вище. Цим обумовлюється її відносно низький ККД. Щоб збільшити ККД, ГТУ можна виконати з регенератором, який являє собою теплообмінник поверхневого типу. У такій ГТУ повітря після компресора потрапляє в регенератор, де за рахунок

теплоти газів, що відходять після турбіни, його температура підвищується. Одночасно знижується температура вихлопних газів, що економить паливо і збільшує ККД циклу ГТУ.

Подальшого підвищення економічності ГТУ можна досягти ускладненням її схеми за рахунок застосування циклу зі ступінчастим стисненням повітря і з проміжним підведенням теплоти.

### 13.3 Комбіновані установки

Комбінація парових і газових турбін дозволяє істотно підвищити їх техніко-економічні показники. Цього досягають, створюючи парогазові (ПГУ) і газопарові (ГПУ) комбіновані установки, класифікацію яких наведено на рис. 13.8.

*Парогазові установки* об'єднують безконтактність між продуктами згорання і парорідинним робочим тілом. Кожний з робочих агентів рухається в ізолюваному контурі і взаємодіє з іншими лише у формі теплообміну в апаратах поверхневого типу.

Якщо в топці котла нормальної конструкції, що працює за схемою з передвключеною ГТУ, не спалювати додаткове паливо, то вона перетвориться на утилізатор теплоти димових газів.

У *газопарових установках* продукти згорання безпосередньо контактують з пароводяним робочим тілом. Майже в усіх установках цієї групи переважна частина об'єданого потоку робочого тіла припадає на газоподібні продукти згорання. Установки з упорскуванням води в газовий тракт називають *газопарові контактні*, або скорочено ГПУ-К.

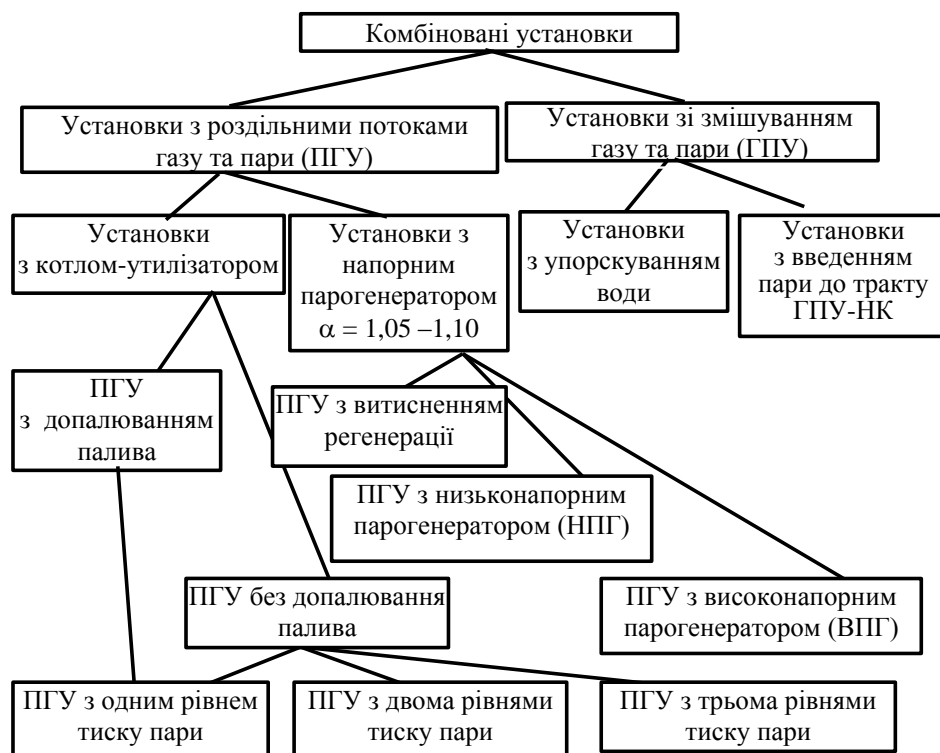


Рисунок 13.8 – Схема класифікації комбінованих установок з паровими і газовими турбінами

Випаровування в установках цього типу відбувається в потоці продуктів згорання. Однак можна застосовувати схеми, що використовують газопарові суміші, де пара генерується в апаратах поверхневого типу. Утворення пари в поверхневих апаратах створює ряд специфічних умов як для видалення солей, так і для основних термодинамічних процесів. Тому такі установки слід називати, на відміну від попередніх, *газопарові установки напівконтактного типу*, скорочено ГПУ-НК.

Основні особливості установки ГПУ-НК: можливість повного знесолення пари, що надходить у газовий тракт, і зменшення теплових втрат. Якщо генерація пари відбувається тільки за рахунок теплоти турбіни, то ККД комбінованої установки наближається до ККД звичайної ГТУ в умовах надзвичайного підвищення тиску.

Значної переваги ця схема набуває в теплофікаційних установках, де пару з котла-утилізатора можна використовувати (залежно від графіка навантажень), щоб задовольнити теплові потреби або зняти піки електричного



навантаження. Однак кількість генерованої пари лімітовано можливістю скидної теплоти. Найчастіше співвідношення між витратою пари і газу (повітря) в установках типу ГПУ-НК знаходиться в межах 10–20 %.

Схему можна застосувати на підприємствах, де є підведення газу і джерело низькопотенційної скидної теплоти. Малі масштаби установки – переваги перед ТЕЦ. Основною особливістю ГПУ є те, що вони можуть працювати тільки на рідкому і газоподібному паливі, зокрема на продуктах газифікації твердого палива (тоді треба очистити продукти згорання від твердих абразивних домішок).

Що стосується ПГУ, то вони можуть працювати на всіх видах палива, включаючи і тверде, в залежності від конкретної схеми їх виконання.

### 13.4 Технологічні показники парових турбін

Парові і газові турбіни є складовою частиною ПТУ і ГТУ і їх характеристики суттєво впливають на техніко-економічні показники, що характеризують роботу всієї установки. Робота турбін у складі ПТУ і ГТУ визначається відповідними показниками, внесеними в їх паспортні дані.

До основних показників належать: номінальна і максимальна потужність, номінальний тиск і температура робочого тіла на вході в турбіну, питомі витрати і коефіцієнт корисної дії.

Крім цього, є інші параметри, які контролюють у процесі роботи турбіни, щоб підтримати її техніко-економічні показники в номінальному (паспортному) режимі.

Розглянемо основні характеристики парових турбін.

*Номінальні початкові параметри пари* – номінальний тиск і номінальна температура пари перед стопорним клапаном турбіни.

*Температура пари* після проміжного перегріву – початкова температура пари перед циліндром середнього тиску.

*Температура живильної води* після регенеративного підігріву – температура за останнім по ходу води регенеративним підігрівником.

*Номинальна температура охолоджувальної води* – температура охолоджувальної води на вході в конденсатор, при якій завод-виробник гарантує значення питомої витрати теплоти і витрату пари на турбіну.

*Номинальний відбір* – найбільша кількість пари відбору за одиницю часу для номінальної потужності турбіни і рівня інших параметрів в межах допуску, обумовленого відповідним стандартом.

*Номинальна потужність конденсаційної турбіни* – найбільша потужність на клеммах генератора, яку турбіна має довгостроково розвивати при номінальних значеннях усіх інших основних параметрів і відборах пари на постійні власні потреби енергоустановки.

*Номинальна потужність теплофікаційної турбіни і турбіни з протитиском* – найбільша потужність на клеммах генератора, яку турбіна має довгостроково розвивати при номінальних значеннях основних параметрів.

*Максимальна потужність конденсаційних турбін (К)* – потужність, якої досягають з максимальною витратою пари через стопорні клапани і з відключенням теплових споживачів, передбачених технічними умовами.

*Максимальна потужність теплофікаційної турбіни і турбіни з протитиском* – найбільша потужність на клеммах генератора, яку турбіна має довгостроково розвивати з витратами пари у визначених співвідношеннях тисків у відборах з протитиском і номінальних значеннях інших основних параметрів.

Турбіни мають допускати тривалу роботу з відхиленнями початкових параметрів свіжої пари і температури проміжного перегріву пари від номінальних значень у заданих межах.

Економічність турбін характеризується ККД, що показує, яка частка підведеної теплоти перетворюється на механічну роботу.

Ступінь удосконалення турбіни визначається порівнянням її ККД з ККД ідеальної турбіни, яка не має внутрішньої втрати теплоти на тертя тощо.

### 13.5 Контрольні запитання

#### 1. Характеристика і принцип роботи ПТУ.

2. Характеристика і принцип роботи ГТУ.
3. Особливості роботи установок.
4. Типи паротурбінних і комбінованих установок.
5. Загальна схема і термодинамічний цикл ПТУ.
6. Класифікація, параметри і типові цикли паротурбінних установок.
7. Схеми і термодинамічні цикли газотурбінних установок.
8. Особливості парогазових і газопарових установок.
9. Технологічні показники паротурбінних установок.

ЛІТЕРАТУРА: [16-22]

## **ТЕМА 14. КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ**

### 14.1 Головні складові організації процесів отримання теплової енергії

Котельною установкою називають конструктивно об'єднаний в єдине ціле комплекс котельного агрегату та допоміжного обладнання. Котельний агрегат являє собою сукупність пристроїв, механізмів та елементів, об'єднаних між собою для виробництва водяної пари або теплої води потрібних параметрів. До допоміжного обладнання належать вентилятори, димососи, хімводоочищення, системи підготовки і подачі палива та золошлаковидалення, обладнання для очищення димових газів, димова труба тощо.

Залежно від виду виробленого робочого тіла котельні установки підрозділяють на парові, що виробляють водяну пару потрібних параметрів, і водогрійні, що видають гарячу воду визначеної температури та тиску.

За призначенням котельні установки поділяють на енергетичні, промислові, опалювально-промислові та опалювальні. В енергетичних котельних установках виробляють пару високого ( $p \geq 9$  МПа) і середнього ( $p \geq 3,5$  МПа) тиску, призначену для подальшого перетворення в парових турбінах на ТЕС.

Виробничі котельні установки призначено для одержання водяної пари або гарячої води на різні технологічні потреби. В опалювальних котельних установках виробляють водяну па-ру низького тиску або нагрівають воду лише для опалення, вентиляції і гарячого водопос-тачання житлових будинків і виробничих споруд.

Важливою ознакою класифікації котельних установок є розміщення в них продуктів горіння палива і робочого тіла (води, водяної пари).

Котельні установки, у яких продукти горіння рухаються в трубках, а вода – ззовні труб, називають *газотрубними*, інакше – *водотрубними* (вода рухається в трубках, а гази – ззовні).

Опалювальні й опалювально-промислові котельні установки можуть бути газотрубні і водотрубні, для енергетичних цілей використовують лише водотрубні котли.

Важливою ознакою, за якою класифікують парові котельні установки, є спосіб руху в них робочого тіла. За цією ознакою вони можуть бути з *природною, примусовою та комбінованою циркуляцією*.

Джерелом теплової енергії в котельних установках є органічне паливо. Робочим тілом є вода, в окремих випадках використовують органічні висококиплячі рідини, наприклад даутерм, дифеніг та ін. Застосування останніх зумовлене їх особливими теплофізичними властивостями, насамперед високою температурою кипіння і конденсації при низькому (порівняно з водою) тиску. Це дозволяє підвищити ККД бінарного циклу, у якому водяна пара забезпечує можливість використання нижньої температурної границі, а органічні рідини – верхньої.

Робочий процес у котельних установках складається з таких кінцевих стадій:

- 1) горіння палива;
- 2) теплопередача від гарячих димових газів до води або пари;
- 3) пароутворення (нагрівання води до кипіння і її випаровування) і перегрів насиченої пари.

Котельна установка складається з котла відповідного типу і допоміжного устаткування, що забезпечує його роботу.

Основними елементами котла є топка і теплообмінні поверхні. Взаємне розміщення топки і газоходів, у яких знаходяться теплообмінні поверхні нагріву, тобто компоновка котла визначається властивостями палива, паровою потужністю і кінцевими параметрами пари.

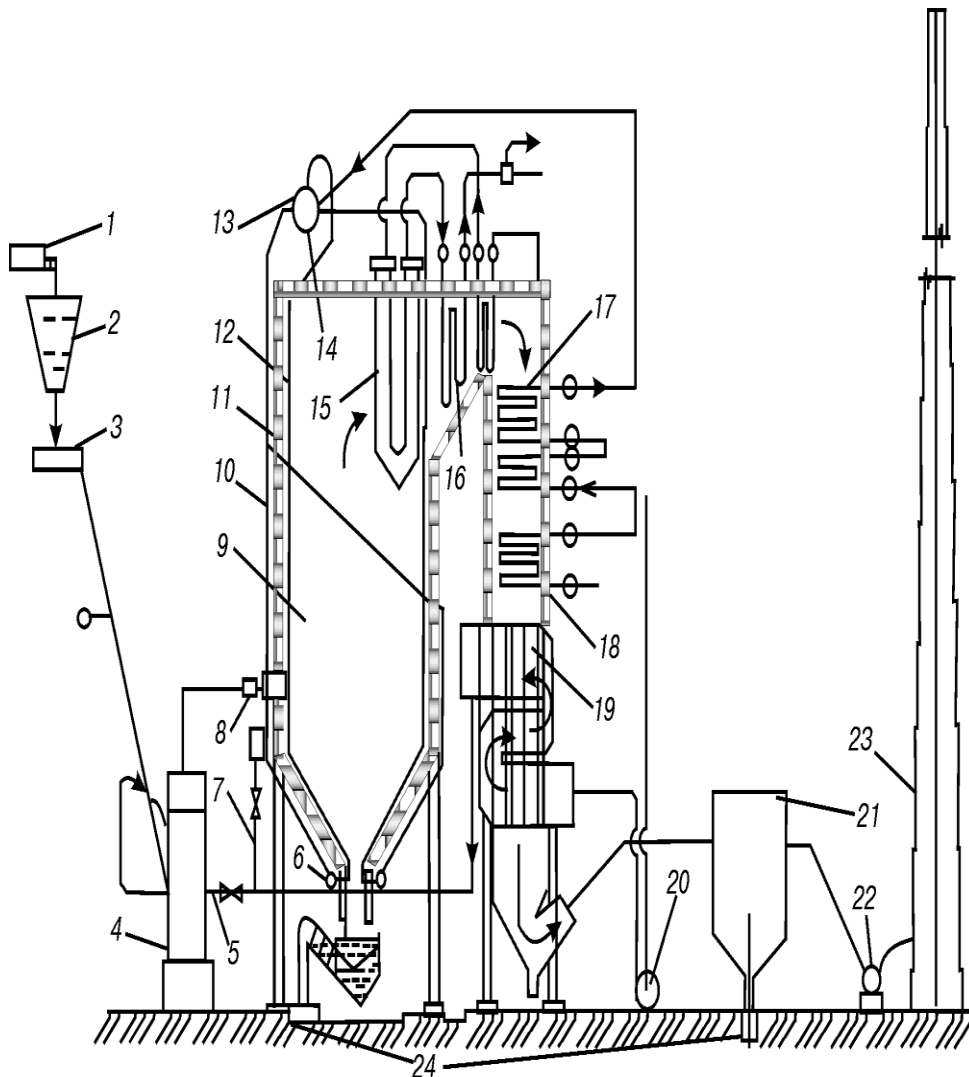
Допоміжне устаткування котла – це дуттьові вентилятори і димососи для подання повітря в котел і евакуації з нього в атмосферу продуктів згорання; бункери, живильники сирого палива і пилу; вуглерозмельні млини для забезпечення безупинного подання і підготовки пилоподібного палива потрібної якості; золовловлювальне і золошлакотранспортувальне обладнання для очищення димових газів від золових частинок з метою охорони навколишнього середовища від забруднення і для організованого виведення вловленої золи і шлаку; пристрої для профілактичного очищення зовнішньої поверхні труб котла від забруднень; контрольно-вимірювальна апаратура; водопідготовчі установки для обробки вихідної (природної) води до заданої якості.

Основними елементами котельної установки (рис. 14.1) є поверхні нагріву, призначені для передачі теплоти від теплоносія до робочого середовища (води, пароводяної суміші, водяної пари або повітря). Залежно від процесів перетворення робочого тіла розрізняють нагрівальні, випарні і перегрівальні поверхні нагріву.

Теплоту від продуктів згорання до поверхні нагріву можна передавати випромінюванням (радіацією) і конвекцією. Відповідно до цього поверхні нагріву поділяють на радіаційні, конвективні і радіаційно-конвективні (напіврадіаційні).

До конвективної нагрівальної поверхні належать економайзер 18 (рис. 14.1), призначений для підігріву живильної води, що надходить у котел. Економайзер розміщують у зоні відносно невисоких температур у конвективній опускній шахті.

Випарними є поверхні нагріву, розміщені в зоні найвищих температур топки 9 або в газоході за нею. Це найчастіше радіаційні або радіаційно-конвективні поверхні нагріву – екрани, фестони, котельні пучки. Екранні поверхні 12 – це поверхні нагріву котла, розміщені на стінах топки і газоходів, що захищають їх від впливу високих температур. Екрани можуть бути також встановлені всередині топки (двосвітні екрани, що піддаються двосторонньому опромінюванню).



1 – конвеєр; 2 – бункер; 3 – живильник; 4 – млин; 5 – короб первинного повітря; 6 – нижній розподільний колектор; 7 – короб вторинного повітря; 8 – пальники; 9 – топка; 10 – опускні труби; 11 – обмурівка котла; 12 – підйомні труби; 13 – 14 – барабан; 15 – ширмові перегрівники; 16 – конвективний перегрівник; 17 – другий ступінь економайзера; 18 – перший ступінь

економайзера; 19 – повітропідігрівник; 20 – вентилятор; 21 – газоочистка; 22 – димосос; 23 – димова труба; 24 – виведення золи та шлаку

Рисунок 14.1 – Технологічна схема котельної установки

Перегрівальні поверхні нагріву можуть бути радіаційними, ширмовими і конвективними: радіаційні перегрівники розміщують на стінах топки або на її стелі. Ширмові перегрівники 15 – це поверхні нагріву, у яких ширми розміщено з великим поперечним кроком труб, які одержують теплоту випромінюванням і конвекцією приблизно в рівних кількостях. Конвективні перегрівники 16 встановлюють у газоходах: у перехідному горизонтальному або на початку (по ходу газів) конвективної шахти.

Сукупність послідовно розміщених по ходу робочого тіла поверхонь нагріву, трубопроводів, що їх з'єднують, і встановлених додаткових пристроїв складає пароводяний тракт котла. До основного пароводяного тракту котла входять економайзер 18, труби відводу, барабан 14, опускні труби 10 і нижній розподільний колектор 6, екрани, стельовий перегрівник, перший та другий ступінь конвективного перегрівника 16. Проміжний перегрівник 17 є елементом пароводяного тракту проміжного перегріву пари (див. рис. 14.1).

Устаткування для подання палива до пальників 8 і підготовки його до спалювання являє собою паливний тракт котла. Він містить конвеєр 1, бункер 2, живильники 3 вологого палива та пилу. Бункери вологого палива, призначені для зберігання постійно відновлюваного запасу палива, забезпечують безупинну роботу котла. Живильники вологого палива – пристрої для дозування і подання палива з бункера до млинів 4, призначені для одержання вугільного пилу потрібної якості. До млина одночасно з паливом для його підсушки (за допомогою короба 5) подають сушильний агент, найчастіше – повітря.

Повітряний тракт котельної установки складають забірний повітровід, дугтьовий вентилятор 20, повітропідігрівник 19, короби 5 і 7 первинного і вторинного повітря (рис. 14.1). Усі елементи повітряного тракту (крім забірної

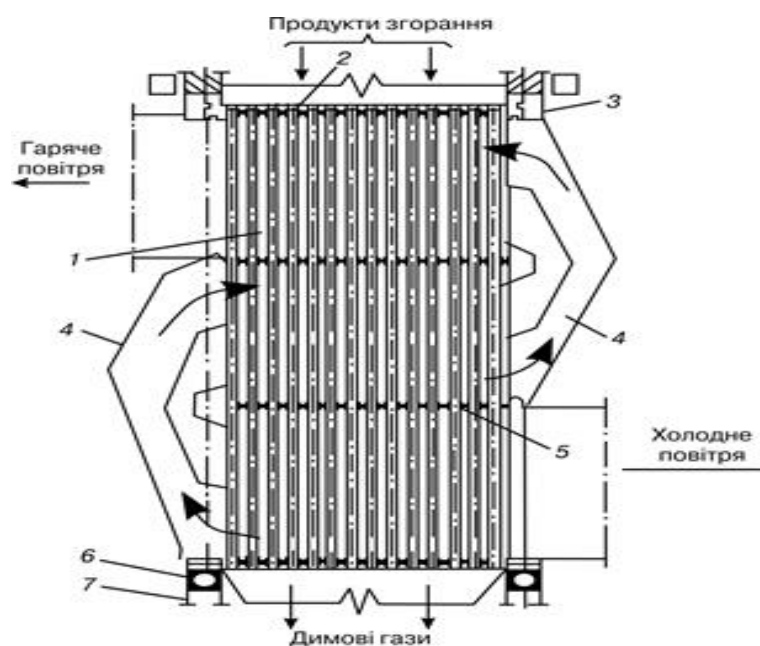
повітроводу) знаходяться під надлишковим тиском, що забезпечує дуттьовий вентилятор. Підігріте в повітропідігрівнику повітря використовують для сушіння палива, що дозволяє підвищити інтенсивність і економічність його горіння. Розрізняють рекуперативні і регенеративні повітропідігрівники.

Теплота від продуктів згорання до повітря в рекуперативному повітропідігрівнику передається через їх теплообмінну відокремлювальну поверхню (рис. 14.2).

У регенеративному повітропідігрівнику (РПП) процес передачі теплоти від гарячих газів до повітря відбувається через ту саму теплообмінну поверхню, що контактує послідовно з газами та повітрям .

Продукти згорання проходять послідовно всі поверхні нагріву і після очищення від золи в золовловлювачах 21 виводяться через димову трубу 23 в атмосферу (див. рис. 14.1). Усе це становить газовий тракт котла, що може знаходитися під тиском дуттьового вентилятора або під розрідженням. В останньому випадку в газовому тракті після золовловлювачів установлюють димосос 22.

Пристрої 25, призначені для шлаковидалення, золовловлювачі 21 і канали 24 входять до тракту золошлаковиведення (див. рис. 14.2).



1 – труби поверхні нагріву; 2, 5 – трубні дошки; 3 – трилінзовий



компенсатор; 4 – повітряний короб; 6 – опорна балка; 7 – колони

Рисунок 14.2 – Конструкція рекуперативного одноходового за газом і триходового за повітрям трубчастого повітропідігрівника

Елементами котла є обмурівка і каркас. Обмурівка 12 – система вогнетривких і теплоізоляційних захисних засобів або конструкцій, призначених зменшити теплові втрати і забезпечити газощільності. Каркас 13 – несуча металева конструкція, що приймає навантаження від маси котла з робочим тілом, яке знаходиться в ньому, і всі інші можливі навантаження і забезпечує потрібне взаємне розміщення елементів котла. На каркасі котла передбачено площадки обслуговування і перехідні сходи.

Котли класифікують залежно від виду відповідного тракту і його устаткування. За видом палива і відповідного паливного тракту розрізняють котли для газоподібного, рідкого і твердого палива.

За газоповітряним трактом розрізняють котли з природною, врівноваженою тягою і з наддуванням. У котлі з *природною тягою* опір газового тракту долається під дією різниці густини (питомої маси) атмосферного повітря і газу в димовій трубі. Якщо опір газового тракту (так само, як і повітряного) долається за допомогою дуттьового вентилятора, то котел працює з *наддуванням*. У котлі з *врівноваженою тягою* тиск у топці і на початку газоходу (поверхня нагріву 15) підтримується близьким до атмосферного спільною роботою дуттьового вентилятора і димососа. Котли зазвичай виготовляють газощільними.

За видом пароводяного тракту розрізняють барабанні і прямотечійні котли. У всіх типах котлів через економайзер і перегрівник вода і пара проходять одноразово. У *барабанних* котлах пароводяна суміш у випарних поверхнях нагріву циркулює багаторазово (від барабана по опускних трубах до колектора і до барабана). В котлах з *примусовою циркуляцією* перед входом води у випарні поверхні встановлюють додатковий насос. У *прямотечійних*

котлах робоче тіло по всіх поверхнях нагріву проходить одноразово під дією напору, що створює живильний насос .

Технологія одержання водяної пари для барабанних і прямотечійних котлів різна. Барабанні котли широко застосовують на ТЕС. Наявність одного або декількох барабанів з фіксованою границею поділу між парою і водою є характерною особливістю цих котлів.

Замкнуту систему, що складається з барабана, опускних труб, колектора і випарних поверхонь, по якій багаторазово рухається робоче тіло, називають *контур циркуляції*, а рух води в ньому – *циркуляція*. Рух робочого середовища, зумовлений тільки різницею густини води в опускних трубах і пароводяній суміші в підйомних, називають *природна циркуляція*, а паровий котел – *барабанний з природною циркуляцією*. Природна циркуляція можлива лише в котлах з тиском пари, що не перевищує 18,5 МПа. Якщо тиск більший, то через малу різницю густини пароводяної суміші і води стійкий рух робочого середовища в циркуляційному контурі забезпечити важко. Якщо рух середовища в циркуляційному контурі створює насос , то циркуляцію називають *примусовою*, а паровий котел – *барабанним з примусовою циркуляцією*. Примусова циркуляція дозволяє виконувати екрани з труб меншого діаметра як з підйомним, так і з опускним рухом середовища в них. До недоліків такої циркуляції слід віднести потребу встановити спеціальні насоси (циркуляційні), що мають складну конструкцію і потребують додаткової витрати енергії на їх роботу.

У прямотечійних котлах барабана немає. Живильна вода в них, як і в барабанних котлах, послідовно проходить економайзер , випарні і перегрівальні поверхні. Рух робочого середовища в поверхнях нагріву одноразовий, його створює живильний насос. З випарної поверхні виходить пара. Це дозволяє відмовитися від металоємного барабана. Надійне охолодження металу труб випарної поверхні забезпечує відповідні швидкості руху робочого середовища. У прямотечійних котлах немає чітких меж між економайзерною, випарною і пароперегрівальною

поверхнями. Зміна параметрів живильної води (температура, тиск), характеристик палива, повітряного режиму змінює співвідношення площ цих поверхонь. Так, зі зниженням тиску в котлі зменшуються розміри економайзерної ділянки (зона підігріву), збільшується випарна зона (через зростання теплоти пароутворення) і дещо скорочується зона перегріву.

Прямоточні котли порівняно з барабанными мають значно менший об'єм акумулювального робочого тіла. Тому для їх роботи потрібна чітка синхронізація подання води, палива і повітря. Вони можуть бути як докритичного, так і понадкритичного тиску.

#### 14.2 Допоміжні системи і пристрої котельних установок

Допоміжні системи і пристрої котельних установок містять: систему транспорту і паливopідготовки, систему водопідготовки і водного режиму, систему золовловлювання й очищення димових газів, систему тягодуттьових пристроїв, насоси живильної води, димову трубу.

Котельну установку також обладнують різними регулювальними запорними і захисними пристроями, а також системою автоматичного регулювання, що підвищує економічність і надійність її роботи. Потреба в тих або тих допоміжних пристроях і їх елементах залежить від призначення котельної установки, виду палива і способу його спалювання.

**Системи пилоприготування** у процесі спалювання вугілля складаються з пристроїв подрібнення і сушіння палива, його дозування, транспортування і нагромадження. Середовище, що використовується для сушіння палива, називають сушильним агентом. Як сушильний агент палива можна використовувати гаряче повітря, гарячі продукти згорання, водяну пару або їх суміші. Газоподібне середовище з випареною вологою після процесу сушіння вугілля називають відпрацьованим сушильним агентом.

За типом зв'язку розмелювальних пристроїв з котлами розрізняють два види систем пилоприготування: центральні та індивідуальні. У центральних системах пилоприготування сушіння і розмел вугілля

винесено за межі котельних цехів. Іноді сушіння виконують на сушильному заводі.

В *індивідуальних системах пилоприготування* пристрої для розмелу і сушіння вугілля знаходяться в котельному цеху і пов'язані з роботою котла як у часі, так і за сушильним агентом (повітря або продукти згорання, що забирають з котла).

Індивідуальні системи пилоприготування найбільше поширені. Їх поділяють на системи з прямим вдувом пилу і з проміжними бункерами готового пилу. У системах прямого вдуву вугільний пил після сушіння подається до пальників топкової камери. У системах з проміжними бункерами пил після відділення від сушильного агента нагромаджується в бункерах.

Вибір типу млинів визначається типом твердого палива. На котел установлюють не менше двох млинів.

Розмелювальні пристрої розрізняються за принципом подрібнення і швидкістю руху подрібнювальних органів.

*Молоткові млини* широко використовують для підготовки до спалювання кам'яного вугілля зі значним виходом летких ( $V_{\text{л}}^{\text{г}} \geq 30\%$ ), бурого вугілля, сланців і фрезерного торфу. Вони належать до швидкохідних млинів, мають частоту обертання  $9,8 \dots 16,5 \text{ с}^{-1}$ . Млини-вентилятори також належать до швидкохідного типу млинів (частота обертання  $9,8 \dots 24,5 \text{ с}^{-1}$ ).

*Шарові барабанні млини* встановлюють у системах пилоприготування для абразивного вугілля з низькою розмельністю, а також щоб одержати тонке мливо (антрацити, напівантрацити, деяке кам'яне і буре вугілля). Вони мають знижену чутливість до наявності металу, є універсальними і можуть працювати на будь-якому паливі. Їх відносять до тихохідного типу млинів (частота обертання  $0,25 \dots 0,4 \text{ с}^{-1}$ ).

**Системи водопідготовки і водяного режиму котельної установки** забезпечують хімічну підготовку живильної води і відновлення втрат конденсату за рахунок відповідної обробки природної води, що містить ту або ту кількість шкідливих для роботи котла домішок (розчинених солей і

газів і нерозчинених завислих речовин). Найшкідливішими є *солі жорсткості* (різні сполуки кальцію і магнію, розчинність яких у воді незначна) і *корозійноактивні гази* (кисень і вуглекислий газ). Солі жорсткості, що відкладаються на поверхнях нагріву, створюють щільний шар накипу. Речовини, що кристалізуються в об'ємі води, утворюють завислі в ній частинки у вигляді шламу. Теплопровідність накипу (0,1...0,2 Вт/мК) в багато разів менша від теплопровідності металу, тому через накип малої товщини різко погіршується теплопередача від газів до води і підвищується температура стінок труб. Це, у свою чергу, знижує економічність котла в результаті підвищення температури димових газів і зменшує строк служби металевих стінок поверхонь нагріву.

Щоб запобігти відкладенню накипу, природну воду попередньо спеціально обробляють: освітлюють – видаляють механічні домішки відстоюванням і фільтруванням; пом'якшують – видаляють накипоутворювачі і деаерують – видаляють розчинені у воді гази.

У процесі пароутворення концентрація солей води, що знаходиться в об'ємі котла, збільшується. Для підтримки її на сталому рівні, що виключає випадання солей з розчину, застосовують безупинну або періодичну продувку, під час якої з барабана котла виводиться деяка частина води з великою концентрацією солей.

Для котлів малої потужності використовують лише внутрішньокотлову обробку води, коли в живильну воду добавляють хімічні речовини – антинакипіни, що вступають в реакцію з солями і сприяють випаданню їх в вигляді шламу, який видаляють продувкою.

Щоб зменшити винесення солей з парою і небажане відкладення їх в трубах пароперегрівника і проточної частини турбіни, застосовують сепарацію пари в спеціальних пристроях барабана котла, що забезпечують відділення крапель води від пари.

**Система очищення газів** існує у зв'язку з тим, що в продуктах згорання палива містяться шкідливі для навколишнього середовища токсичні складові:

летка зола, оксиди сірки  $\text{SO}_2$  і  $\text{SO}_3$  і азоту  $\text{NO}$  і  $\text{NO}_2$ . Під час роботи котельної установки на твердому паливі обов'язково треба застосовувати золовловлювачі. За принципом дії золовловлювачі поділяють на механічні сухі і мокрі й електростатичні. Механічні сухі золовловлювачі циклонного типу відокремлюють частинки від газу за рахунок відцентрових сил під час обертального руху потоку. Ступінь вловлювання золи в них 75–80 % при гідравлічному опорі 0,5...0,7 кПа.

Механічні мокрі золовловлювачі являють собою вертикальні циклони з водяною плівкою, що стікає по стінках. Ступінь вловлювання золи в них дещо вищий, ніж в механічних, і перевищує 80–90 %. Електрофільтри забезпечують високий ступінь очистки газів (95–99 %) при гідравлічному опорі 150...200 Па без зниження температури і зволоження димових газів.

**Газоповітряні допоміжні пристрої (вентилятори, димососи)** подають повітря на горіння в топку котла й евакуюють продукти згорання.

Тяга може бути природною і штучною. *Природна тяга* виникає в димарі внаслідок різниці густини атмосферного повітря і гарячих газів в димарі.

В установках з великим гідравлічним опором газового тракту, коли димар не забезпечує природної тяги, застосовують *штучну тягу*, установлюючи димососи за котлом (після золовловлювача). Розрідження, створюване димососом, визначається гідравлічним опором газового тракту і потребою підтримувати розрідження в топці на рівні 20...30 Па. В невеликих котельних установках розрідження, створюване димососом, становить 1...2 кПа, а в потужних – 2,5...3 кПа.

Для подачі повітря в топку і подолання гідравлічного опору повітряного тракту (повітроводів, повітропідігрівника, шару палива або пальників) перед повітропідігрівником установлюють вентилятори. Опір повітряного тракту котла малої потужності становить 1...1,5 кПа, великої – 2...2,5 кПа.

**Система автоматичного регулювання котельних установок** забезпечує зміну навантаження установки, зберігаючи задані параметри (тиск і температура пари) і максимального ККД установки. Крім того, ця система

підвищує безпеку, надійність і економічність роботи котла, скорочує кількість обслуговуючого персоналу і полегшує умови його роботи. Автоматичне регулювання котла включає регулювання подачі води, температури перегрітої пари і процесу горіння. Живлення котла можна регулювати, щоб забезпечити відповідність між витратами води, що подається в котел, і виробленої пари, що характеризується сталістю рівня води в барабані.

У котельних установках, які працюють на пилоподібному паливі, можна також регулювати роботу системи пилоприготування регулятором завантаження млинів, що забезпечують сталість завантаження кульових барабанних млинів, і регулятором температури пилоповітряної суміші за млином. Система керування котла має забезпечувати його роботу з заданими оптимальними техніко-економічними показниками. Вирішення цього завдання визначається досконалістю комплексу устаткування котельної установки, а також кваліфікацією і досвідом персоналу.

*Експлуатація котлів* має забезпечувати надійне й економічне виробництво теплоносія (пари або гарячої води) потрібних параметрів і безпечні умови праці персоналу. Щоб дотримати цих вимог, треба експлуатувати котел згідно із чинними законами, положеннями, правилами, нормами і керівними вказівками.

*Обслуговування під час робіт.* Цю функцію виконує персонал відповідно до режимної карти, у якій зазначено рекомендовані технологічні та економічні показники роботи котла в умовах різних навантажень: тиск і температура пари і живильної води, уміст шкідливих домішок у димових газах, температура димових газів і розрідження в газовому тракті, коефіцієнти надлишку повітря і його тиски у повітряному тракті та ін.

*Зупин котла* виконують за графіком приблизно в такій послідовності: припиняють подання твердого палива з пилосистем або відключають подання газу до пальників і мазуту до форсунок. Після припинення горіння в топці вимикають котел від парової магістралі і відчиняють продувку пароперегрівника на 40–50 хв; повільно, протягом 4–6 год, розхолоджують



котел, після цього вентилюють газоходи за допомогою природної тяги, а також продувають котел. Через 8–10 год після зупину повторюють продувку і, якщо треба прискорити охолодження, то пускають димосос; через 18–24 год після зупину при температурі води 70...80 °С допустимо повільно спустити її з котла. У період зупину спостерігають за рівнем води в барабані і, якщо треба, підживлюють котел живильною водою.

*Ремонт котла.* У процесі роботи елементи і частини котла нерівномірно зношуються, тому треба систематично робити його ремонт: капітальний – через кожні 3–5 роки і поточний – через 1–2 роки. За умови вдосконалювання устаткування і поліпшення умов експлуатації міжремонтний період збільшується.

*Нагляд за котлами* з метою запобігання аваріям виконує Держмісттехнадзор, оглядаючи їх у встановлені терміни. Є три види огляду: зовнішній, внутрішній і гідравлічне випробування.

*Зовнішній огляд* виконують інспектори, не припиняючи роботи котла, не рідше одного разу на рік. Обстежують загальний стан агрегату і приміщення, у якому його встановлено. При цьому звертають увагу на стан обмурівки, топки, паропроводів, арматури та ін. Контролюють знання персоналом правил технічної експлуатації й інструкцій.

*Внутрішній огляд* проводять не рідше одного разу на чотири роки. Крім загального стану устаткування, під час його експлуатації перевіряють стан стінок барабанів і поверхонь нагріву, щільність газоходів та ін.

*Гідравлічне випробування котла* проводять один раз на вісім років. Після внутрішнього огляду котла звільняють від ізоляції усі шви барабанів, колекторів штуцерів, фланців тощо.

Результати огляду котла фіксують у його паспорті, у якому мають бути опис установки, креслення, заводські акти, результати випробувань і дані заводу на її основні елементи. При незадовільному стані установки інспектор Держмісттехнадзору має право заборонити її подальшу експлуатацію.



### 14.3 Тепловий баланс і теплова економічність котельної установки

Тепловий баланс складають на підставі нормативних матеріалів на 1 кг витраченого твердого або рідкого палива (або на 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива) або у відсотках від підведеної теплоти. Тепловий баланс зумовлює рівність між корисною  $Q_{\text{кор}}$  і підведеною  $Q_p^p$  (витраченою) теплотою, віднесеної до 1 кг (м<sup>3</sup>) поданого до котла палива (рис.14.3):

$$Q_p^p = Q_{\text{кор}} + \sum Q_i, \quad (14.1)$$

де  $Q_{\text{кор}}$  – корисна теплота, потрібна для генерації пари;

$\sum Q_i$  – сума втрат теплоти в котлі.

Підведену теплоту  $Q_p^p$  визначають як суму теплоти згорання палива  $Q_n^p$ , фізичної теплоти повітря  $Q_{\text{ф.пов}}$  і фізичної теплоти палива  $Q_{\text{ф.п}}$ , тобто

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{ф.пов}} + Q_{\text{ф.п}}. \quad (14.2)$$

Якщо котел генерує пару, то корисну теплоту визначають за формулою

$$Q_{\text{кор}} = D(h_{\text{п.п}} - h_{\text{ж.в}}) / B, \quad (14.3)$$

де  $D$  – витрата пари, кг/с;

$h_{\text{п.п}}$  і  $h_{\text{ж.в}}$  – ентальпія відповідно перегрітої пари і живильної води, кДж/кг;

$B$  – витрата палива, кг/с.

Загальна втрата теплоти  $\sum Q_i$  складається з суми втрат теплоти: з димовими газами  $Q_{\text{д.г}} = Q_2$ , хімічної  $Q_x = Q_3$  і механічної  $Q_m = Q_4$  неповноти згорання, від зовнішнього охолодження  $Q_{3,0} = Q_5$  і з фізичною теплотою шлаків  $Q_{\text{ф.ш}} = Q_6$ .

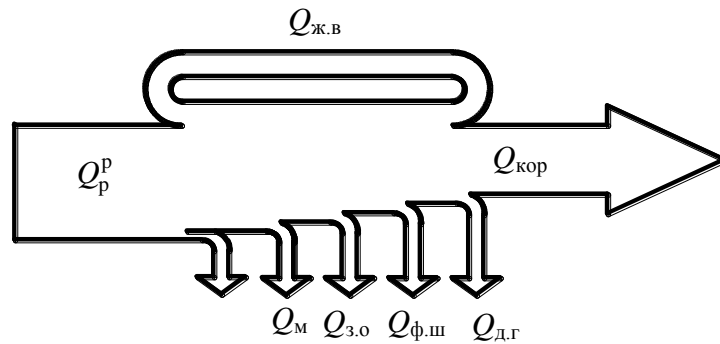


Рисунок 14.3 – Схема теплового балансу котла

Відношення корисно використаної в котлі теплоти до підведеної представляє ККД-брутто котла

$$\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = Q_{\text{кор}} / Q_{\text{p}}^{\text{p}} = 1 - (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6) / Q_{\text{p}}^{\text{p}} \quad (14.4)$$

або у відсотках від корисно використовуваної теплоти

$$\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = [1 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)] 100 \%, \quad (14.5)$$

ККД котельної установки, що враховує витрати котла на власні потреби (привід насосів, вентиляторів, димососів тощо), називають ККД-нетто:

$$\eta_{\text{к.у}}^{\text{н}} = \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} - q_{\text{в.п}}, \quad (14.6)$$

де  $q_{\text{в.п}} = 4\text{--}7 \%$  – витрата енергії на власні потреби, віднесена до  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ .

Втрати теплоти  $q_2$  з димовими газами зазвичай становлять  $5\text{--}10 \%$  відносно теплоти  $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ .

Втрати теплоти від хімічної неповноти згорання палива  $q_3 = 100Q_3 / Q_{\text{p}}^{\text{p}}$  виникають тільки, якщо в продуктах згорання є горючі газоподібні компоненти ( $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n$  та ін.) унаслідок неповного вигорання палива

в межах топкового об'єму котла. За його межами горючі гази не догорають через низькі температури вздовж газового тракту котла. Причинами появи хімічної неповноти згорання можуть бути: неякісне сумішоутворення, особливо на початкових стадіях горіння палива; загальна нестача повітря; низька температура в топковому об'ємі котла, особливо в зоні догорання палива.

Якщо коефіцієнт надлишку повітря достатній і сумішоутворення в топках сучасних котлів якісне, то втрати теплоти з хімічною неповнотою згорання становлять: для камерного спалювання  $q_3 = 0\text{--}0,5 \%$ ; для шарового спалювання  $q_3 = 0,5\text{--}2 \%$ .

Щоб знизити рівень  $q_3$ , поліпшують умови змішування газів, особливо в зоні їх догорання, застосовуючи гостре дуття, і підвищують температуру в зоні горіння, підігрівши повітря, що подається в топку. Працюючи в розрахункових режимах, нормально експлуатуючи котел і добре спроектовану топку, втрати  $q_3$  практично можна довести до нуля.

*Втрати теплоти від механічної неповноти згорання  $q_4$  для шарових топкок залежать від теплової напруги топкового об'єму і пов'язані з тим, що паливо провалюється через решітку  $q_{4\text{пр}}$ , потрапляє в шлак  $q_{4\text{шл}}$  і уноситься газами  $q_{4\text{ун}}$ . Втрати теплоти зі шлаком ( $q_{4\text{шл}}$ ) зростають зі збільшенням зольності палива, зростанням теплової напруги топки і з переходом на спалювання палива з меншим виходом летких.*

Втрати теплоти з провалом ( $q_{4\text{пр}}$ ) залежать від сорту палива (відносно його спікливості), умісту в паливі дріб'язку і від конструкції колосникової решітки. Якщо використано так звану безперевальну колосникову решітку, то рівень  $q_{4\text{пр}}$  не перевищує  $0,5\text{--}1 \%$ .

У камерних топках рівень  $q_4$  переважно визначається теплотою  $q_{4\text{ун}}$  і знаходиться в межах  $0\text{--}0,5 \%$ , причому верхня границя належить до твердих палив з малим виходом летких марок АСШ і ПА. Під час спалювання вугілля з великим виходом летких рівень  $q_4$  не перевищує  $0,5\text{--}1,5 \%$ . Під час спалювання твердих палив з рідким шлаковилученням втрати теплоти  $q_4$

знижуються у зв'язку з кращими умовами вигорання частинок у межах топкового об'єму.

*Втрати теплоти від зовнішнього охолодження  $q_5$*  виникають тому, що температура зовнішньої поверхні котла завжди вища за температуру навколишнього середовища, вони змінюються обернено пропорційно потужності котла.

*Втрати теплоти з фізичною теплотою шлаку  $q_6$*  виникають тому, що шлак, який видаляється з топкового об'єму, має вищу температуру, ніж середовище, у яке його відводять.

Камерне спалювання палива з твердим шлаковиведенням зумовлює втрати теплоти  $q_6$ , які враховують тільки, якщо спалюють високозольні палива, температуру шлаку приймають на рівні 600–700 °С. Для рідкого шлаковиведення температуру шлаку вибирають за довідковими таблицями палива. Під час шарового спалювання палива, а також камерного з рідким шлаковиведенням втрати теплоти  $q_6$  сягають 1–2 % і вище.

Витрату палива  $B$  для виробництва теплоносія із заданими параметрами визначають з теплового балансу котла:

$$Q_{\text{кор}} = B Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}, \quad (14.7)$$

$$B = Q_{\text{кор}} / (Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}). \quad (14.8)$$

Основні показники роботи котелень можна розподілити на *технологічні*, що визначають функціональні залежності робочих процесів, *економічні* і *режимні*. Останні показники визначають за даними технічної та економічної звітності. Їх аналіз дозволяє установити причини відхилення від заданих нормативів, виявити і використовувати резерви виробництва і можливості підвищення рентабельності роботи.

Питому витрату умовного палива на тонну виробленої пари даних параметрів (т/т) визначають із співвідношення

$$b_{\text{ор}} = \frac{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}}{D \cdot 29,4} 10^{-3}, \quad (14.9)$$

де  $D$  – кількість виробленої пари, т/міс. або т/рік.

Основними показниками режиму роботи котла є річний коефіцієнт робочого часу  $\eta_{\tau}$ , коефіцієнти використання теплової потужності котла  $K_{\text{вик}}$  і кількість годин використання встановленої потужності  $\tau_0$ . Річний коефіцієнт робочого часу у відсотках визначають зі співвідношення

$$\eta_{\tau} = \frac{\tau_{\text{роб}}}{8760} 100\%; \quad (14.10)$$

коефіцієнт використання теплової потужності котлів у відсотках визначають зі співвідношення

$$K_{\text{вик}} = \frac{\sum D}{\sum D_0 \tau} 100\%, \quad (14.11)$$

де  $\sum D$  – сумарне виробництво пари котлами, т/рік;

$\sum D_0$  – сумарна номінальна потужність котлів, т/рік;

$\tau$  – фактичний час роботи котлів, год.

Кількість годин використання встановленої потужності котлів визначає термін безупинної роботи котлів при їх номінальній потужності

$$\tau_0 = \sum D / \sum D_0. \quad (14.12)$$

Використання встановленої потужності котлів визначається графіком навантаження, резервною продуктивністю, надійністю встановленого устаткування тощо. Велика кількість годин використання встановленої

потужності характеризує постійний режим роботи, меншу кількість зупинів агрегатів і меншу тривалість простою їх в ремонті або резерві. Зі збільшенням кількості годин використання встановленої потужності економічність котлів зростає. Зниження економічності роботи зі збільшенням кількості годин використання встановленої потужності вказує на роботу агрегатів з неекономічним навантаженням або на погіршення їх технічного стану.

Найважливішим підсумковим показником, що комплексно відображає технічний рівень стану устаткування експлуатації котлів, є собівартість відпущеної пари. Витрати на генерацію пари поділяють на змінні, що залежать від кількості виробленої пари, і постійні, що мало залежать від цього показника. Перемінні витрати складаються з витрат на паливо, електроенергію, воду і допоміжні матеріали, постійні – із заробітної плати з нарахуваннями, амортизації будинків, споруджень і устаткування, витрат на поточний ремонт й інші витрати.

Основною частиною собівартості пари є паливна складова, що може доходити до 70 %. Суттєвою складовою собівартості пари є також витрати на електроенергію для власних потреб під час роботи котла, які треба враховувати, починаючи з системи паливоподачі. Ураховують також вартість води на живлення котла і її очищення, вартість води на охолодження елементів устаткування, вартість мастильних і обтиральних матеріалів, куль і биток для млинів і дробарок та ін.

Враховують також витрати на заробітну плату, до яких включають усі витрати на утримання обслуговуючого персоналу, за винятком зайнятого ремонтом (ремонтні витрати відносять на рахунок амортизаційних відрахувань). Ці витрати залежать від ступеня механізації й автоматизації котельних установок. Складова заробітної плати знижується зі збільшенням кількості годин використання номінальної потужності агрегатів.

*Амортизаційні витрати* складаються з відрахувань від вартості будинків, споруджень і устаткування. Складова собівартості за амортизаційними відрахуваннями становить 6–12 %. Частка собівартості на

поточний ремонт та інші витрати становить 10–15 % вартості пари і зменшується зі збільшенням кількості годин використання устаткування. Основними напрямками зниження собівартості пари є зменшення:

- 1) питомої витрати палива за рахунок підвищення ККД агрегатів і втрат палива;
- 2) витрати енергії на власні потреби котлів усуненням шкідливих опорів у системі пилоприготування, пароводяного і газоповітряного трактів, а також підтримкою оптимального режиму роботи устаткування;
- 3) чисельності обслуговуючого персоналу за рахунок комплексної механізації й автоматизації робочих процесів;
- 4) початкової вартості котельних установок за рахунок збільшення одиночної потужності, виготовлення агрегатів збільшеними блоками, застосування збірних будівельних конструкцій будинків і споруд тощо.

#### 14.4 Контрольні запитання

1. Призначення і класифікація котельних установок.
2. Особливості технологічної схеми виробництва водяної пари та гарячої води.
3. Особливості складу і призначення устаткування котельної установки.
4. Особливості пароводяного тракту котлів.
5. Тепловий баланс і теплова економічність котельної установки.
6. Загальні характеристики та техніко-економічні показники роботи котельних установок.
7. Загальні особливості топкових процесів і пристроїв.
8. Перелік і характеристика допоміжних систем і пристроїв котельних установок.
9. Організація керування роботою котлів.
10. Особливості експлуатації і ремонту котлів.
11. Загальні напрями розвитку котельної техніки.
12. Особливості малої енергетики України.
13. Характеристика децентралізованого опалення.

14. Основні конструктивні схеми водогрійних котлів індивідуального призначення.

ЛІТЕРАТУРА: [15-20]

## **ТЕМА 15. ПАЛИВНО- ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ**

### **15.1 Природні ресурси**

Основою функціонування енергетики як паливно-енергетичного комплексу є забезпеченість ресурсами в конкретних умовах навколишнього середовища. Тому вже з початку XX ст. розвиток енергетики та енергопостачання розглядають як загальну систему використання природних ресурсів.

Природні ресурси – це запаси сировини та енергії, які видобувають з біосфери, наприклад будівельні матеріали, метали, вода, викопне паливо, геотермальна енергія тощо. Природні ресурси – вихідна основа людської цивілізації як форма контрольованого існування на всіх фазах його розвитку. Розвиток технології змінює напрям, масштаби і форми їх використання, визначає появу нових ресурсів.

Природні ресурси підрозділяються на дві категорії: відновлювані, які зобов'язані своїм походженням сонячній енергії (дощова вода, енергія вітру, продукти харчування, бавовна та вовна, деревина та ін.), та невідновні, або мінеральні ресурси. Це органічне паливо (вугілля, нафта, торф), мідь, залізо, уран, золото та інші, формування яких відбувалося протягом тривалого часу (мільйонів років). Вони чітко фіксовані і практично не відновлюються. Саме мінеральні ресурси визначають шляхи розвитку цивілізації на Землі.

Мінеральні ресурси розміщені нерівномірно, більшість енергетичних ресурсів (нафта, газ, уран та ін.) обмежені, тому неможливо зберегти стабільні темпи їх розробки та використання.



Мінеральні ресурси поділяють на дві категорії: до першої належать ресурси, що видобувають у поточний період часу та називають видобувними запасами, до другої – потенційні ресурси, що за відповідних умов у майбутньому можуть бути використані.

## 15.2 Склад і характеристика органічного палива

Тверде та рідке паливо, що безпосередньо подають до енерго-технологічних установок для його наступного спалювання, називають *робочим*. До його складу входять: волога  $W^p$ , мінеральні домішки, що утворюють зола  $A^p$ , вуглець  $C^p$ , водень  $H^p$ , сірку  $S^p$ , азот  $N^p$ , а також кисень  $O^p$ . Названі елементи утворюють у самому паливі складні сполуки у вигляді тривимірних природних сополімерів. У країнах СНД визначають так званий елементарний склад палива відповідно до співвідношення:

$$W^p + A^p + C^p + H^p + S^p + N^p + O^p = 100 \%,$$

де індекс «р» означає *робочу масу* відповідного елемента палива у відсотках.

Волога  $W^p$  та зола  $A^p$  становлять *зовнішній баласт* палива, а азот  $N^p$  та кисень  $O^p$  – його *внутрішній баласт*.

Наявність баласту, особливо зовнішнього, знижує енергетичну цінність палива.

Вміст води та золи в паливі залежить від його виду (табл. 15.1). Найсухішими є напівантрацити ( $W^p < 5 \%$ ), антрацити ( $5 \% < W^p < 10 \%$ ) та кам'яне вугілля ( $5 \% < W^p < 17 \%$ ). Буре вугілля, торф (а також деревина) мають найбільшу вологість (до 40 % та більше).

Найменший вміст золи в антрациті та напівантрациті ( $A^p < 5 \%$ ), в окремих видах торфу, а також в деревині. У бурому та кам'яному вугіллі вміст золи може сягати 30 % від робочої маси палива та більше.

Уміст кисню в паливі змінюється від 1–2 % (мазут та антрацит) до 15 % (буре вугілля) – 40 % (деревина).

Уміст азоту в твердому паливі не перевищує 1–2 %.

Тепловий ефект або теплота згорання органічного палива залежить від співвідношення між баластом та горючою масою. *Горючою масою* палива називають ту його частину, яка не має фізичної вологи  $W^p$  та золи  $A^p$ . Склад горючої маси палива визначається співвідношенням:  $C^g + H^g + S^g + N^g + O^g = 100 \%$ . Крім внутрішнього баласту  $N^g$  та  $O^g$  до складу горючої маси входить вуглець  $C^g$ , водень  $H^g$  та сірка  $S^g$ .

Таблиця 15.1 - Основні характеристики палива, що видобувають в Україні

Види палива	Основні характеристики				
	Вихід летких $V_L^g$ , %	Уміст сірки $S^p$ , %	Вологість $W^p$ , %	Зольність $A^p$ , %	Теплота згорання $Q_H^p$ , МДж/кг
Торф	$\geq 70$	0,1–0,2	30–50	5–23	10,5–14,6
Буре вугілля	$> 40$	0–8	30–40	15–30	10,0–17,0
Кам'яне вугілля	9–50	0–8	5–17	18–30	24,0–29,0
Антрацити	2–9	0–8	5–10	$< 5$	$\sim 26,0$
Напівантрацити	5–9	0–8	$< 5$	$< 5$	28–30

Основна складова – вуглець: чим вищий його вміст, тим більше теплоти виділяється під час згорання палива. Зі збільшенням віку палива вміст вуглецю зростає, водню – зменшується.

Якщо вуглець згорає повністю, то утворюється діоксид вуглецю  $CO_2$  і виділяється 32,8 МДж теплоти на 1 кг вуглецю. Якщо процес горіння погано організовано (наприклад, недостає кисню), то продуктом згорання є токсичний оксид вуглецю  $CO$  і виділяється всього 9,2 МДж теплоти на 1 кг вуглецю. Уміст вуглецю у твердому паливі – 25–93 % на робочу масу, у мазуті – 83–88 %.

Важливою горючою складовою палива є водень, уміст якого коливається у твердому паливі від 2 до 5 % , у рідкому – від 10 до 15 %. Кількість теплоти, що виділяється під час згорання (окиснювання) водню, становить 120,8 МДж на 1 кг водню.

Третій горючий елемент – сірка: органічна (у сполуках з воднем, вуглецем, азотом і киснем) –  $S_{\text{ор}}$ , колчеданна (у сполуках із залізом) –  $S_{\text{кол}}$ , сульфатна (у вигляді солей сірчаної кислоти  $\text{CaSO}_4$ ,  $\text{MgSO}_4$ ,  $\text{FeSO}_4$  та ін.) –  $S_{\text{с}}$ .

Властивості твердого палива як горючого матеріалу визначаються його складовими в сухому беззольному стані:  $A^c + C^c + H^c + S^c + N^c + O^c = 100 \%$ .

До *сухої маси* палива входить *органічна та колчеданна сірка* ( $S^c = S_{\text{ор}}^c + S_{\text{кол}}^c$ ).

Якщо колчеданна маса сірки дорівнює нулеві ( $S_{\text{кол}}^c = 0$ ), то суху масу палива називають *органічною*.

Сульфатна сірка не є горючою складовою і входить до складу *мінеральних* негорючих домішок.

Уміст горючої сірки: у твердому паливі від 0 до 9 %, у мазуті від 0,5 до 4 %. У процесі повного згорання 1 кг сірки виділяється 9,2 МДж теплоти. При цьому утворюється токсичний сірчистий ангідрид  $\text{SO}_2$  і (у невеликих кількостях) ще токсичніший сірчаний ангідрид  $\text{SO}_3$ . Їх викиди з продуктами згорання забруднюють повітряний басейн, а в сполученні з водою (водяними парами) є причиною кислотних дощів через утворення відповідних кислот –  $\text{H}_2\text{SO}_3$  і  $\text{H}_2\text{SO}_4$ .

Уміст азоту в сухому беззольному стані твердого палива зазвичай становить 1–2 % від маси загальної. Незважаючи на малу кількість, азот – дуже шкідливий компонент, оскільки, згораючи у високотемпературних топках, азотовмісні сполуки утворюють сильнотоксичні паливні оксиди азоту  $\text{NO}$  та  $\text{NO}_2$  (при температурі понад 1200 °С вони утворюються також з атмосферного азоту).

*Зовнішнім баластом* палива є вологість  $W$  і азот  $N$ . Фізична вологість твердого палива в робочому стані може перевищувати 50 %. Від неї залежить економічна доцільність використання цього паливного матеріалу і можливість його спалювання (наприклад, для перетворення одного кілограма води, узятої при температурі 0 °С, на водяну пару кімнатної температури потрібно 2,5 МДж теплоти).

Мінеральні домішки, що є в паливі, згораючи, перетворюються на золу та шлак. Відповідно до стандартних норм золу слід вловлювати, транспортувати у відвали або (що доцільніше) утилізувати і використовувати в народному господарстві.

Важливою характеристикою органічного палива є вихід летких речовин (для твердого палива).

*Вихід летких речовин*  $V_{\text{л}}^{\text{r}}$  у відсотках до сухого беззольного стану визначають, нагрівши 1 кг палива в закритому тиглі без доступу повітря при температурі  $850 \pm 10$  °C протягом 7 хв, у результаті чого утворюються гази, водяні пари і коксовий залишок. Чим більший вихід летких речовин, тобто чим більше сухої беззольної маси перетворюється у процесі нагрівання на горючий газ, тим простіше запалити це паливо і легше підтримати процес горіння. Органічна частина деревини і горючих сланців у процесі нагрівання майже цілком переходить у леткі речовини ( $V_{\text{л}}^{\text{r}} = 70\text{--}85$  %), у той час як в антрацитах  $V_{\text{л}}^{\text{r}} = 3\text{--}6$  % (див. табл. 15.1).

Визначаючи склад твердого і рідкого палива, використовують загальний підхід. Однак якщо для рідкого палива враховують лише органічну сірку (наприклад, що входить до складу метилмеркаптану  $\text{CH}_3\text{S}$ ), то в складі твердого палива враховують як *органічну*  $S_{\text{ор}}$ , так і *колчеданну* сірку  $S_{\text{кол}}$ . Остання може входити до складу різних сполук: магнітного колчедану Fe, мідного колчедану  $\text{CuFeS}_2$  та ін. Відомі технології попереднього очищення твердого палива від колчеданної сірки, що дозволяє вирішувати проблеми безпеки на стадії підготовки палива до спалювання.

Елементарний склад твердого палива значною мірою залежить від родовища, марки та інших показників. Приблизний склад деякого твердого енергетичного палива наведено у табл. 15.2.

Кам'яне вугілля підрозділяють на такі марки: довгополуменеве, газове, спільне спікливе, газове масне, масне, коксівне, пісне, слабоспікливе. Зміна елементарного складу визначає вибір технології спалювання палива, його енергетичні показники й екологічні характеристики топкового процесу.

Таблиця 15.2 - Елементарний склад твердого енергетичного палива

Басейн	Мар- ка	Склад робочої маси, %								$V_{\text{л}}^{\text{г}}$ , %
		$W^{\text{p}}$	$A^{\text{p}}$	$S_{\text{кол}}^{\text{p}}$	$S_{\text{оп}}$	$C^{\text{p}}$	$H^{\text{p}}$	$N^{\text{p}}$	$O^{\text{p}}$	
Донецький	Д	13,0	24,4	1,8	1,3	47,0	3,4	1,0	8,1	45,0
	Г	10,0	25,2	2,1	1,1	51,2	3,6	0,9	5,9	40,0
	ОС	5,0	23,8	2,1	0,7	61,9	3,2	1,1	2,2	19,0
	Т	6,0	25,4	1,6	0,8	61,1	2,9	1,0	1,2	12,0
Львівсько- Волинський	Г	10,0	22,5	2,1	0,9	53,3	3,5	1,0	6,7	39,0
	ГЖ	8,0	32,5	2,1	0,7	48,7	3,3	0,7	4,3	36,0
Підмосковний	Б2	32,0	28,6	1,7	1,0	26,0	2,1	0,4	8,2	48,0
Кузнецький	Д	12,0	13,2	0,4	0,4	58,6	4,2	1,9	9,7	42,0
	Г	8,0	14,3	0,5	0,5	63,3	4,4	2,1	7,4	40,5
	ОС	6,0	14,1	0,6	0,6	72,5	3,4	1,7	1,7	14,5

Щоб систематизувати енергетичне паливо за складом та його енергетичними і фізичними характеристиками, застосовують різні системи класифікації. Відповідно до міжнародної класифікації передбачено розподіл вугілля на класи, групи і підгрупи. Класи розрізняють за виходом летких речовин на горючу масу, а якщо їх більше 33 %, то за теплотою згорання вологого беззолного палива. Усього встановлено 11 класів, кожний з них поділяють на чотири групи залежно від спікливості. Кожну групу – на сім підгруп за коксівністю. Така класифікація передбачає використання визначальної сітки з 308 позицій, що ускладнює її використання. Тому окремі країни використовують свої системи класифікації твердого енергетичного палива. Так, у США вугілля підрозділяють на чотири основні класи – антрацит, бітумінозне, суббітумінозне і лігніти, які, у свою чергу, підрозділяють на різні групи.

В Україні для класифікації вугілля використовують систему, спільну для всіх країн СНД. Відповідно до цієї системи вугілля поділяють на три основні види: *буре, кам'яне, антрацит*.

*Буре вугілля* характеризується тим, що вища теплота згорання вологої беззолної маси становить менше 24 МДж/кг. Залежно від умісту води буре вугілля поділяють на три групи: Б1 – уміст води більше 40 %, Б2 – від 30 до 40 %, Б3 – менше 30 %.

Для *кам'яного вугілля* вища теплота згорання вологої беззолної маси становить більше 24 МДж/кг, а вихід летких речовин під час нагрівання – більше 9 %. Антрацит відзначається малим виходом летких речовин ( $A^p < 9\%$ ).

*Теплота згорання* – кількість теплоти, що виділяється під час повного згорання 1 кг (1 м<sup>3</sup>) палива. Розрізняють вищу робочу  $Q_v^p$  і нижчу робочу  $Q_n^p$  теплоту згорання.

*Вища теплота згорання*  $Q_v^p$  – кількість теплоти, що виділяється під час повного згорання 1 кг твердого, рідкого або 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива, причому водяна пара, що міститься в продуктах згорання, знаходиться у стані рідини. *Нижча теплота згорання*  $Q_n^p$  менша за вищу  $Q_v^p$  на кількість теплоти, витраченої на перетворення води в продуктах згорання з фази рідини на водяну пару.

У країнах СНД нижчу теплоту згорання твердого або рідкого палива підраховують за робочою масою палива відповідно до формули Д. І. Менделєєва у кілоджоулях на кілограм

$$Q_n^p = 339C^p + 1\,025H^p - 108,5(O^p - S^p) - 25W^p.$$

Для порівняльних розрахунків різного палива використовують поняття умовного палива.

*Умове паливо* – паливо, теплота згорання якого становить 29,35 МДж/кг (7 000 ккал/кг). Дійсні витрати натурального палива у витрату умовного переводять множенням витрати цього палива на його еквівалент  $E = Q_n^p / 29,35$  за формулою

$$B^y/B = Q_H^p / 29,35.$$

Максимальна нижча теплота згорання твердого палива доходить до  $Q_H^p = 28$  МДж/кг, мінімальна становить 10 МДж/кг і нижче (залежно від умісту баласту). Теплота згорання безводних мазутів становить  $Q_H^p = 39...41,5$  МДж/кг.

*Штучне рідке паливо* отримують, переробляючи нафту. Сиру нафту нагрівають до 300..370 °С, після чого отримані пари розділяють на фракції, що конденсуються при різній температурі  $t_k$ : зріджений газ (вихід до 1 %), бензинову (до 15 %,  $t_k = 30...180$  °С), газову (до 17 %,  $t_k = 120...135$  °С), дизельну (близько 18 %,  $t_k = 180...350$  °С). Рідкий залишок з температурою початку кипіння 330...350 °С називають мазутом. Зазначені фракції та залишки у вигляді смол слугують вихідною сировиною для одержання бітуму, гудрону, мастильних матеріалів і (у разі глибокої переробки) палива для двигунів внутрішнього згорання і газотурбінних установок.

Рідке та тверде вуглеводневе паливо являє собою складні композиції різних елементів. Тому у розрахунках, пов'язаних із спалюванням цього палива, до уваги беруть його елементарний склад у вигляді суми окремих елементів (табл. 15.1-15.3).

Таблиця 15.3 - Характеристика елементарного складу енергетичного рідкого палива

Вид палива	Елементарний склад на горючу масу, %				Зольність, %	Вологість, %
	C <sup>r</sup>	H <sup>r</sup>	O <sup>r</sup> + N <sup>r</sup>	S <sup>r</sup>	A <sup>p</sup>	W <sup>p</sup>
Малосірчистий мазут	87,8	10,7	0,8	0,7	0–0,2	0–9
Високосірчистий мазут	84,0	11,5	0,5	4,0	0,3	0–9

Дотепер мазут залишається основним рідким енергетичним паливом. Він являє собою складну суміш вуглеводнів, до складу яких входять вуглець ( $C^p = 84\text{--}88\%$ ) і водень ( $H^p = 10\text{--}12\%$ ). Це забезпечує високу теплоту згорання мазуту ( $Q_n^p = 40\text{--}41$  МДж/кг). Баласт мазуту невисокий:  $A^p = 0,2\text{--}0,3\%$ ;  $W^p = 0,1\text{--}1\%$ . До складу мінеральних домішок  $A^p$  входять сполуки ванадію, нікелю, заліза та інших металів. Одним з основних показників мазуту є в'язкість (зумовлює можливість його розпилювання залежно від температури) і сірчистість (визначається вмістом сірки: малосірчисті ( $S^r < 0,5\%$ ), середньосірчисті ( $S^r < 2\%$ ) і високосірчисті ( $S^r > 3,5\%$ ). Мазути можуть містити сірки до  $4,3\%$ , що різко ускладнює захист навколишнього середовища, а також устаткування – через кислотну корозію газопроводів та обладнання.

Найпоширенішим *газоподібним паливом* є *природний газ*, основним компонентом якого ( $85\text{--}98\%$ ) є метан  $CH_4$ . До складу природного газу також входять такі горючі складові: важкі вуглеводні  $C_nH_m$ , водень  $H_2$ , сірководень  $H_2S$  монооксид вуглецю  $CO$  баластні гази:  $CO_2$ ,  $N_2$ ,  $SO_2$ ,  $H_2O$  та кисень  $O_2$ . Теплота згорання природного газу –  $31,0\text{--}37,9$  МДж/кг. Природний газ очищують від сірчистих сполук, але частина їх (переважно сірководень) може залишатися.

У процесі видобутку нафти виділяється так званий попутний газ, що містить менше метану, ніж природний, але більше вищих вуглеводнів і тому виділяє під час згорання більше теплоти. Нині актуальною є проблема його повного використання в енергетиці і промисловості.

У промисловості й особливо в побуті широко застосовують *зріджений газ*, отриманий у результаті первинної переробки нафти і супутніх нафтових газів: технічний пропан (не менше  $93\%$   $C_3H_8$  та невелика кількість етану + ( $C_2H_6$ )), технічний бутан (не менше  $93\%$   $C_4H_{10}$  та невелика кількість пропану + ( $C_3H_8$ )) та їх суміші.

На металургійних заводах у вигляді супутніх продуктів одержують *коксівий і доменний гази*, які застосовують для технологічних апаратів і



опалення печей. Іноді (після очищення від сірчистих сполук) коксовий газ використовують для побутового газопостачання. Однак через великий уміст СО (5–10 %) він значно токсичніший від природного газу. Надлишки доменних газів найчастіше спалюють у топках заводських електростанцій.

У районах вугільних шахт своєрідним «паливом» може слугувати метан, що виділяється з шахтних горизонтів під час їх вентиляції. Однак при цьому треба мати на увазі, що концентрація метану в суміші з повітрям в діапазоні 5–15 % є вибухонебезпечною.

В останні роки в Україні знову відродився інтерес до газів, що утворюються газифікацією твердого палива.

У всьому світі все більше застосовують так званий *біогаз* – продукт анаеробної ферментації (зброжування) органічних відходів (гною, рослинних залишків, сміття, стічних вод тощо). Конструкція невеликого ферментатора гранично проста: тепло- і гідроізована яма з гідрозатвором, заповнена розрідженою сировиною (вологість 88–94 %) із плаваючим у ній дзвоном-аккумулятором для виведення газу. З 1 м<sup>3</sup> об'єму при температурі 30...40 °С можна одержати близько 1 м<sup>3</sup> газу, що складається переважно з метану і діоксиду вуглецю з невеликими домішками сірководню, азоту і водню. Рідкі відходи, що утворюються в процесі ферментації, використовують як високоякісні добрива, що містять удвічі більше зв'язаного азоту, ніж вихідна сировина.

Анаеробне зброджування відходів великих тваринницьких комплексів дозволяє вирішувати надзвичайно гостру проблему забруднення навколишнього середовища рідкими відходами перетворенням їх на біогаз і високоякісні добрива.

### 15.3 Контрольні запитання

1. Природні ресурси: визначення, класифікація і розміщення.
2. Вископне органічне паливо. Його класифікація, розміщення і перспектива використання.

3. Склад і характеристика органічного палива.
4. Вихід літних речовин. Вища і нижча теплота згорання. Умовне паливо.

ЛІТЕРАТУРА : [12-18]

## **ТЕМА 16. НЕТРАДИЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ ТА ВИКОРИСТАННЯ ВІДПРАЦЬОВАНОВОГО ТЕПЛА**

### **16.1 Основні схеми використання відпрацьованого тепла**

Ефективне використання вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР) в Україні не одержало великого поширення. В основному утилізуються високотемпературні теплові ресурси, значно гірше - середньо - і низькотемпературні ВЕР, велика частина яких іноді навіть не враховується. Це гази, які відходять з температурою нижче  $3000^{\circ}\text{C}$ , охолоджені вода і конденсат з температурою нижче  $70^{\circ}\text{C}$  та ін. Однак доцільність їх утилізації на промислових підприємствах і використання у системах опалення, вентиляції, гарячого водопостачання очевидні.

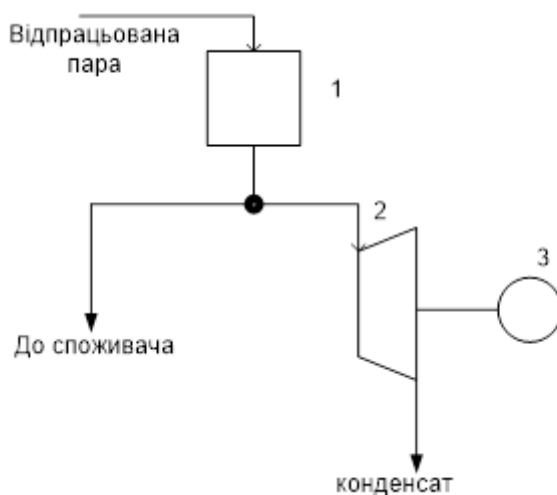
Основним способом утилізації теплоти відхідних газів котлових агрегатів ТЕЦ, промислових печей, використання її для власних потреб у різних технологічних процесах є застосування установок, що використовують тепло для підігріву води чи повітря, а також парових котлів-утилізаторів і газотурбінних установок.

Котли - утилізатори (КУ) застосовують для зовнішньої енергетичної утилізації теплових відходів різних теплотехнологічних установок, які не використовують або частково використовують у технологічному процесі. Характерною особливістю КУ є відсутність у них топкового пристрою для спалювання палива (за винятком роботи на відхідних газах, які містять крім фізичної, хімічну теплоту у вигляді паливних складових, які доцільно допалити).

Котли-утилізатори, які застосовують в металургійній, хімічній та інших

галузях промисловості, виробляють пару низького (менше 1,5 МПа) і середнього (близько 4 МПа) тиску для одержання електроенергії. Нагрівання води в межах 130-1500С і повітря до 2500С може здійснюватися відхідними газами у звичайних поверхневих теплообмінних апаратах.

Доцільно використовувати теплоту відпрацьованої виробничої пари, в першу чергу, з метою теплопостачання споживачів, по - друге - для виробництва електроенергії. Можлива схема використання відпрацьованої пари для теплофікації і вироблення електроенергії наведена на рис.16.1.



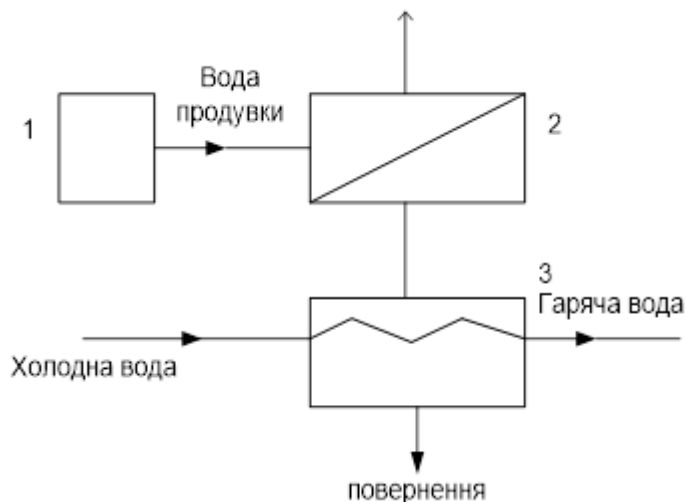
1-очисник; 2- турбіна; 3 – електрогенератор

Рисунок 16.1 – Схема комплексного використання відпрацьованої пари:

Заслуговує на увагу використання вторинної пари, яку отримують в результаті вторинного скипання перегрітої води при розширенні її від тиску  $P_1$  до  $P_2$  ( $P_2 < P_1$ ) або у випарних установках при кипінні будь – яких розчинів. Якщо вторинна пара залежно від способу її отримання має  $P = 0,15-0,7$  МПа і вище, тоді утилізація її доцільна.

На рис.16.2 представлена схема одержання пари вторинного скипання. Нагріта вода з котла (рис. 16.2) направляється в сепаратор, звідки при зниженні тиску виходить вторинна пара, яка використовується для

технологічних цілей, а гаряча вода, що залишилась, - для нагрівання теплоносія в теплообміннику.



1- котел; 2- сепаратор; 3- поверхневий теплообмінник

Рисунок 16.2 – Схема отримання пари вторинного кипіння з води безперервної продувки котлів

Становить інтерес використання теплоти конденсату, нагрітої виробничої і побутової зливної води, вентиляційних викидів. Одна з можливих схем використання нагрітої технологічної води подана на рис.16.3: охолоджена вода з температурою 80-90°C подається з її джерела частково у водопідігрівач 2 для наступного використання споживачем теплоти 3, а частково - безпосередньо до споживачів 3'. Підігрівник 2 живиться паром, яка надходить з котла -утилізатора КУ. Від теплоспоживачів вода насосами 4, 4' збирається в баку 5, після чого насосами 6 подається в систему охолодження агрегату 1.

Відомо, що збір і повернення конденсату - важливе джерело економії теплоти, а отже і палива. Практика виробництва показує, що раціональна організація збору і використання конденсату дає економію, яка обчислюється сотнями тисяч тонн умовного палива на рік. Зазначена економія може бути отримана і за рахунок утилізації теплоти вентиляційних викидів підприємств

при використанні повітряно - повітряних теплообмінників або іншого серійного устаткування для підігріву приточного повітря. Великими є можливості для утилізації теплоти при включенні в енергетичну систему ТЕЦ, котельнь, термотрансформаторів і теплових насосів.

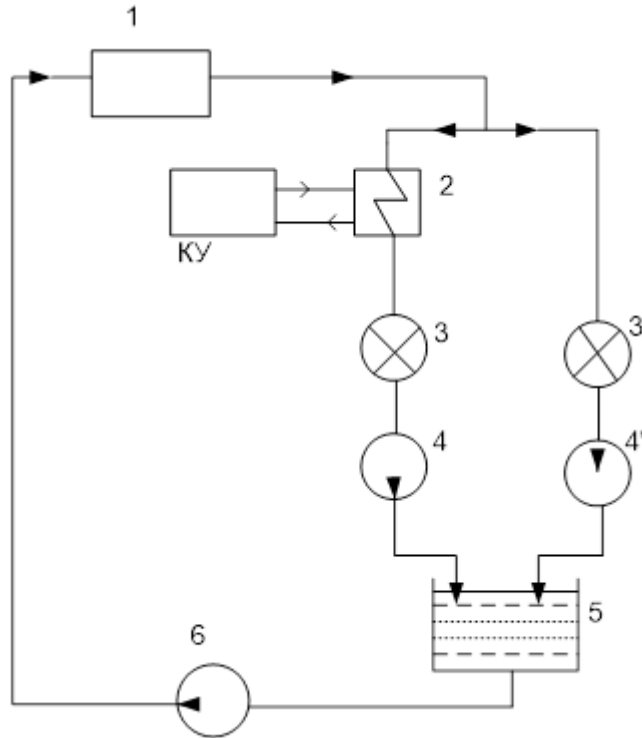


Рисунок 16.3 – Схема використання теплоти охолодженої води для теплопостачання споживачів

## 16.2 Трансформатори теплоти

Пристрої для переносу теплової енергії від тіла з більш низькою температурою  $T_n$  (тепловіддавач) до тіла з більш високою температурою  $T_b$  (теплоприймачу), називаються *трансформаторами теплоти*. Для перетворення теплоти необхідно затратити зовнішню енергію (механічну, електричну і т.д.). Трансформатори теплоти підрозділяються на холодильні й теплонасосні установки.

У холодильних установках температура тепловіддавача  $T_n$  нижче температури навколишнього середовища ( $T_n < T_o$ ), тоді як температура теплоприймача дорівнює температурі навколишнього середовища ( $T_b = T_o$ ). У теплонасосних установках температура тепловіддавача дорівнює або трохи

вище температури навколишнього середовища, тоді як температура теплоприймача значно вище температури навколишнього середовища, тобто  $T_n \geq T_o$  і  $T_v \geq T_o$ .

Трансформатор теплоти може працювати як у режимі холодильної установки, так і в режимі теплового насоса, або одночасно в двох режимах. Такий процес називається комбінованим. Принципова схема роботи трансформаторів теплоти наведена на рис.16.4.

У холодильній установці (рис.16.4, а) процес протікає наступним образом. Охолоджене тіло А віддає теплоту холодоагенту при температурі  $T_n < T_o$ ; потім у холодильній машині за рахунок підведеної механічної енергії  $l$  відбувається підвищення температури холодоагенту до температури  $T_o$ . Нагрітий холодоагент передає в навколишнє середовище кількість теплоти  $q_o = q_n + l$ .

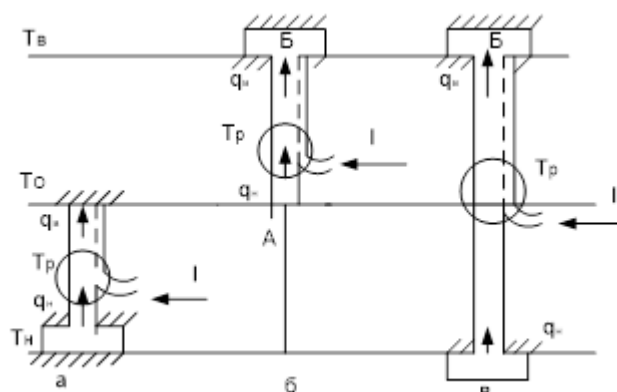
У тепловому насосі (рис. 16.4, б) процес протікає аналогічно, але при інших температурних потенціалах. Тут частина теплоти навколишнього середовища з температурою  $T_o$  передається тілу, яке нагрівається Б.

У комбінованій установці (рис. 16.4, в) одночасно відбувається вироблення теплоти і холоду (охолоджується середовище А і нагрівається середовище Б).

Отже, в холодильних установках відбувається штучне охолодження тіл, температура яких нижче температури навколишнього середовища, тоді як у теплових насосах використовується теплота навколишнього середовища або інших низькопотенційних джерел з метою теплопостачання. Джерелами низькопотенційної теплоти в теплонасосних установках служать природне середовище (повітря, вода, ґрунт) або промислові відходи теплоти.

Теплові насоси як є засіб теплопостачання ще не одержали великого поширення. Основною умовою, що сприяє їх використанню, є порівняно невеликий перепад температур між теплоприймачем і тепловіддавачем. Тому при використанні промислових відходів теплоти теплові насоси, за інших рівних умов, витрачають менше енергії, ніж при використанні теплоти

навколишнього середовища.



(а - холодильна установка; б – теплонасосна установка; в – комбінована установка)

Рисунок 16.4 – Принципова схема роботи трансформаторів теплоти

### 16.3 Термодинамічні основи процесів трансформації теплоти

Трансформатори теплоти, призначені для переносу теплоти з нижчого температурного рівня на більш високий, працюють за принципом зворотних циклів. Найбільш удосконаленим з них є зворотний цикл Карно.

На рис. 16.5 представлені зворотні цикли Карно для трансформаторів теплоти, які здійснюють холодильний, теплонасосний і комбінований процеси.

Основне рівняння теплового балансу зворотного циклу:

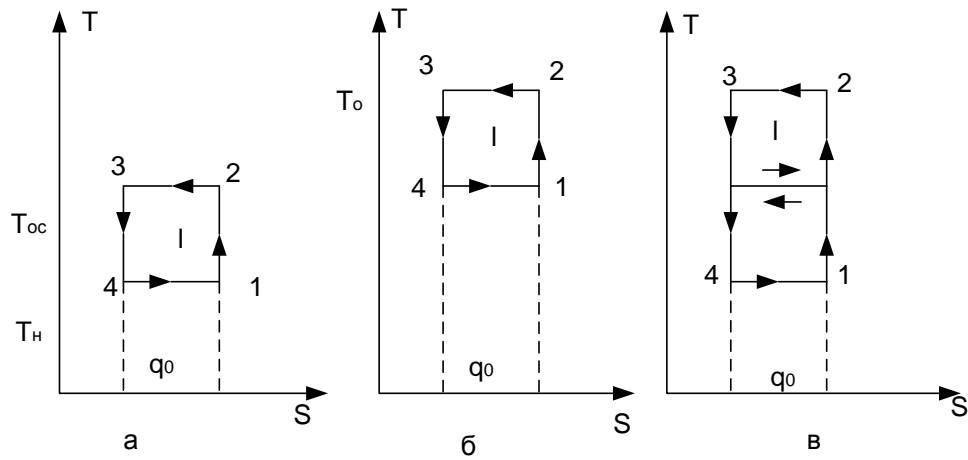
$$q_v = q_n + l \quad (16.1)$$

де  $q_v$  і  $q_n$  - теплота, передана робочому тілу з більш високою температурою і відведена від охолодженого тіла;

$l$ - енергія, підведена до робочого тіла.

Ефективність зворотного холодильного циклу (рис.16.5) характеризується холодильним коефіцієнтом, тобто відношенням кількості

теплоти, відведеної від охолодженого робочого тіла до витраченої роботи циклу.



а – холодильний цикл; б – цикл теплового насосу; в – комбінований цикл

Рисунок 16.5 – Діаграми зворотних циклів

$$\varepsilon = q_{\text{н}} / l = q_{\text{н}} / (q_{\text{н}} - q_0). \quad (16.2)$$

Холодильний коефіцієнт циклу Карно:

$$\varepsilon_{\text{к}} = T_{\text{н}} / (T_{\text{о}} - T_{\text{н}}). \quad (16.3)$$

Ефективність теплового насоса (рис.16.5,б) оцінюється коефіцієнтом перетворення  $\varphi$  відношення теплоти, яка отримана робочим тілом з температурою  $T_{\text{в}}$  до механічної роботи, витраченої в установці:

$$\varphi = q_{\text{в}} / l = q_{\text{в}} / (q_{\text{в}} - q_0). \quad (16.4)$$

Тоді коефіцієнт перетворення для циклу Карно:

$$\varphi_{\text{к}} = T_{\text{в}} / T_{\text{в}} - T_{\text{о}}. \quad (16.5)$$



Трансформатори теплоти, які працюють за комбінованим циклом (рис.16.5, в), можуть знайти застосування на об'єктах, де одночасно потрібні теплота і холод. Прикладом таких підприємств можуть служити підприємства, де необхідна одночасно гаряча вода з температурою 40-70°C на побутові й технологічні потреби і холодна вода з температурою 3-8°C для кондиціонування повітря приміщень.

#### 16.4 Теплонасосні установки

*Класифікація та основні характеристики теплових насосів.* Як вже відмічалось, теплові насоси є різновидом трансформаторів теплоти і призначені для одержання теплоносія середнього та підвищеного потенціалу, використовуваного при тепловому споживанні.

Тепловий насос працює наступним чином. У теплообміннику-випарнику відбирається теплота низького потенціалу і передається так званому робочому тілу (фреону). Утворені у випарнику пари фреонів стискаються в компресорі, одночасно підвищуються їх тиск і температура. Потім теплота стиснутої пари у конденсаторі передається тепловому споживачеві, а конденсат після дроселювання тиску знову надходить у випарник. Звідси можна зробити висновок, що дія теплового насоса нічим не відрізняється від роботи звичайного компресійного холодильника. Робочими агентами теплових насосів служать: фреон-11, фреон-21, фреон-113, фреон-114, фреон-142, гази й газові суміші (у тому числі і повітря), які мають низьку температуру кипіння при атмосферному тиску.

Тепловіддавачем у випарнику можуть бути джерела природної теплоти - зовнішнє повітря, вода природних водойм, ґрунт і т.д. Якщо тепловіддавачем служить термальна або охолоджена вода промислових печей, конденсаторів турбін та інших виробничих агрегатів, то енергетичний ефект роботи теплового насоса збільшується.

У багатьох країнах світу теплові насоси знайшли широке застосування. Їх загальна потужність сьогодні складає приблизно кілька мільйонів

кіловатів. Теплонасосні станції серійно випускаються в Англії, Франції, Швеції, Японії, країнах СНД та інших країнах світу. У США сьогодні діє більш 2 млн таких установок.

Теплонасосні схеми в Україні ще впроваджуються недостатньо. Це пов'язано з організацією наукових досліджень, можливостями промисловості, але в, першу чергу, співвідношенням цін на теплову та електричну енергію.

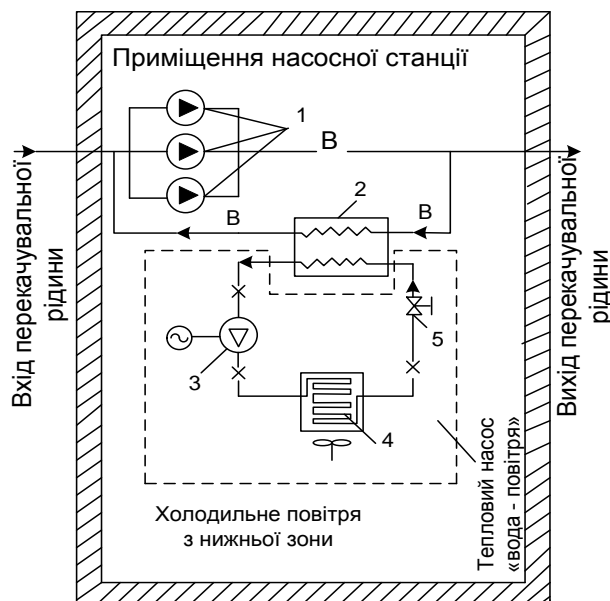
Розрахункова ефективність від впровадження теплових насосів дуже велика. У порівнянні з електрообігріванням застосування теплових насосів приводить до 3-5-кратної економії палива. Це підтверджено як лабораторними експериментами, так і досвідом експлуатації відповідних установок.

#### 16.5 Використання теплових насосів як низькопотенційних джерел теплоти

Теплові насоси можна використовувати як індивідуальні системи обігріву житлових будинків, окремих будинків і споруд, насосних (каналізаційних, водопостачання) і т.п. Так, для теплопостачання окремих насосних станцій у даний час, як правило, використовують перетворення електричної енергії в теплову за допомогою калориферів чи різних теплоелектронагрівачів (тенів). Сумарна потужність їх обмежена 30 кВт. Це викликає значні труднощі для забезпечення необхідних розрахункових температур повітря усередині насосних станцій.

Для економії електроенергії пропонується застосовувати теплові насоси типу «вода – повітря». У насосних станціях джерелом низькопотенційної теплоти може служити рідина, що перекачується, а теплоносієм, який нагрівається - повітря станції. У цьому разі тепловий насос повинен знаходитись безпосередньо в насосній станції.

Принципова схема опалення водопровідної насосної станції за допомогою теплового насоса типу "вода - повітря" наведена на рис. 16.6.



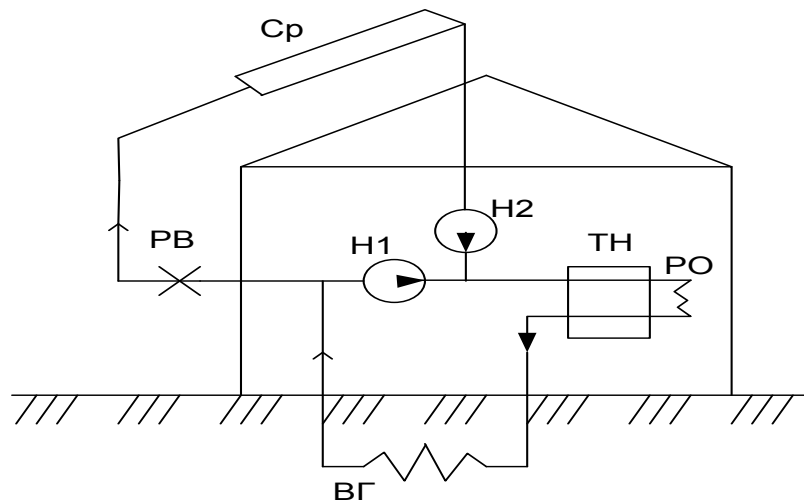
1-технологічні насоси; 2 – випарник; 3 – компресор; 4 – повітряний конденсатор з вбудованим вентилятором; 5- дросель; В – вода; Х – холодоагент (хладон-12), (пунктиром показана заводська поставка).

Рисунок 16.6 – Принципова схема опалювання насосної станції за допомогою теплового насоса «вода – повітря»

Частина води, що перекачується насосами 1, подається на випарник 2, де вона охолоджується за рахунок теплообміну з робочим тілом теплового насоса, випаровуючи його. Охолоджена вода повертається назад у мережу. Пари робочого тіла, що утворилися (хладон-12), з випарника 2 відсмоктуються компресором 3 і стискаються ним до тиску, обумовленого температурою вхідного в конденсатор 4 повітря, де відбувається його нагрівання за рахунок теплоти конденсації робочої речовини. Конденсат робочої речовини через дросель 5 подається знову у випарник 2 і цикл повторюється. Витрата електроенергії на прокачування води через випарник незначна. Для одержання теплової потужності 10 кВт насосу досить перекачати через випарник приблизно 2,5 м/год води, що складає приблизно менше 1 % обсягу прокачуваної води.

Найбільш розповсюдженою за рубежом є схема з комбінованим використанням теплоти ґрунту і сонячної енергії (рис. 16.7), хоча відомості

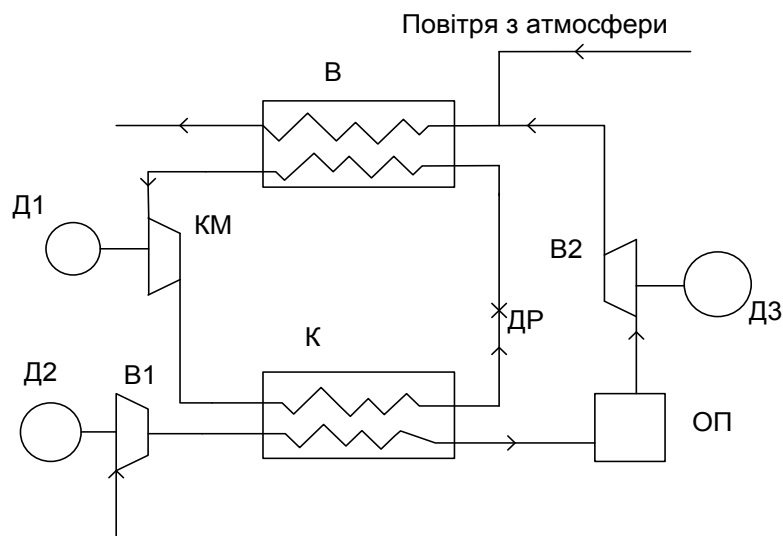
про економічну ефективність таких схем поки відсутні.



ТН – тепловий насос; ВГ – випарник ґрунту; Ср- сонячний радіатор;  
Н1 і Н2 – циркуляційні насоси; РО – радіатори опалювання; РВ –  
регульований вентиль для відключення сонячного радіатору

Рисунок 16.7 – Схема опалювання житлових приміщень теплонасосною установкою з використанням теплоти ґрунту і Сонця

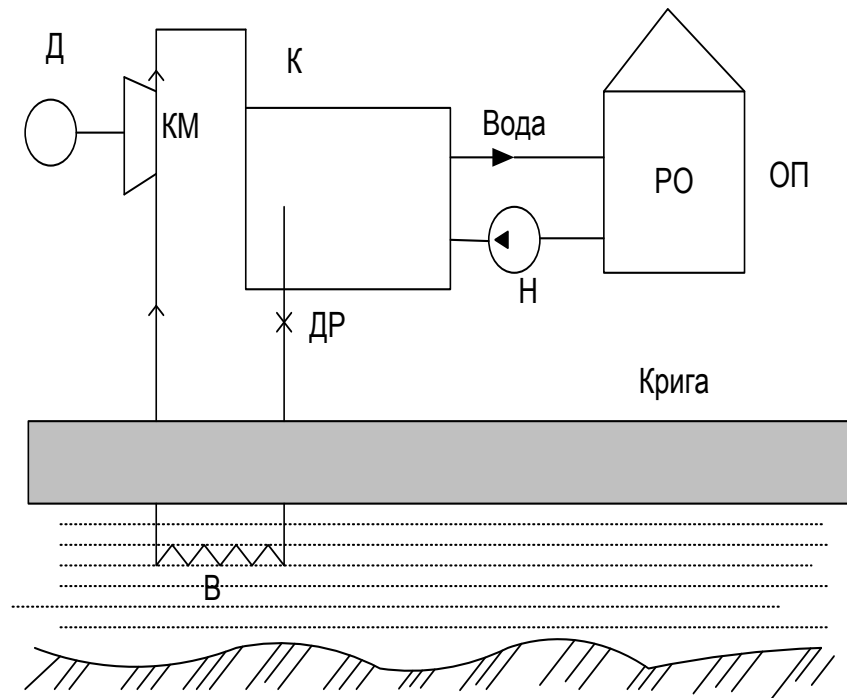
Можлива схема теплонасосного опалення приміщення з використанням вентиляційного повітря показана на рис.16.8, а з використанням теплоти природних водойм - на рис.16.9.



В- випарник; К – конденсатор; ДР –дросель; ОП – опалювальні приміщення; Д1,Д2,Д3 – електро - та теплові двигуни; В1 та В2 – повітряні вентилятори

Рисунок 16.8 – Схема теплонасосного опалювання приміщення з

використанням теплоти вентиляційного повітря:



В – випарник, К – конденсатор, КМ – компресор, ДР – дросель, ОП – опалювальні приміщення, Н – насос, РО – радіатори опалювання.

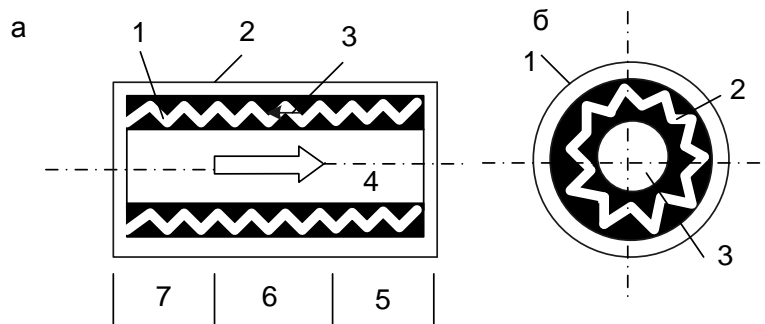
Рисунок 16.9 –Схема теплонасосного опалювання з використанням теплоти водоймищ

### 16.6 Тепловикористовуючі апарати на теплових трубах

*Принцип дії, призначення і типи теплових труб.* Термін "теплова труба" вперше був використаний у патенті Гровера, представленому від імені Комісії з атомної енергії США в 1963 р. Патент Гровера включав опис пристрою і результати експериментів, проведених з трубами з нержавіючої сталі, в яких гніти були виконані з дрітної сітки, а в якості робочої рідини використовувався натрій.

Теплова труба (ТТ) (рис.16.10) являє собою пристрій з високою ефективністю передачі теплоти. На внутрішній стінці укріплений гніт, зроблений, наприклад, з декількох шарів тонкої сітки. Труба заповнюється невеликою кількістю теплоносія (робочого тіла), після чого з неї відкачується повітря і вона щільно закривається. Один кінець труби нагрівається, чим викликає випар рідини і рух пари до холодного кінця труби. Тут у результаті

оохолодження пара конденсується і під впливом капілярних сил повертається до гарячого кінця труби. Оскільки теплота паротворення теплоносія велика, то ТТ при малій різниці температур на кінцях може передавати великий тепловий потік.



а – поздовжній переріз: 1 – гніт; 2 – стінка труби; 3 – повернення рідини по гніту; 4 – пара; 5 – ділянка конденсації; 6 – адіабатна ділянка; 7 – ділянка випару; б – поперечний переріз: 1 – стінка; 2 – гніт; 3 – паровий простір.

Рисунок 16.10 — Основні елементи теплової труби

У ТТ розрізняють три ділянки: зона підведення теплоти або ділянка випару 7; зона переносу теплоти або адіабатна ділянка 6; зона відводу теплоти або ділянка конденсації 5.

Випарник у розглянутій трубі може розташовуватися по-різному, тому вона працюватиме в будь-якому положенні. ТТ дозволяє транспортувати теплоту в різних напрямках, по будь-якому прямолінійному і криволінійному каналах, оскільки гніт, який змочується в зоні конденсації, завжди подаватиме теплоносій у зону випару. Круговорот теплоносія в ТТ відбувається незалежно від наявності сил ваги. Завдяки цьому ТТ є універсальним теплопроводом, подібно електричному проводу, що призначений для передачі електроенергії чи світловода, що здійснює передачу світла.

Ефективність роботи ТТ часто визначають за допомогою показника

"еквівалентна теплопровідність".

Наприклад, циліндрична ТТ, де в якості робочого тіла використовується вода при температурі 150°C, матиме теплопровідність у сотні разів більшу, ніж мідь. Теплопередаюча здатність ТТ може бути дуже великою. Так, у ТТ, де в якості робочого тіла використовується літій, при температурі 1500°C в осьовому напрямку можна передати тепловий потік 10-20 кВт/см<sup>2</sup>.

Досить різноманітні теплоносії: ацетон, аміак, фреони, дифенілові суміші, вода, ртуть, індій, цезій, калій, натрій, літій, свинець, срібло, вісмут і неорганічні солі зведено в таблиці 16.1.

Таблиця 16.1 - Сумісництво матеріалів ТТ та використаного теплоносія

Матеріал	Теплоносії						
	Фреон-11	Вода	Ацетон	Аміак	Метиловий спирт	Калій	Натрій
Мідь	да	да	да	ні	да	-	-
Алюміній	да	ні	да	ні	ні	-	-
Нержавіюча сталь	да	ні	да	ні	да	да	да
Вуглецева сталь	да	ні	да	ні	ні	-	-
Нікель	да	да	да	ні	да	-	-

При виборі матеріалів і теплоносіїв для ТТ необхідно враховувати їх сумісність. У протилежному разі внаслідок хімічної взаємодії теплоносія з матеріалом стінки корпусу утворюються продукти реакції у вигляді газу, які не конденсуються, і твердий осад. Відомі десятки різновидів конструкцій ТТ: гладкостінні, гнітові, відцентрові (обертові), електрогідродинамічні труби, труби з ефектом магнітного поля, осмотичні та ін. Найбільш характерні

галузі застосування є енергетика, машинобудування, електроніка, хімічна промисловість, сільське господарство (для утилізації низькопотенційних вторинних енергоресурсів). Найбільше застосування вони знаходять при температурі ВЕР 50 - 250°C, оскільки в даному температурному діапазоні не потрібно застосування дорогих матеріалів та теплоносіїв.

Для передачі теплоти по криволінійних каналах можуть бути використані гнучкі теплові елементи. Гнучкість ТТ досягається установкою в корпус трубки (між випарником і конденсатором) гнучкого елемента типу сильфона чи виготовленням трубки з якого-небудь пластичного матеріалу з використанням звичайних металевих секцій для підведення чи відводу теплоти.

Основи теорії теплових труб можна розглянути на прикладі гнотових ТТ. Для забезпечення їх роботи необхідне дотримання співвідношення:  $p_{\text{кмах}} > \Delta p_p + \Delta p_n + \Delta p_t$ , де  $\Delta p_{\text{кмах}}$  - максимальний капілярний напір,  $\Delta p_p$  - перепад тиску, необхідний для повернення рідини з зони конденсації у випарник,  $\Delta p_n$  - перепад тиску, необхідний для повернення пари з випарної зони в конденсаційну;  $\Delta p_t$  - гравітаційний перепад тиску. При недодержанні цього рівняння гніт у зоні випарювання висохне і не буде працювати

#### 16.7 Контрольні запитання

1. Принцип дії, призначення і типи теплових труб.
2. Класифікація та основні характеристики теплових насосів.
3. Що таке трансформатори теплоти.
4. Наведіть сновні схеми використання відпрацьованого тепла.

ЛІТЕРАТУРА: [20-22]



## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Алабовский, А.И. Теплотехника / А.И. Алабовский, С.М. Константинов, И. А. Недужий. – К. : Вища шк., 1986. – 255 с.
2. Александров, В.Г. Паровые котлы средней и малой мощности / В.Г. Александров. – Л. : Энергия, 1972. – 196 с.
3. Базовые энергоустановки и технологии производства энергии с учетом экологических аспектов. Ч. 1 : Энергогенерирующие установки на органическом топливе / В.А. Малярченко, Г.Б. Варламов, Г.Н. Любчик и др. – Харьков : ХГАГХ, 2001. – 210 с.
4. Базовые энергоустановки и технологии производства энергии с учетом экологических аспектов. Ч. 2 : Атомные энергетические установки / В.А. Малярченко, Г.Б. Варламов, Е.Н. Письменный, С.В. Широков. – Харьков : ХГАГХ, 2001. – 103 с.
5. Базовые энергоустановки и технологии производства энергии с учетом экологических аспектов. Ч. 3 : Альтернативная энергетика / В.А. Малярченко, Г.А. Белявский, Ю.А. Ландау, Ф.В. Стольберг. – Харьков : ХГАГХ, 2001. – 116 с.
6. Бакалин, Ю.І. Енергозбереження та енергетичний менеджмент / Ю.І. Бакалин. – Харків : ХІУ, 2002. – 200 с.
7. Бертокс, П. Стратегия защиты окружающей среды от загрязнений / П. Бертокс, Д. Радд. – М. : Мир, 1980. – 606 с.
8. Бузников, Е.Ф. Производственные и отопительные котельные / Е.Ф. Бузников, К.Ф. Роддатис, Э.Я. Берзиньш. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 248 с.
9. Варламов, Г.Б. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії / Г.Б. Варламов, Г.М. Любимчик, В.А. Малярченко. – К. : ІВЦ Вид-во “Політехніка”, 2003. – 232 с.

- 10.Воробьев, И.Е. Реабилитация ТЭС и ТЭЦ : пути, эффективность / И.Е. Воробьев, Е.Г. Тодорович. – К. : Энергетика и электрификация, 2000. – Вып.1 – 256 с.
- 11.Воропай, М.І. Електроенергетика та екологічні аспекти національної безпеки / М.І. Воропай, Г.Б. Славін, М.Б. Чельцов // Енергетика : економіка, технологія, екологія. – 2000. – №3. – С. 4-9.
- 12.Маляренко, В.А. Эколого-энергетические факторы градостроительных решений / В.А. Маляренко, И.Б. Дмитриев // Труды 4-ой НПК «Новое в экологии и БЖД» 16-18 июня 1999. – Санкт-Петербург, Россия. – Балт. гос. техн. ун-т., С-Петербург. – Т.1. – 1999. – С. 85-88.
- 13.Маляренко, В.А. Введение в инженерную экологию энергетики / В.А. Маляренко. – Харьков : ХГАГХ, 2001. – 166 с.
- 14.Маляренко, В.А. Техническая теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений / В.А. Маляренко, А.Ф. Редько, Ю.И. Чайка. – Харьков : Рубикон, 2001. – 280 с.
- 15.Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 586 с.
- 16.Рихтер, Л.А. Тепловые электрические станции и защита атмосферы / Л.А. Рихтер. – М. : Энергия, 1975. – 131 с.
- 17.Стерман, Л.С. Тепловые и атомные электростанции / Л.С. Стерман, А.Т. Шарков, С.А.Тевлин. – М. : Атомиздат, 1975. – 495 с.
- 18.Суходоля, О.М. Методічні основи проведення енергетичного обстеження (аудіту) підприємств / О.М. Суходоля // Електропанорама. – 2003. – №3. – С. 45-46.
- 19.Таги-заде, Ф.Г. Энергоснабжение городов / Ф.Г. Таги-заде. – М. : Стройиздат, 1992. – 320 с.
- 20.Тепловые и атомные электрические станции : справочник / [под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина]. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 601 с.
- 21.Теплотехника / [под общ. ред В.И. Крутова]. – М. : Машиностроение, 1986. – 426 с.

22. Энергосбережение в энергетике и технологиях. Энергосбережение в низкотемпературных процессах и технологиях / А.Б. Горяев, О.П. Данилов, А.П. Ефремов, М.В. Яковлев. – М. : Изд-во МЭИ, 2002. – 48 с.