

**621.1
К 931**

**Міністерство освіти і науки України
Запорізька державна інженерна академія**



**Ю. В. Куріс
В. Г. Рижков
І. О. Кутузова**

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ КЛІМАТИЧНОЇ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ ТЕХНІКИ

Навчально-методичний посібник

*для студентів ЗДІА
спеціальностей 183 «Технології захисту навколишнього середовища» та
263 «Цивільна безпека»*

Міністерство освіти і науки України
Запорізька державна інженерна академія

*Затверджено до друку
рішенням науково-методичної ради ЗДІА
протокол № 6 від 20.04.2017р.*

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ КЛІМАТИЧНОЇ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ ТЕХНІКИ

Навчально-методичний посібник

*для студентів ЗДІА
спеціальностей 183 «Технології захисту навколишнього середовища» та
263 «Цивільна безпека»*

*Рекомендовано до видання
на засіданні кафедри ПЕОП,
протокол № 9 від 15.03.2017р.*

Запоріжжя
ЗДІА
2017

УДК 621.1
К 931

Ю. В. Куріс, д.т.н., професор
В. Г. Рижков, к.т.н., доцент
І. О. Кутузова, старший викладач

Відповідальний за випуск: *зав. кафедри ПЕОП,*
к.т.н., доцент Г. Б. Кожемякін

Рецензенти:

В. В. Луньов, д.т.н., професор, Академік АІН України, директор фізико-технічного інституту Запорізького національного технічного університету;

В. І. Сокольник, к.т.н., професор, декан факультету будівництва та цивільної інженерії Запорізької державної інженерної академії.

Куріс Ю. В.

К 931

Особливості теплової роботи кліматичної та екологічної техніки: навчально-методичний посібник для студентів ЗДІА спеціальностей 183 «Технології захисту навколишнього середовища» та 263 «Цивільна безпека» / Куріс Ю. В., Рижков В. Г., Кутузова І. О.; Запоріз. держ. інж. акад. – Запоріжжя: ЗДІА, 2017. – 260 с.

ЗМІСТ

	стор.
ВСТУП	7
Розділ 1 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	10
1.1 ТЕХНІЧНА ТЕРМОДИНАМІКА	10
1.1.1 Поняття термодинаміки	10
1.1.2 Параметри стану	11
1.1.3 Теплота і робота	12
1.1.4 Закони ідеальних газів	13
1.1.5 Реальні гази	18
1.1.6 Внутрішня енергія	25
1.1.7 Робота газу	26
1.1.8 Теплоємність	28
1.1.9 Перший і нульовий закони термодинаміки	29
1.1.10 Ентальпія	32
1.1.11 Ентропія	33
1.1.12 Процеси ідеальних газів	36
1.1.13 Другий закон термодинаміки	47
1.1.14 Цикли	50
1.1.15 Третій закон термодинаміки	67
1.1.16 Водяна пара	67
1.2 ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛООБМІНУ	74
1.2.1. Основні поняття та визначення	75
1.2.2 Теорія теплопровідності	77
1.2.3 Теплопередача	83
1.2.4 Інтенсифікація теплопередачі	88

1.2.5	Теплова ізоляція	90
1.2.6	Конвективний теплообмін (тепловіддача)	91
1.2.7	Теплообмін випромінюванням	97
1.3	ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ	104
1.3.1	Типи теплообмінних апаратів	104
1.3.2	Паливо для енерготехнологічних апаратів	107
1.3.3	Котлові установки	113
1.3.4	Парові турбіни	120
1.3.5	Рекуператори та регенератори	127
1.4	ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ПОНОВЛЮВАНИХ І АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ	146
1.4.1	Сонячне енергопостачання	150
1.4.2	Розрахунок величини сумарного надходження сонячної Радіації	151
1.4.3	Системи сонячного теплопостачання	158
1.4.4	Плоскі сонячні колектори та їх ефективність	162
1.4.5	Економічні показники використання сст та їх визначення	172
1.4.6	Сонячне електропостачання та тепло електроенергетика	173
1.4.7	Сонячна фотоенергетика	177
1.5	ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ВІТРУ	182
1.5.1	Потенціал вітрової енергії в Україні	184
1.5.2	Вітроенергетичні установки та їх елементи	187
1.6	ГЕОТЕРМАЛЬНА ЕНЕРГЕТИКА	192
1.7	УТИЛІЗАЦІЯ ЕНЕРГІЇ ПОТОКІВ РІДИНИ І ГАЗІВ	200

1.7.1 Утилізація теплової енергії стічних вод	200
1.7.2 Утилізація енергії надлишкового тиску природного газу	204
1.7.3 Утилізація енергії надлишкового тиску доменного газу	205
1.7.4 Утилізація енергії шахтного метану	208
Питання для самоконтролю.	211
Розділ 2 ПРАКТИЧНІ ЗАНЯТТЯ	216
2.1 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1. Параметри стану газів	216
2.2 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2. Закони ідеальних газів	217
2.3 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3. Реальні гази.	220
2.4 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4. Теплоємність	223
2.5 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 5. Процеси ідеальних газів	225
2.6 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 6. Цикли.	229
2.7 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 7. Основи теплопровідності.	232
2.8 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 8. Теплопередача	237
2.9 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 9. Паливо	243
2.10 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 10. Котлові установки	246
2.11 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 11. Рекуператори	248
ДОДАТКИ	251
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА.	258

ВСТУП

Теплова робота *кліматичної та екологічної техніки* оснований на законах та правилах *теплотехніки*.

Теплотехніка — технічна дисципліна, яка вивчає методи отримання, перетворення, передачі та використання теплової енергії, а також принцип дії і конструктивні особливості теплових машин, агрегатів і пристроїв, процеси нагрівання чи охолодження, які відбуваються в закритих середовищах та обладнанні.

Теоретичними розділами теплотехніки, в яких досліджуються закони перетворення та властивості теплової енергії, а також процеси поширення теплоти є:

- технічна термодинаміка;
- механіка рідини та газу;
- теплообмін;
- теорія горіння.

Термодинаміка розглядає закони перетворення теплової енергії, властивості макроскопічних систем, процеси переходу між різними станами цих систем. Вона вивчає закономірності роботи теплових машин – паро- і газотурбінних установок, двигунів внутрішнього згорання, холодильних агрегатів, кондиціонерів тощо.

Тепломасообмін складається з двох основних розділів: теплообмін (теплопередача) і масообмін. Теплопередача вивчає процеси переносу тепла між теплоносіями. У теплотехнічних пристроях теплота може передаватися променистим теплообміном, конвекцією, теплопровідністю.

Променистий теплообмін (теплообмін випромінюванням) характерний для камер згорання, а також для деяких печей.

Теплообмін конвекцією здійснюється в рідинах, газах або сипких середовищах потоками речовини. За допомогою конвекції ведеться нагрівання

або охолодження рідин або газів в різних теплотехнічних пристроях, наприклад, в повітронагрівачу та економайзері котлів. Теплообмін конвекцією найхарактерніший для випадку омивання твердої стінки турбулентним потоком рідини або газу.

Теплообмін теплопровідністю характерний для твердих тіл і для ламінарних потоків рідини і газу. Теплота при цьому переноситься в результаті мікроскопічного процесу обміну енергією між молекулами чи атомами тіла. На практиці процес переносу теплоти часто обумовлюється спільною дією перелічених видів теплообміну.

Закономірності теплообміну грають велику роль у роботі металургійних печей, парогенераторів, рекуператорів та регенераторів, інших теплових агрегатів.

Масообмін вивчає процеси переносу речовини між середовищами при дифузії, випаровуванні, конденсації. Ці процеси мають значення у сушильних апаратах, установках кондиціювання повітря, конденсаторах, випарних агрегатах, контактних теплообмінниках.

Механіка рідини та газу (гідроаеромеханіка, гідрогазомеханіка, гідрогазодинаміка) – розділ механіки, пов'язаний з вивченням рівноваги й руху рідинних і газоподібних середовищ, а також їхньої взаємодії між собою і з твердими тілами. Задачею механіки рідини та газу як науки є встановлення законів розподілу швидкостей і тисків під час руху рідини, а також вивчення силової взаємодії між рідиною і твердими тілами, розміщеними у ній. Закономірності механіки рідини та газу враховуються при проектуванні та експлуатації печей, парових та водогрійних котлів, теплообмінників тощо.

Теорія горіння займається вивченням фізико-хімічних процесів перетворення компонентів горючої суміші в продукти згорання з виділенням тепла і світла. Закономірності горіння палив допомагають розрахувати тепловий баланс теплотехнічної установки, її коефіцієнт корисної дії, необхідні витрати палива та повітря [1].

У посібнику даються основні положення технічної термодинаміки і теплообміну, розглядається устрій та робота деяких теплових агрегатів. Інші теоретичні розділи промислової теплотехніки вивчаються в окремих дисциплінах.

Розділ 1 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 ТЕХНИЧНА ТЕРМОДИНАМІКА

1.1.1 Поняття термодинаміки

Термодина́міка (від грецьких слів θερμη — «тепло», δύναμις — «сила») - розділ фізики, що вивчає співвідношення та перетворення теплоти та інших форм енергії. *Термодинаміка* - це феноменологічна наука, яка спирається на узагальнення дослідних фактів. Вона вивчає макроскопічні системи, що складаються з величезного числа частинок - *термодинамічні системи*. Процеси, що відбуваються в таких системах, описуються макроскопічними величинами, такими як тиск або температура, які не можуть бути застосовні до окремих молекул і атомів [2].

Сучасна термодинаміка є теорією, що розвивається на основі декількох постулатів. Однак обґрунтування цих постулатів і їх зв'язок з властивостями і законами взаємодії частинок, з яких побудовані термодинамічні системи, дається статистичною фізикою. Статистична фізика дозволяє з'ясувати також і межі застосування термодинаміки.

Законои термодинаміки носять загальний характер і не залежать від конкретних деталей будови речовини на атомарному рівні. Тому термодинаміка успішно застосовується в широкому колі питань науки і техніки. Наприклад: енергетика, двигуни, фазові переходи, хімічні реакції, явища переносу і навіть чорні діри. Термодинаміка має велике значення для самих різних областей фізики і хімії, хімічної технології, аерокосмічної техніки, машинобудування, клітинної біології, біомедичної інженерії, матеріалознавства і знаходить своє застосування навіть в таких областях, як економіка.

Термодинаміка вивчає системи, що складаються з дуже великого числа

частинок. Опис таких систем методами класичної механіки не тільки не представляється можливим, але і фактично позбавлений сенсу. Особливості термодинамічного опису виникають внаслідок того, що поведінка великих ансамблів частинок підпорядковується статистичним закономірностям. Вона може бути зведена до аналізу детермінованої еволюції динамічних систем. Проте історично термодинаміка розвивалася без опори на виводи статистичної теорії, і основні положення термодинаміки можуть бути сформульовані на основі обмеженого числа постулатів, які є узагальненнями дослідних фактів. Число цих постулатів варіюється в різних авторів відповідно до того, як будується аксіоматика термодинаміки, але традиційно вважається, що можна виділити чотири основні закони (принципи) термодинаміки [2].

1.1.2 Параметри стану

Фізичний стан тіла цілком визначається декількома величинами, які називаються параметрами стану. Ними можуть бути температура, густина, тепловміст, ентропія та ін.

Стан однорідного тіла може бути визначено трьома параметрами, за яких беруть питомий об'єм, тиск і температуру. Їх називають основними.

Температура - зовнішня характеристика середньої кінетичної енергії часток газу, характеризує ступінь нагріву тіла. Співвідношення між абсолютною температурою, що вимірюється у Кельвінах, T і температурою за шкалою Цельсія: $t = T - 273$.

Тиск, p - фізична величина, що чисельно дорівнює силі F , що діє на одиницю площі поверхні S перпендикулярно цієї поверхні. *Тиск* - зовнішня характеристика зіткнень молекул зі стінками, наприклад, судини. У системі СІ тиск вимірюється у Паскалях (Па).

Питомий об'єм - об'єм, займаний одиницею маси речовини, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Співвідношення між питомим об'ємом v і густиною ρ : $v = 1/\rho$.

Якщо в термодинамічній системі змінюється хоча б один з параметрів будь-якого тіла, що входить в систему, то в системі відбувається **термодинамічний процес** [2].

1.1.3 Теплота і робота

Тіла, що беруть участь в процесі, обмінюються між собою енергією. Енергія одних тіл збільшується, інших - зменшується. Передача енергії від одного тіла до іншого відбувається 2-ма способами:

- **Перший спосіб передачі енергії** при безпосередньому контакті тіл, що мають різну температуру, шляхом обміну кінетичної енергії між молекулами тіл (або променистим перенесенням за допомогою електромагнітних хвиль). Енергія передається від більш нагрітого тіла до менш нагрітого. Енергія кінетичного руху молекул називається тепловою, тому такий спосіб передачі енергії називається передачею енергії у формі теплоти. Кількість енергії, отриманої тілом у формі теплоти називається **підведеною теплою**, а кількість енергії, що віддана тілом у формі теплоти - **відведеною теплою**. Звичайне позначення теплоти - Q , розмірність - Дж. У практичних розрахунках важливого значення набуває відношення теплоти до маси - **питома теплота**, що позначається q , її розмірність Дж/кг. Підведена теплота - позитивна, відведена - негативна [3].

- **Другий спосіб передачі енергії** пов'язаний з наявністю силових полів або зовнішнього тиску. Для передачі енергії цим способом тіло повинне або пересуватися в силовому полі, або змінювати свій об'єм під дією зовнішнього тиску. Цей спосіб називається передачею енергії у формі роботи. Якщо в якості прикладу тіла розглядати газ в посудині з поршнем то у випадку прикладення зовнішньої сили до поршня відбувається стиснення газу - робота здійснюється

над тілом, а в разі розширення газу в посудині роботу, переміщення поршня, здійснює саме тіло (газ). Кількість енергії, отримане тілом у формі роботи називається *здійсненою над тілом роботою*, а віддане - *витраченою тілом роботою*. Кількість енергії у формі роботи зазвичай позначається L розмірність - Дж. *Питома робота* - відношення роботи до маси тіла позначається l , розмірність - Дж/кг [3].

Робоче тіло - певна кількість речовини, яка бере участь в термодинамічному процесі і виконує корисну роботу [2].

1.1.4 Закони ідеальних газів

Ідеальний газ - це газ, в якому розміри молекул мізерно малі в порівнянні з середніми відстанями між ними. Молекули такого газу можна вважати матеріальними точками. Рух молекул відбувається без зіткнень з іншими молекулами; силами тяжіння і відштовхування між молекулами можна знехтувати. Зіткнення молекул зі стінками посудини є абсолютно пружними.

Багато газів, що знаходяться в стані, далекому від критичного з великою точністю, можна вважати ідеальними. Це, за нормальних умов - кисень, азот, повітря, водень, неон та ін.

Всі гази наближаються до ідеальних при низькому тиску. Саме таким чином вводиться в даний час основна температурна шкала; вона називається температурною шкалою ідеального газу.

Поняття ідеального газу дозволяє спростити багато залежностей.

Закон Бойля-Маріотта. Відкритий в 1662 році англійцем Бойлем і незалежно французом Маріоттом в 1676. Встановлює залежність між питомим об'ємом газу і його тиском в процесі при постійній температурі [2].

При постійній температурі газу добуток тиску газу на його питомий об'єм є постійним.

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 = const, \quad (1.1)$$

де P_1 , v_1 – початкові параметри газу: відповідно тиск газу (Па) та його питомий об'єм ($\text{м}^3/\text{кг}$);

P_2 , v_2 – кінцеві параметри газу: відповідно тиск газу (Па) та його питомий об'єм ($\text{м}^3/\text{кг}$);

Або: при постійній температурі об'єм, займаний газом, змінюється обернено пропорційно його тиску.

$$v_1/v_2 = P_2/P_1 \quad (1.2)$$

Або: густина ідеального газу прямо пропорційна його тиску (при постійній температурі).

$$\rho_1/\rho_2 = P_1/P_2 \quad (1.3)$$

де ρ_1 , ρ_2 – відповідно початкова та кінцева густина ідеального газу, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Цей процес називається *ізотермічним*. Криві (рис. 1.1), що відповідають точкам з однаковою температурою називаються *ізотермами*.

Закон Гей-Люссака - встановлює залежність питомого об'єму газу від абсолютної температури при постійному тиску, названий на честь французького фізика і хіміка Жозефа Луї Гей-Люссака, що вперше опублікував його в 1802 році [2]. При постійному тиску питомий об'єм газу змінюється прямо пропорційно абсолютній температурі.

$$v_1/v_2 = T_1/T_2; \quad (1.4)$$

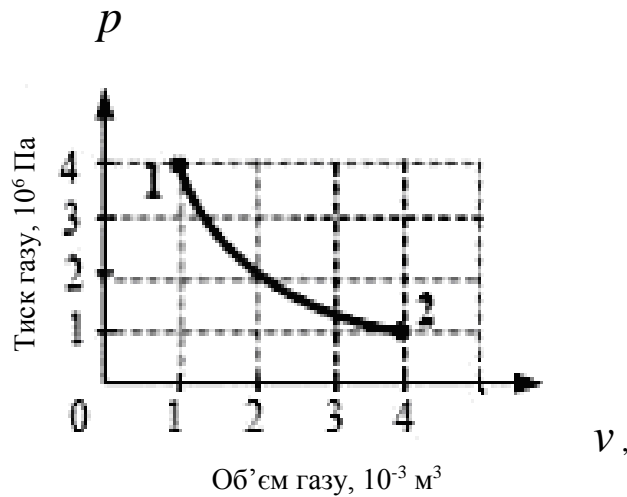


Рисунок 1.1 – Залежність тиску ідеального газу від об'єму

$$p_1 / p_2 = T_2 / T_1, \quad (1.5)$$

де T_1, T_2 – абсолютна температура газу відповідно на початок та кінець процесу, К.

Цей процес називається **ізобарним**. Криві, що відповідають точкам з однаковим тиском називаються **ізобарами** (рис. 1.2).

Закон Шарля описує співвідношення тиску і температури для ідеального газу. Експериментальним шляхом залежність тиску газу від температури при постійному об'ємі встановлена в 1787 році Шарлем [2].

Тиск газу фіксованого об'єму прямо пропорційний абсолютній температурі.

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}; \quad (1.6)$$

$$P_1 T_2 = P_2 T_1. \quad (1.7)$$

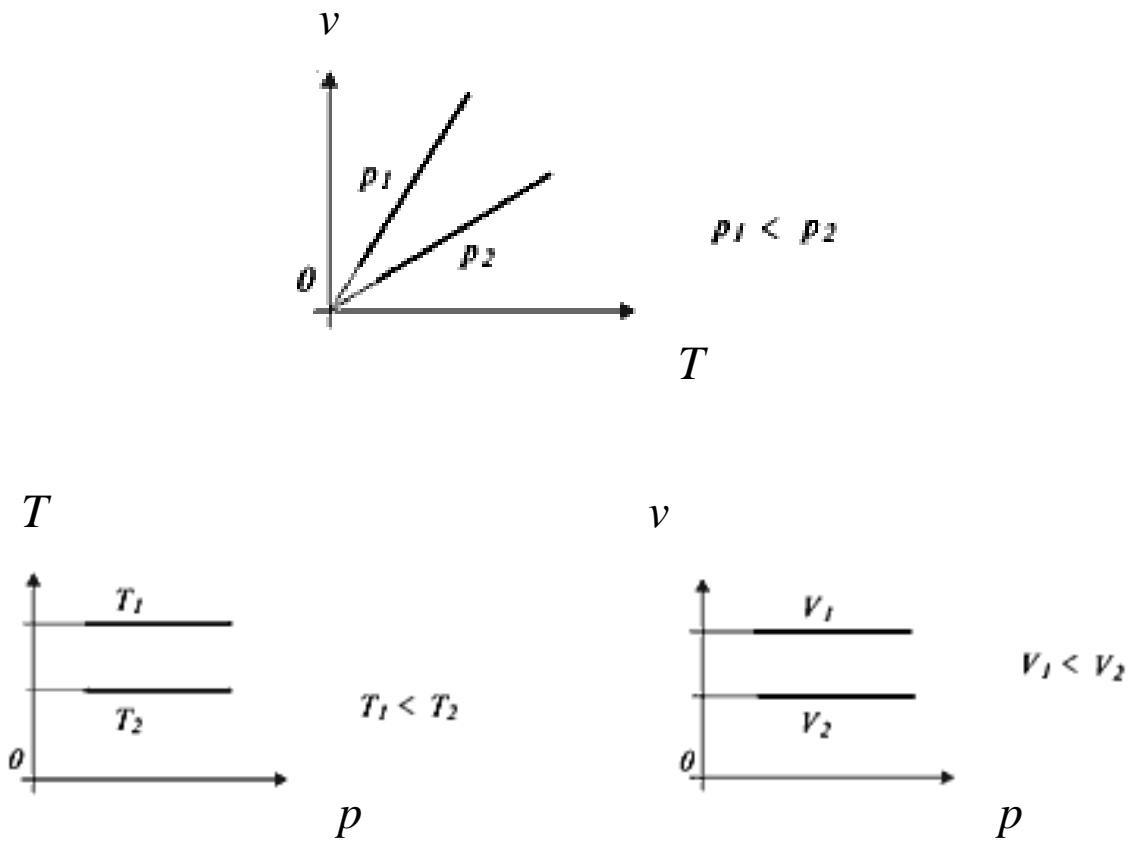


Рисунок 1.2 – Графіки ізобарного процесу у різних координатах

Цей процес називається **ізохорним**. Криві, що відповідають точкам з однаковим питомим об'ємом називаються **ізохорами** (рис. 1.3).

Рівняння стану. Рівняння стану ідеального газу - формула, що встановлює залежність між тиском, питомим об'ємом і абсолютною температурою ідеального газу. Рівняння має вигляд:

$$P v = RT, \quad (1.8)$$

де P - тиск ідеального газу, Па;

v - питомий об'єм газу, м³/кг;

T - абсолютна температура газу, К;

R – газова стала, Дж/кг·К. Це робота 1 кг газу в ізобарному процесі при нагріві на 1К. Газова стала для кожного газу своя [2].

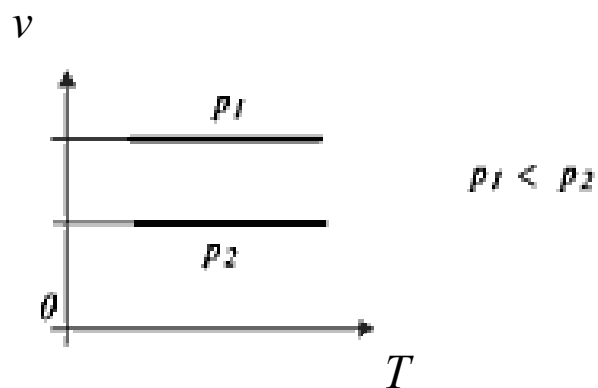
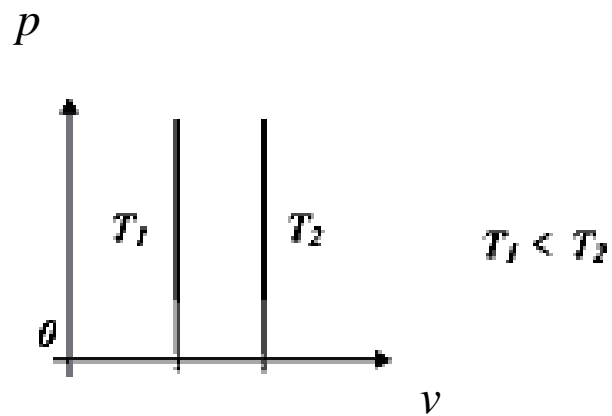
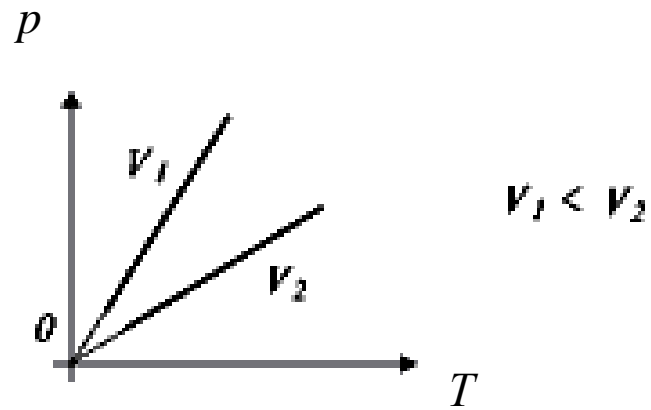


Рисунок 1.3 – Графіки ізохорного процесу у різних координатах

Для повного об'єму газу:

$$P v = mRT, \quad (1.9)$$

де m – маса газу, кг.

Універсальне рівняння стану ідеального газу (іноді називається рівнянням Клапейрона або рівнянням Менделєєва - Клапейрона) - формула, що встановлює залежність між тиском, молярним об'ємом і абсолютною температурою ідеального газу [2]. Рівняння має вигляд:

$$PV_m = R_\mu T, \quad (1.10)$$

де V_m - молярний об'єм, м³/моль;

R_μ – універсальна газова стала - робота 1 кіломолю будь-якого газу в ізобарному процесі при нагріві на 1К. $R_\mu = 8314$ Дж/кмоль·К [2].

Зв'язок між універсальною газовою сталою R_μ та газовою сталою будь-якого газу R :

$$R_\mu = \mu R, \quad (1.11)$$

де μ – молярна маса газу, кг/кмоль (г/моль).

Суміш ідеальних газів підкоряється закону Дальтона [2]: тиск суміші газів дорівнює сумі парціальних тисків газів, що складають суміш:

$$P = \sum_1^n p_i, \quad (1.12)$$

де P - тиск суміші газів, Па;

p_i - парціальні тиски газів, що складають суміш, Па.

Парціальний тиск - тиск, який мав би кожен газ, якби знаходився один в такій же кількості, в тому ж об'ємі і при тій же температурі, що задана суміш.

Суміш газів може бути задана об'ємними r_i чи масовими g_i частками. Мають місце такі залежності:

$$g_i = m_i/m; \quad (1.13)$$

$$r_i = V_i/V; \quad (1.14)$$

$$g_i = (\rho_i/\rho) r_i = (\mu_i/\mu) r_i, \quad (1.15)$$

де g_i – масова частка газу, %;

m_i - маса кожного газу, який складає суміш, кг;

m – маса всієї суміші газів, кг;

r_i - об'ємна частка газу, %;

V_i - об'єм кожного газу, який складає суміш, м³;

V – об'єм всієї суміші газів, м³;

ρ_i - густина кожного газу, який складає суміш, кг/м³;

ρ - густина всієї суміші газів, кг/м³;

μ_i – молярна маса кожного газу, який складає суміш, г/моль (кг/кмоль);

μ – молярна маса суміші газів, г/моль (кг/кмоль);.

Густина суміші газів, кг/м³:

$$\rho = \sum p_i r_i, \quad (1.16)$$

$$\rho = \frac{1}{\sum \frac{g_i}{\rho_i}}. \quad (1.17)$$

Середня молярна маса суміші, г/моль (кг/кмоль);:

$$\mu = \sum r_i \mu_i = 1 / (\sum g_i / \mu_i). \quad (1.18)$$

Газова стала суміші, Дж/кг К :

$$R = R_\mu / \mu. \quad (1.19)$$

Парціальний тиск газу, який є часткою газової суміші, Па:

$$p_i = r_i P. \quad (1.20)$$

1.1.5 Реальні гази

Реальні гази відрізняються від ідеальних тим, що відстані між молекулами не такі значні, щоб не враховувати їх розміри і сили взаємодії. Ці фактори можна врахувати коефіцієнтом стисливості c :

$$c = Pv/RT, \quad (1.21)$$

де P - тиск газу, Па;

v - питомий об'єм газу, м³/кг;

T - абсолютна температура газу, К;

R – газова стала, Дж/кг·К.

Для ідеальних газів $c=1$. Чим менше тиск і більше температура, тем з більшою точністю газ задовольняє рівнянню стану. Якщо $p > 20$ МПа відмінність реального газу від ідеального стає суттєвою [3].

Рівняння Ван-дер-Ваальса. Для більш точного опису поведінки реальних газів при низьких температурах була створена модель газу Ван-дер-Ваальса, що враховує сили міжмолекулярної взаємодії [3].

Для одного моля газу рівняння Ван-дер-Ваальса має вид:

$$\left(p + \frac{a}{V_m^2} \right) (V_m - b) = RT, \quad (1.22)$$

де V_m - мольний об'єм газу, м³/кмоль;

a – константа, що враховує сили взаємодії між молекулами (додаток A);

b – константа, що враховує розміри (об'єм) молекул (додаток A).

Рівняння Ван-дер-Ваальса для питомого об'єму газу:

$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = RT \quad (1.23)$$

Рівняння Ван-дер-Ваальса досить точно описує газ і рідину, але не годиться для двофазних станів.

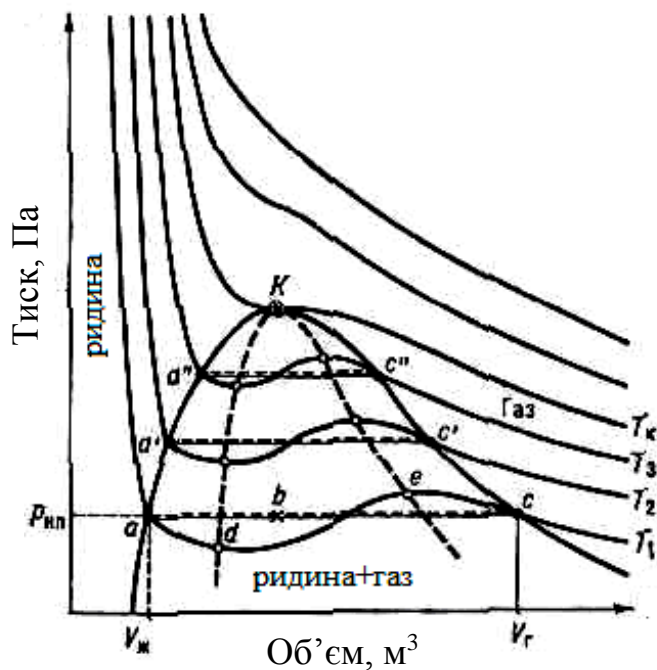
Якщо в рівнянні Ван-дер-Ваальса розкрити дужки і розташувати отримані величини по зростаючим ступеням v , то одержимо рівняння третього ступеня щодо питомого об'єму газу:

$$pv^3 - (bp + RT)v^2 + av - ab = 0 \quad (1.24)$$

Як відомо з математики, таке рівняння при заданих значеннях p і T повинно мати три кореня. При цьому можливі три випадки: 1) всі три корені різні і дійсні; 2) всі три корені дійсні і хоча би 2 з них рівні між собою і 3) один корінь дійсний і два комплексних. В останньому випадку, оскільки комплексні

корені не мають фізичного сенсу, реальне значення має тільки один дійсний корінь.

Якщо на $p\nu$ -діаграмі побудувати ізотерми, відповідні рівнянню Ван-дер-Ваальса, то вони будуть мати вигляд кривих, зображених на рис. 1.4.



K – критична точка; T_k – критична температура; $T_k > T_3 > T_2 > T_1$; $P_{нп}$ – тиск насиченої пари при температурі T_1

Рисунок 1.4 – Ізотерми рівняння Ван-дер-Ваальса на $p\nu$ -діаграмі

З розгляду цих кривих видно, що при порівняно низьких температурах вони мають в середній частині хвилеподібний характер з максимумом і мінімумом. При цьому чим вище температура, тим коротше стає хвилеподібна частина ізотерми.

Пряма ac , що перетинає такого типу ізотерму, дає три дійсних значення питомого об'єму. Ці ізотерми відповідають першому випадку рішення рівняння

Ван-дер-Ваальса (три різних дійсних корені). Найбільший корінь, рівний питомому об'єму в точці c , відноситься до пароподібного (газоподібного) стану, а найменший (в точці a) - до стану рідини.

Оскільки, як указувалось раніше, рівняння Ван-дер-Ваальса в принципі не може описувати двофазних станів, воно вказує (у вигляді хвилеподібної кривої) на безперервний перехід з рідкого стану в пароподібний при даній температурі. Насправді, як показують численні експерименти, перехід з рідкого стану в пароподібний завжди відбувається через двофазні стани речовини, які є сумішшю рідини і пари. При цьому при даній температурі процес переходу рідини в пару відбувається також і при незмінному тиску.

Практично для особливо чистих речовин можливе здійснення ділянок хвилеподібною кривою ad і ec . У першому випадку мають місце нестійкі стани перегрітої рідини, а в другому - переохолодженої пари. Ділянка ж кривої de взагалі здійснена бути не може, так як це суперечить умові термодинамічної стійкості, згідно з якою для однорідної речовини приватна похідна $\left(\frac{\partial p}{\partial v}\right)_\tau$ не може бути більше нуля [4].

Положення дійсної лінії процесу переходу з рідини в пару зображується на рис. 1.4 прямою лінією ac . При цьому точка a відповідає стану киплячої рідини, а точка c - стану так званої сухої насиченої пари, тобто стану, в якому закінчився процес переходу з рідини в пару. Гілка ізотерми, розташована правіше точки c , відповідає стану перегрітої пари при даній температурі.

При певній температурі, критичній, ізотерма рівняння Ван-дер-Ваальса не матиме хвилеподібної ділянки. На цій ізотермі є точка перегину, дотична до якої повинна бути горизонтальною. Це відповідає випадку рішення рівняння Ван-дер-Ваальса, коли всі три корені дійсні і рівні між собою (рис. 1.4, точка К).

При температурах вище критичної ізотерми матимуть монотонно спадаючий характер, наближаючись по мірі збільшення температури до кривих виду гіперболи. При цих температурах має місце випадок рішення рівняння

Ван-дер-Ваальса, коли один корінь дійсний, а два комплексних. Якщо з'єднати точки a, a', a'', K , то вийде крива, на якій рідина знаходиться в стані кипіння. Крива aK носить назву нижньої примежової кривої. Відповідно крива cK , що зветься верхньою примежовою кривою, являє собою сукупність станів сухої насиченої пари. Таким чином, для реальної речовини p - v -діаграму можна розбити на три характерні області: 1) область рідкого стану, розташована лівіше нижньої примежової кривої; 2) область двофазних станів (вологої пари), розташована між нижньою і верхньою примежовою кривою, і 3) область перегрітої пари, розташована правіше верхньої примежової кривої і вище критичної точки. Умовно область рідини обмежують зверху лінією, що з'єднує точки з максимальною теплоємністю для даної температури.

Рівняння Боголюбова-Майєра має вигляд [3]:

$$Pv = RT \left(1 - \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{k}{k+1} \cdot \frac{B_k}{v^k} \right) \right), \quad (1.25)$$

де B_k – віриальні коефіцієнти, що є функцією температури газу і потенційної енергії взаємодії молекул;

k – показник адіабати.

Зазвичай роблять розрахунок тільки перших двох членів ряду, решта коефіцієнтів відкидається.

Тоді рівняння стану для реальних газів приймає наступний вигляд:

$$Pv = RT \left(1 - \frac{1}{2} \frac{B_1}{v} - \frac{2}{3} \frac{B_2}{v^2} \right), \quad (1.26)$$

де B_1 і B_2 - два перших віриальних коефіцієнта, що залежать тільки від температури.

Рівняння Вукаловича-Новікова. Рівняння Ван-дер-Ваальса при великих густинах газу дає значні помилки, тому що в ньому не враховуються деякі фізичні явища, насамперед так звана силова асоціація і дисоціація молекул. Крім того, дослідями доказано, що коефіцієнти a і b залежать від температури та тиску.

Вукалович і Новіков у 1936 р. запропонували універсальне рівняння стану реальних газів, в якому враховувались вказані вище явища [3]:

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT \left[1 - \frac{c}{vT^{\left(\frac{3+2m}{2}\right)}} \right], \quad (1.27)$$

де a і b – сталі в рівнянні Ван-дер-Ваальса (додаток А);

m, c – сталі, що розраховуються на підставі дослідних даних.

1.1.6 Внутрішня енергія

Внутрішня енергія термодинамічної системи (позначається U) - це сума енергій теплового руху молекул і міжмолекулярних взаємодій. Внутрішня енергія термодинамічної системи визначається як функція стану системи, приріст якої в будь-якому процесі для ізольованої системи дорівнює роботі зовнішніх сил при переході системи з початкового стану в кінцевий.

Будучи функцією стану, внутрішня енергія однозначно визначається станом системи. Зміна внутрішньої енергії при переході з одного стану в інший буде завжди дорівнює різниці між її значеннями в кінцевому і початковому станах, незалежно від передісторії системи і від шляху, яким відбувався перехід.

Внутрішня енергія визначається з точністю до довільної сталої, і її не можна виміряти безпосередньо. Можна визначити тільки зміну внутрішньої

енергії, тобто різницю внутрішньої енергії в різних станах, яка не залежить від вибору довільної сталої.

Відлік внутрішньої енергії може здійснюватися від будь-якого довільного рівня. Для газів прийнято вважати $U = 0$ при $t = 0$ °С.

Кінетична енергія молекул визначається температурою тіла, потенційна - питомим об'ємом. Внутрішня енергія є функцією параметрів стану, тобто сама є функцією стану. Вона залежить від маси системи, тому є величиною адитивною. Питома внутрішня енергія – внутрішня енергія одиниці маси газу.

Прийнято позначати повну внутрішню енергію U (Дж), питому - u (Дж / кг).

Внутрішня енергія ідеального газу не залежить від питомого об'єму або тиску, а залежить тільки від температури [2]:

$$u = f(T) \quad (1.28)$$

1.1.7 Робота газу

Робота, яка виконується газом при його розширенні залежить від зміни параметрів стану P , v , T . Питома робота в довільному рівноважному процесі, Дж/кг:

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv, \quad (1.29)$$

де P - тиск газу, Па;

v - питомих об'єм газу, м³/кг.

Знаючи залежність тиску від питомого об'єму, можна аналітично визначити роботу. У загальному випадку додається робота, що здійснюються

без зміни обсягу l_v (наприклад, обертання мішалкою):

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv + l_v, \quad (1.30)$$

l_v - робота, яка виконується газом при постійному об'ємі, Дж/кг.

При розширенні газу не вся робота може бути корисно використана. Частина її, через збільшення об'єму газу, повинна бути витрачена на витіснення середовища, тиск якого змінюється. Корисна робота (робота, яку маємо):

$$l' = - \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad (1.31)$$

На рисунку 1.5 зображений процес розширення газу від стану 1 до стану 2. Робота газу відповідає площі $V_1-1-2-V_2$. Корисна робота відповідає площі $p_1-1-2-p_2$. У цьому випадку $l' > 0$.

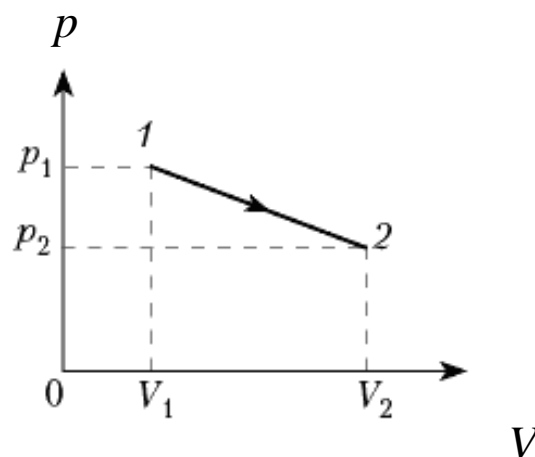


Рисунок 1.5 – До визначення роботи газу

Якщо процес буде йти у зворотному напрямку – від точки 2 до точки 1, тобто буде здійснене стиснення газу, отримаємо $l' < 0$. Це означає, що корисна робота газом не чиниться, а, навпаки, до газу докладається робота [4].

1.1.8 Теплоємність

Під питомою теплоємністю розуміють кількість теплоти, яку потрібно додати або відняти від одиниці речовини (кг, м³, кмоль), щоб змінити її температуру на 1К: $C = \left(\frac{\partial q}{\partial T} \right)$ [4]. Якщо теплоємність відносять до 1 кг, то це масова теплоємність, C (додаток Б, В), до 1 молю (кіломолю) – молярна, C_μ , до 1 м³ – об'ємна, C' (додаток Г):

$$C_\mu = C\mu; \quad C' = C\rho = C_\mu/22,4. \quad (1.32)$$

Для ідеальних газів, і в більшості випадків для реальних, теплоємність з підвищенням температури зростає. Кількість теплоти, переданої 1 кг тіла, Дж:

$$q = \int_{t_1}^{t_2} C dt. \quad (1.33)$$

Якщо взяти середню теплоємність C_m в інтервалі температур $t_1 \dots t_2$, отримаємо:

$$q = C_m(t_2 - t_1). \quad (1.34)$$

Індекс m часто опускають. Для газів теплоємність залежить від умов процесу нагрівання або охолодження. Найчастіше вживають теплоємність при постійному об'ємі (ізохорний процес) – C_v (додаток Б) і при постійному тиску

(ізобарний процес) - C_p (додаток В).

$$c_v = \left(\frac{\partial q}{\partial T} \right)_v, \quad (1.35)$$

$$c_p = \left(\frac{\partial q}{\partial T} \right)_p. \quad (1.36)$$

Зв'язок між цими теплоємностями задається рівнянням Майєра:

$$C_p - C_v = R, \quad (1.37)$$

або, для кіломолю газу:

$$\mu(C_p - C_v) = C_{p\mu} - C_{v\mu} = R_\mu. \quad (1.38)$$

Відношення теплоємностей називають *показником адіабати* $k = C_p / C_v$, воно дорівнює для одноатомного ідеального газу 1,66, для двохатомного 1,4, для трьохатомного або багатоатомного 1,33. [4]

1.1.9 Перший і нульовий закони термодинаміки

Перший закон (начало) термодинаміки - одне з основних положень термодинаміки, що є, по суті, законом збереження енергії в застосуванні до термодинамічних процесів.

Перший закон термодинаміки було сформульовано в середині XIX століття в результаті робіт Ю.Р. Майєра, Джоуля і Г. Гельмгольца. Перший закон термодинаміки часто формулюють як *неможливість існування вічного двигуна 1-го роду, який здійснював би роботу, не черпаючи енергію з якого-*

небудь джерела [2]. Ще формулювання:

- У будь-якому процесі повна енергія всесвіту залишається тією ж самою.*
- Енергія ізольованої системи постійна і зберігається при будь-яких змінах.*
- Енергія не з'являється сама собою і не зникає безслідно.*

Нульовий закон термодинаміки був сформульований вже після встановлення першого і другого законів, коли виникла необхідність строгого визначення поняття про температуру. Назва нульовий закон термодинаміки часто є предметом критики, оскільки вона дійсно є мало вдалою.

Нульовий закон термодинаміки стверджує, що *у всіх точках рівноважної системи температура однакова*. Цей закон стверджує, що будь-яка ізольована термодинамічна система має принаймні один природний стан, в якому може знаходитися необмежено довго.

Нульовий закон термодинаміки лежить в основі вимірювання температури за допомогою термометра.

Нульовий закон термодинаміки може бути сформульований ще так:

- замкнута термодинамічна система з плином часу приходить в рівноважний стан, в якому температура всіх макроскопічних частин системи однакова;*
- якщо дві системи окремо знаходяться в тепловій рівновазі з третьою системою, то вони знаходяться в тепловій рівновазі і одна з іншою;*
- якщо два гази знаходяться в тепловій рівновазі один з одним, можна бути впевненим, що вони мають однакову температуру, навіть якщо немає можливості виміряти.*

Нульовий закон термодинаміки як узагальнення лабораторних експериментів стверджує вирівнювання температури і встановлення термодинамічної рівноваги в ізольованих системах.

Згідно нульового закону термодинаміки температура T грає роль узагальненої сили в явищах теплообміну.

Аналітичний вираз 1-го закону. Якщо до одиниці маси газу підводиться тепло q і при цьому зміна внутрішньої енергії становить Δu , то їх різниця повинна представляти роботу газу [2]:

$$l = q - \Delta u; \quad q = \Delta u + l \quad (1.39)$$

Перейшовши до диференціальної формі, одержимо:

$$dq = du + dl; \quad dq = du + pdv \quad (1.40)$$

Тепло, що надається тілу йде на зміну його внутрішньої енергії та на виконання роботи. Якщо теплота підводиться до тіла, $dq > 0$; якщо віднімається, $dq < 0$. При розширенні газу $dl > 0$, при стисненні $dl < 0$. При $dv = 0$ робота дорівнює нулю, вся теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії газу [2]. Але

$$q = C_v(t_2 - t_1), \quad (1.41)$$

тоді для ідеального газу

$$du = C_v dT; \quad dq = C_v dT + pdv \quad (1.42)$$

Оскільки зміна внутрішньої енергії не залежить від виду процесу і для ідеального газу $u = f(T)$, дана формула буде спільною для зміни внутрішньої енергії газу у всіх термодинамічних процесах [2].

Для потоку газу потрібно врахувати зміну кінетичної енергії. Тоді:

$$dq = du + dl' + 0,5dw^2 = du + dl' + wdw, \quad (1.43)$$

$$dq = du + pdv + wdw, \quad (1.44)$$

де dl' – робота проти зовнішніх сил;

$0,5dw^2$ – приріст кінетичної енергії потоку газу.

1.1.10 Ентальпія

Ентальпія, або теплова функція, тепловміст - термодинамічний потенціал, що характеризує стан системи в термодинамічній рівновазі. Простіше кажучи, ентальпія - це та енергія, яка доступна для перетворення в теплоту при певному постійному тиску. Повна ентальпія, Дж, відноситься до всього тіла, або системи, питома ентальпія, Дж/кг (Дж/м³, Дж/кмоль) – до одиниці маси, об'єму, або кількості речовини [4].

Ентальпія дорівнює сумі внутрішньої енергії газу U і потенційної енергії тиску. Повна ентальпія, Дж:

$$I = U + pV. \quad (1.45)$$

Питома ентальпія, Дж/кг:

$$i = u + pv. \quad (1.46)$$

Таким чином, ентальпія в даному стані являє собою суму внутрішньої енергії тіла і роботи, яку необхідно затратити, щоб тіло об'ємом V ввести в навколишнє середовище, що має тиск p і знаходиться з тілом в рівноважному стані. Ентальпія системи аналогічно внутрішньої енергії має цілком певне значення для кожного стану, тобто є функцією стану.

Використовуючи ентальпію, можна отримати новий вид рівняння першого

закону термодинаміки:

$$di = du + pdv + vdp; \quad du = di - pdv - vdp;$$

так як $dq = du + pdv$, маємо:

$$dq = di - pdv - vdp + pdv;$$

$$dq = di - vdp \quad (1.47)$$

$$q = i_2 - i_1 - \int_{p_1}^{p_2} v dp \quad (1.48)$$

При постійному тиску $dq = di$, тобто візобарному процесі вся теплота витрачається на зміну ентальпії (тепловмісту) [4].

З рівнянь (1.36) та (1.47) при постійному тиску маємо:

$$di = C_p dT \quad (1.49)$$

Для ідеального газу отримаємо такий вираз для першого закону термодинаміки:

$$dq = C_p dT - vdp \quad (1.50)$$

1.1.11 Ентропія

Ентропія (від др.-грецького *τροπή* — поворот, перетворення) - широко використовуваний в природничих і точних науках термін. Вперше введений в

рамках термодинаміки як функція стану термодинамічної системи, яка визначає міру незворотного розсіювання енергії. У статистичній фізиці ентропія є мірою ймовірності здійснення будь-якого макроскопічного стану. У теорії інформації ентропія - це міра невизначеності будь-якого досліду (випробування), який може мати різні результати, а значить, і кількість інформації.

Поняття ентропії вперше було введено Клаузиусом в термодинаміки в 1865 році для визначення міри незворотного розсіювання енергії, міри відхилення реального процесу від ідеального. Визначена як сума приведених теплот, вона є функцією стану і залишається постійною при замкнених оборотних процесах, тоді як в необоротних - її зміна завжди позитивна.

Розрізняють *повну ентропію* S , що відноситься до всього тілу або системи, Дж/К, та *питому ентропію* s , віднесену до одиниці маси, Дж/кг·К. Часто, вживаючи термін «ентропія», мають на увазі саме питому ентропію.

Математично ентропія визначається як функція стану системи, що дорівнює в рівноважному процесі кількості теплоти, доданої системі або відведеної від системи, віднесений до термодинамічної температури системи [4]:

$$dS = dQ/T; \quad (1.51)$$

$$ds = dq/T, \quad (1.52)$$

де dS - приріст ентропії, Дж/К;

dQ - елементарна теплота, підведена до системи, Дж;

dq - елементарна теплота, підведена до одиниці маси системи, Дж/кг.

Особливість ентропії полягає в тому, що це єдина функція у фізиці, яка показує спрямованість процесів. Оскільки ентропія є функцією стану, то вона не залежить від того, як здійснений перехід з одного стану системи в інший, а

визначається тільки початковим і кінцевим станами системи. Маємо з рівняння (1.42), розділивши обидві частини на T :

$$ds = C_v dT/T + p dv/T. \quad (1.42, a)$$

Замінюючи p на RT/v , знаходимо:

$$ds = C_v dT/T + R dv/v. \quad (1.53)$$

Інтегруючи при $C_v = const$ для ідеального газу, отримаємо:

$$s_2 - s_1 = C_v \ln(T_2/T_1) + R \ln(v_2/v_1). \quad (1.54)$$

Для отримання залежності зміни ентропії як функції T і p диференціюємо рівняння стану ідеального газу:

$$pv = RT; \quad pdv + vdp = RdT;$$

ділимо на pv :

$$dv/v = RdT/pv - dp/p.$$

Підставляючи $R = pv/T$, отримаємо:

$$dv/v = dT/T - dp/p;$$

$$ds = C_v dT/T + R dT/T - R dp/p = dT/T(C_v + R) - R dp/p.$$

Так як $C_p - C_v = R$, то

$$ds = C_p dT/T - R dp/p. \quad (1.55)$$

Інтегруючи, знаходимо:

$$s_2 - s_1 = C_p \ln(T_2/T_1) - R \ln(p_2/p_1). \quad (1.56)$$

Діючи аналогічно можна отримати залежність зміни ентропії від питомого об'єму та тиску:

$$s_2 - s_1 = C_p \ln(v_2/v_1) + C_v \ln(p_2/p_1). \quad (1.57)$$

1.1.12 Процеси ідеальних газів

До основних процесів, що мають велике значення як для теоретичних досліджень, так і для практичних робіт у техніці, відносяться:

- ізохорний, що протікає при постійному об'ємі;
- ізобарний, що протікає при постійному тиску;
- ізотермічний, що протікає при постійній температурі;
- адіабатний, що протікає при відсутності теплообміну із зовнішнім середовищем.

Крім того, існує група процесів, що при визначених умовах є узагальнюючими для перелічених. Ці процеси називаються політропними і характеризуються постійною теплоємністю у процесі.

Для кожного з процесів визначимо:

- роботу зміни об'єму газу;
- корисну роботу газу;
- зміну внутрішньої енергії;
- кількість тепла, що бере участь у процесі;

- змінює ентальпії;
- змінює ентропії.

Ізохорний процес. Зовнішня робота газу дорівнює нулю $l=0$, тому що $dv = 0$ [5]. Корисна робота:

$$l' = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = -v(p_2 - p_1) \quad (1.58)$$

З рівняння (1.42) отримуємо рівняння першого закону термодинаміки для ізохорного процесу:

$$dq = du = C_v dT. \quad (1.59)$$

Кількість тепла, яка бере участь в процесі:

$$q = C_v(t_2 - t_1) = u_2 - u_1. \quad (1.60)$$

З цього рівняння бачимо, що вся зовнішня теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії. Якщо процес йде зі збільшенням тиску, тепло в ньому підводиться, якщо тиск знижується, тепло відводиться.

Зміна ентропії визначається з вищенаведеного рівняння (1.54):

$$s_2 - s_1 = C_v \ln(T_2/T_1) + R \ln(v_2/v_1).$$

Зміну ентальпії отримаємо із залежності:

$$di = du + pdv + vdp;$$

$$i_2 - i_1 = u_2 - u_1 + v(p_2 - p_1) \quad (1.61)$$

Ізобарний процес. Зовнішня робота газу:

$$l = p \int_{v_1}^{v_2} dv = p(v_2 - v_1) \quad (1.62)$$

Корисна робота: $l' = - \int_{p_1}^{p_2} v dp = 0$. $l' = 0$ так як $p_1 = p_2$, при незмінному тиску

корисну роботу газ не здійснює [5].

Кількість тепла, яка бере участь в процесі, дорівнює зміні ентальпії у процесі, тобто тепло, що підводиться, або відводиться у ізобарному процесі йде на зміну тепловмісту газу:

$$q = C_p(t_2 - t_1) = i_2 - i_1. \quad (1.63)$$

Зміна ентропії визначається з вищенаведених рівнянь (1.56), (1.57):

$$s_2 - s_1 = C_p \ln(T_2/T_1) + R \ln(p_2/p_1) = C_p \ln(v_2/v_1) + C_v \ln(p_2/p_1),$$

але $\ln(p_2/p_1) = 0$, тому

$$s_2 - s_1 = C_p \ln(T_2/T_1) = C_p \ln(v_2/v_1). \quad (1.64)$$

Ізотермічний процес. Рівняння першого закону термодинаміки при постійній температурі має простий вид:

$$dq = dl. \quad (1.65)$$

Кількість теплоти процесу дорівнює роботі зміну об'єму газу, тобто вся підведена теплота йде на розширення газу. При стисненні газу вся теплота, яка

виділяється, відводиться [5].

Щоб знайти роботу газу і, відповідно, теплоту процесу, в загальне рівняння

для роботи $l = \int_{v_1}^{v_2} p dv$ підставляємо вираз тиску з рівняння ізотерми $p_1 v_1 = p v$:

$$p = p_1 v_1 / v;$$

$$l = q = p_1 v_1 \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \ln(v_2/v_1), \quad (1.66)$$

$$\text{або } l = q = R T \ln(v_2/v_1) = R T \ln(p_1/p_2). \quad (1.67)$$

Корисна робота:

$$\begin{aligned} l' &= - \int_{p_1}^{p_2} v dp = p_1 v_1 \int_{p_2}^{p_1} \frac{dp}{p} = p_1 v_1 \ln(p_1/p_2) = \\ &= R T \ln(v_2/v_1) = R T \ln(p_1/p_2) = l. \end{aligned} \quad (1.68)$$

Бачимо, що в ізотермічному процесі корисна робота дорівнює роботі зміну об'єму газу:

$$l' = l = q.$$

Так як $du = C_v dT$, $di = C_p dT$, то в ізотермічному процесі ентальпія та внутрішня енергія газу не змінюються, $du=di=0$; $i_2 - i_1 = u_2 - u_1 = 0$ [5].

Зміну ентропії знайдемо з рівняння (1.54):

$$s_2 - s_1 = C_v \ln(T_2/T_1) + R \ln(v_2/v_1).$$

Так як $T_1=T_2$, маємо:

$$s_2 - s_1 = R \ln(v_2/v_1) = R \ln(p_1/p_2). \quad (1.69)$$

В ізотермічному процесі підведення або відведення будь-якої кількості теплоти не веде до зміни температури газу. Це можливо тільки тоді, коли теплоємність процесу нескінченно велика: $C_t = \pm\infty$ [5].

Адіабатний процес. Процес, що протікає без підводу і відводу теплоти, тобто за відсутності теплообміну із зовнішнім середовищем, називається адіабатним. З умови $dq = 0$ виходить, що теплота процесу $q = 0$ [4].

Реально доадіабатних близькі процеси, що швидко протікають та процеси у добре ізольованих системах. З рівнянь першого закону термодинаміки для $dq = 0$ маємо:

$$C_p dT - v dp = 0; \quad C_v dT + p dv = 0.$$

Розділив перше рівняння на друге, отримаємо показник адіабати:

$$k = - v dp / p dv; \quad k dv / v = - dp / p.$$

Інтегруючи, знаходимо:

$$k \ln (v_2/v_1) = \ln (P_1/P_2); \quad (v_2/v_1)^k = (P_1/P_2); \quad P_1 v_1^k = P_2 v_2^k.$$

З цієї залежності отримаємо рівняння адіабати:

$$P v^k = \text{const}. \quad (1.70)$$

Звідси витікає:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k. \quad (1.71)$$

Враховуючи, що $Pv = RT$, отримуємо:

$$\frac{p_1 v_2}{p_2 v_1} = \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (1.72)$$

Знайдемо роботу зміни об'єму газу, застосовуючи рівняння адиабати

$$p = \frac{p_1 v_1^k}{v^k} :$$

$$\begin{aligned} l &= \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} p_1 v_1^k \frac{dv}{v^k} = \frac{p_1 v_1^k}{1-k} (v_2^{1-k} - v_1^{1-k}) = \\ &= \frac{p_1 v_1^k}{k-1} \left(\frac{1}{v_1^{k-1}} - \frac{1}{v_2^{k-1}} \right) = \frac{1}{k-1} \left(\frac{p_1 v_1^k}{v_1^{k-1}} - \frac{p_2 v_2^k}{v_2^{k-1}} \right) \end{aligned}$$

Звідси

$$l = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (1.73)$$

З рівняння (1.73) можуть бути отримані такі формули:

$$l = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2); \quad (1.74)$$

$$l = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_1}{T_2} \right); \quad (1.75)$$

$$l = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left(1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right); \quad (1.76)$$

$$l = \frac{RT_1}{k-1} \left(1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right). \quad (1.77)$$

Відповідно до першого закону термодинаміки, робота зміни об'єму в адіабатному процесі здійснюється за рахунок убутку внутрішньої енергії:

$$l = u_1 - u_2 = C_v(t_1 - t_2). \quad (1.78)$$

Корисна робота при адіабатному процесі в k разів більше роботи зміни об'єму і дорівнює зміні ентальпії. Дійсно, з рівняння адіабати:

$$k \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p} \quad \text{або} \quad -vdp = kpdv; \quad dl' = kdl.$$

Отже,

$$l' = \frac{k}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2), \quad (1.79)$$

$$l' = k C_v (t_1 - t_2) = C_p (t_1 - t_2) = i_1 - i_2. \quad (1.80)$$

Так як $dq = 0$, то і $ds = dq/T = 0$, тобто зміна ентропії в адіабатному процесі дорівнює нулю: $s_2 - s_1 = 0$. Тому іноді цей процес називають ізоентропійним [4].

В адіабатному процесі зміна температури газу здійснюється без підводу або відводу тепла. Це можливо тільки за умови рівності нулю теплоємності: $C_q = 0$.

Політропний процес. У цьому процесі змінюються всі параметри стану. Інші процеси можна розглядати як окремі випадки політропного. Вважаємо, що в політропному процесі питома теплоємність газу залишається незмінною.

Відповідно до сутності поняття теплоємності $C = \left(\frac{\partial q}{\partial T}\right)$, граничними частковими явищами політропного процесу є ізотермічний процес ($\partial T = 0$) і адіабатний процес ($\partial q = 0$) [5].

Крива на термодинамічних діаграмах, що зображає політропний процес, називається «політропа». Для ідеального газу рівняння політропи може бути записано у вигляді:

$$Pv^n = const, \quad (1.81)$$

де n – показник політропи, який можна виразити через теплоємність даного політропного процесу C_n і теплоємності ізобарного та ізохорного процесів:

$$n = \frac{C_n - C_p}{C_n - C_v}. \quad (1.82)$$

Залежно від виду процесу, можна визначити значення n [5]:

- Ізотермічний процес. Так як $T = const$, значить, за законом Бойля–Маріотта $pv = const$, і рівняння політропи повинне виглядати так: $pv^1 = const$. Звідси $n = 1$.

- Ізобарний процес. так як $p = const$, рівняння політропи повинне виглядати так: $pv = const$. Звідси $n = 0$.

- Ізохорний процес. Так як $T = const$, і в процесі $v_2/v_1 = 1$, а з рівняння політропи випливає, що $p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$, тобто, $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} = \frac{v_2}{v_1} = 1$, а це можливо, тільки якщо $n = \infty$.

- Адіабатний процес $n = k$ (тут k - показник адіабати), це випливає з рівняння (1.70).

Теплоємність політропного процесу:

$$C_n = C_v \frac{n-k}{n-1}; \quad (1.83)$$

$$C_n = C_p \frac{n/k-1}{n-1}. \quad (1.84)$$

Оскільки рівняння політропи відрізняється від рівняння адіабати тільки показником ступеня - n замість k , всі співвідношення між параметрами можуть бути представлені аналогічними формулами:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n; \quad (1.85)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{n-1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}; \quad (1.86)$$

$$l = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) \quad (1.87)$$

$$l = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2); \quad (1.88)$$

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]; \quad (1.89)$$

$$l = \frac{RT_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} \right]. \quad (1.90)$$

Зміна внутрішньої енергії така ж як в адіабатному процесі:

$$u_1 - u_2 = C_v(t_1 - t_2). \quad (1.91)$$

Теплота процесу:

$$q = C_n(t_2 - t_1) = C_v \frac{n-k}{n-1} (t_2 - t_1). \quad (1.92)$$

Корисна робота за аналогією з адіабатним процесом:

$$l' = \frac{n}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{n}{n-1} R(T_1 - T_2). \quad (1.93)$$

Зміна ентальпії:

$$i_2 - i_1 = q + l' = C_v \frac{n-k}{n-1} (t_2 - t_1) + \frac{n}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2). \quad (1.94)$$

Зміна ентропії:

$$s_2 - s_1 = C_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (1.95)$$

Теплоємність та показник політропи для основних процесів можна показати у вигляді таблиці 1.1 [2].

На рисунку 1.6 показані розглянуті процеси на p - v -діаграмі.

Процеси, що йдуть від ізохори вправо здійснюються з розширенням, вліво – зі стисненням. Вище адіабати – процеси з підводом тепла, нижче – з відводом тепла. Процеси над ізотермою йдуть зі збільшенням внутрішньої енергії, під – зі зменшенням.

Таблиця 1.1 – Теплоємність і показник політропи для різних процесів

Процес	Рівняння	C_n	n
Ізотермічний	$T=const$	$\pm\infty$	1
Ізобарний	$p=const$	C_p	0
Ізохорний	$v=const$	C_v	$\pm\infty$
Адіабатний	$q=const$	0	k

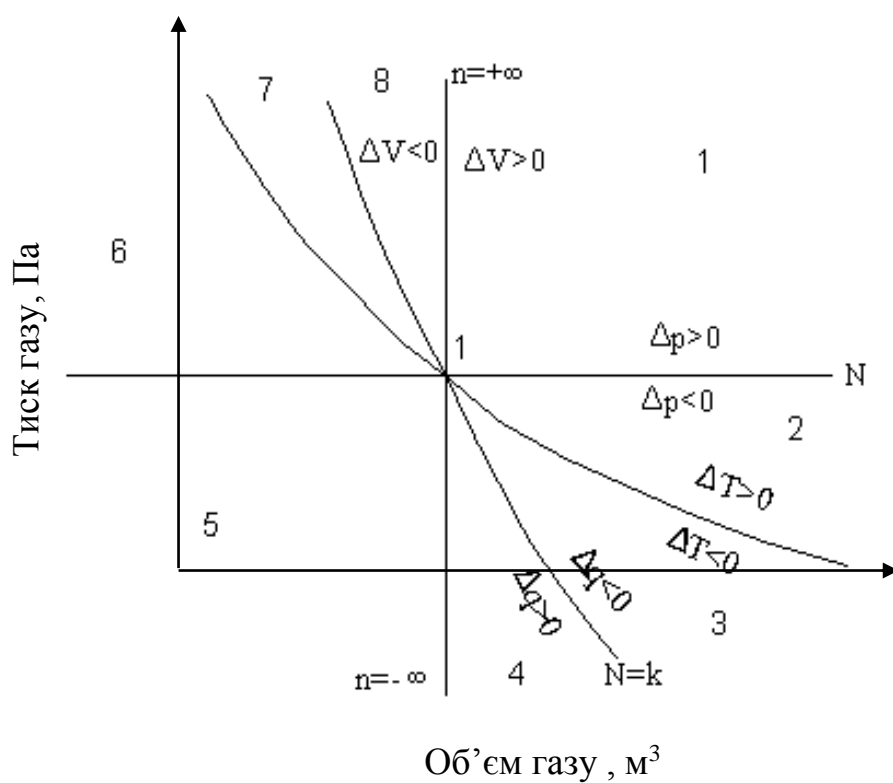


Рисунок 1.6 – Основні процеси на pV -діаграмі

1.1.13 Другий закон термодинаміки

Закон збереження енергії стверджує, що кількість енергії при будь-яких процесах залишається незмінним. Але він нічого не говорить про те, які енергетичні перетворення можливі.

Закон збереження енергії не забороняє процеси, які на досліді не відбуваються:

- нагрівання більш нагрітого тіла більш холодним;
- мимовільне розгойдування маятника зі стану спокою;
- збирання піску в камінь і т.д.

Процеси в природі мають певну спрямованість. У зворотному напрямку довільно вони протікати не можуть. Всі процеси в природі необоротні.

Необоротним процесом може бути названий такий процес, зворотний якому може протікати тільки як одна з ланок складнішого процесу. Довільними називаються такі процеси, які відбуваються без впливу зовнішніх тіл, а значить, без змін у цих тілах.

Процеси переходу системи з одного стану в інший, які можна провести в зворотному напрямі через ту ж послідовність проміжних рівноважних станів, називаються оборотними. При цьому сама система і навколишні тіла повністю повертаються до вихідного стану.

Другий закон термодинаміки вказує напрямок можливих енергетичних перетворень і тим самим висловлює незворотність процесів у природі. Він встановлений шляхом безпосереднього узагальнення дослідних фактів.

Другий закон термодинаміки, як і перший (закон збереження енергії) встановлено емпіричним шляхом. Вперше його сформулював Клаузіус: *«теплота сама собою переходить лише від тіла з більшою температурою до тіла з меншою температурою і не може довільно переходити у зворотному напрямку»* [2].

Інше формулювання: *всі довільні процеси в природі йдуть зі збільшенням*

ентропії. (Ентропія виступає як міра хаотичності, неупорядкованості системи).

Розглянемо систему з двох контактуючих тіл з різними температурами. Тепло піде від тіла з більшою температурою до тіла з меншою до тих пір, поки температури обох тіл не вирівняються. При цьому від одного тіла до іншого буде передано певну кількість тепла dQ . Але ентропія при цьому у першого тіла зменшиться на меншу величину, ніж вона збільшиться у другого тіла, яке приймає теплоту, так як, за визначенням, $dS=dQ/T$ (температура в знаменнику). Тобто, в результаті цього довільного процесу ентропія системи з двох тіл стане більше суми ентропій цих тіл до початку процесу. Інакше кажучи, довільний процес передачі тепла від тіла з високою температурою до тіла з більш низькою температурою призвів до того, що ентропія системи з цих двох тіл збільшилася.

Початкові значення:

$$S_1=Q_1/T_1;$$

$$S_2=Q_2/T_2;$$

$$S_1+ S_2 = \frac{Q_1T_2+Q_2T_1}{T_1T_2} ; T_1>T_2 \quad (1.96)$$

Після теплообміну:

$$S'_1 = (Q_1 - dq)/T_1;$$

$$S'_2 = (Q_2 + dq)/T_2;$$

$$S'_1+ S'_2 = \frac{Q_1T_2 + Q_2T_1}{T_1T_2} + \frac{dq(T_1 + T_2)}{T_1T_2}; \quad S'_1+ S'_2 > S_1+ S_2 \quad (1.97)$$

Зауважимо, що, розглядаючи цю систему з двох тіл, ми мали на увазі, що зовнішнього теплопритоку до неї або тепловідтоку з неї немає, тобто вважали її ізольованою (або замкнутою). Звідси ще одне формулювання другого закону термодинаміки: *«При проходженні в ізольованій системі довільних процесів ентропія системи зростає»*. Або: *«Ентропія ізольованої системи прагне до максимуму»* - так як довільні процеси передачі тепла завжди будуть відбуватися, поки є перепади температур [2].

Клаузіус, розглядаючи другий закон термодинаміки, дійшов до висновку, що ентропія Всесвіту як замкнутої системи прагне до максимуму, і врешті-решт у Всесвіті закінчаться всі макроскопічні процеси. Цей стан Всесвіту отримав назву «теплової смерті».

Другий закон термодинаміки задає обмеження на напрям процесів, які можуть відбуватися в термодинамічних системах, і виключає можливість створення вічного двигуна другого роду. Під таким двигуном мається на увазі двигун, який здатний повністю перетворювати в роботу всю теплоту, отриману від одного джерела.

Між перетворенням теплоти в роботу і роботи в теплоту є глибоке розходження. Робота, як і інші види енергії, легко і повністю перетворюється в теплоту. Зворотний процес можливий тільки при наявності різниці температур, при цьому вся теплота не може бути повністю перетворена на роботу.

Ентропія породжується всіма процесами, вона пов'язана з втратою системи здатності здійснювати роботу. Зростання ентропії - стихійний процес. Якщо обсяг і енергія системи постійні, то будь-яка зміна в системі збільшує ентропію.

Які заборони накладають перший і другий закони термодинаміки?

Машини, що забороняються першим законом термодинаміки [6]:

- вічний двигун першого роду, що здійснює роботу без споживання енергії ззовні;
- теплова машина з коефіцієнтом корисної дії $\eta > 1$.

Процеси, що не суперечать першому закону термодинаміки, але

забороняються другим законом:

- вічний двигун другого роду;
- довільний перехід тепла від холодного тіла до більш теплого (ідеальна холодильна машина).

Математичне вираження другого закону:

$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0 \quad (1.98)$$

$$dS \geq \frac{dQ}{T} \quad (1.99)$$

1.1.14 Цикли

Одноразовий акт перетворення теплоти в роботу не представляє інтересу для техніки. Реально існуючі теплові двигуни (парові машини, двигуни внутрішнього згорання тощо) працюють циклічно. Процес теплопередачі і перетворення отриманої кількості теплоти в роботу періодично повторюється. Для цього робоче тіло повинне здійснювати круговий процес або термодинамічний цикл, при якому періодично відновлюється початковий стан. Кругові процеси зображуються на діаграмі (pV або Ts) газоподібного робочого тіла за допомогою замкнутих кривих (рис. 1.7). При розширенні газ здійснює позитивну роботу l_1 , рівну площі під кривою abc , при стисненні газ здійснює негативну роботу l_2 , рівну по модулю площі під кривою cda .

Повна робота за цикл $l = l_1 - l_2$ на pV -діаграмі дорівнює площі циклу. Робота позитивна, якщо цикл обходиться за годинниковою стрілкою, і негативна, якщо цикл обходиться в протилежному напрямку.

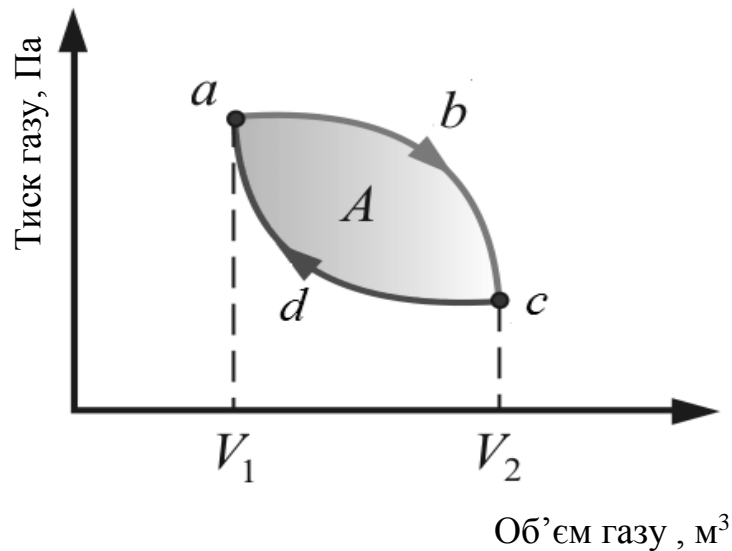


Рисунок 1.7 – Термодинамічний цикл

Цикл, в результаті якого виходить позитивна робота, називається *прямим циклом*, або *циклом теплового двигуна*. Цикл, в якому витрачається робота - зворотний. За таким циклом працюють холодильні установки.

Позначимо підведену до циклу теплоту q_1 , відведену – q_2 . Теплота, перетворена на роботу визначиться як їх різниця: $q_1 - q_2$. Відношення кількості теплоти, перетвореної на роботу за один цикл, до всієї підведеної теплоти, називається термічним коефіцієнтом корисної дії [6]:

$$\eta_i = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1} \quad (1.100)$$

Круговий процес на pV -діаграмі. abc - крива розширення, cda - крива стиснення. Робота круговому процесі дорівнює площі фігури $abcd$.

Цикл Карно. Розглянемо найбільш простий цикл - цикл Карно. Це оборотний круговий процес, в якому відбувається перетворення теплоти в роботу (або роботи в теплоту). Цикл Карно складається з двох ізотермічних і

двох адіабатних процесів, що послідовно чергуються. Вперше цей цикл розглянуто французьким ученим Н. Л. С. Карно (1824) як ідеальний робочий цикл теплового двигуна. Перетворення теплоти в роботу супроводжується перенесенням робочим тілом двигуна певної кількості теплоти від більш нагрітого тіла (нагрівача) до менш нагрітого (холодильнику) [6].

Цикл Карно здійснюється наступним чином: робоче тіло (наприклад, пара в циліндрі під поршнем) при температурі T_1 наводиться в зіткнення з нагрівачем, що має постійну температуру T_1 , і ізотермічно отримує від нього кількість теплоти δQ_1 (при цьому пар розширюється і здійснює роботу). На рис. 1.8 цей процес зображений відрізком ізотерми 1-2.

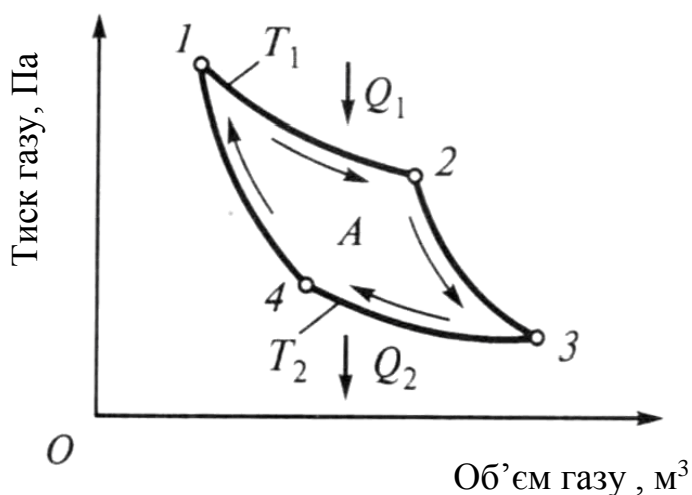


Рисунок 1.8 – Цикл Карно на pV -діаграмі

Потім робоче тіло, розширюючись адіабатично (по адіабаті 2-3), охолоджується до температури T_2 . При цій температурі, стискаючись ізотермічно (відрізок 3-4), робоче тіло віддає кількість теплоти δQ_2 холодильнику з температурою T_2 . Завершується цикл Карно адіабатним процесом 4-1, що повертає робоче тіло у вихідний термодинамічний стан. При

постійній різниці температур ($T_1 - T_2$) між нагрівачем і холодильником робоче тіло здійснює за один цикл роботу:

$$\delta l = \delta Q_1 - \delta Q_2 = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \delta Q_1 \quad (1.101)$$

Звідси к.к.д. циклу Карно:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1.102)$$

Робота циклу чисельно дорівнює площі 1-2-3-4 (рис. 1.8), обмеженою відрізками ізотерм і адіабат, що утворюють цикл Карно. Цикл Карно у TS -координатах зображено на рисунку 1.9.

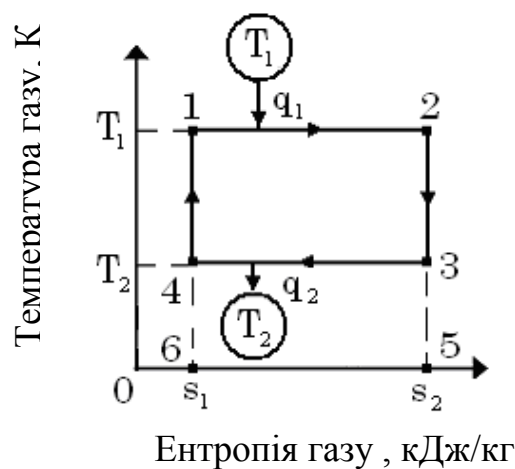


Рисунок 1.9 – Цикл Карно на Ts -діаграмі

Цикл Карно є зверненим, і його можна здійснити в зворотній послідовності (у напрямі 1-4-3-2). При цьому кількість теплоти δQ_2 відбирається у холодильника і разом з витраченої роботою δl (перетвореною на теплоту)

передається нагрівачу. Тепловий двигун працює в цьому режимі як ідеальна холодильна машина.

Цикл Карно має найвищий к.к.д. серед усіх можливих циклів, здійснюваних в одному і тому ж температурному інтервалі ($T_1 - T_2$). У цьому сенсі к.к.д. циклу Карно служить мірою ефективності інших робочих циклів.

Розглянемо роботу теплової машини за циклом Карно (рис. 1.10) [6]:

- Від нагрівача Н надходить теплота δQ_1 , газ під поршнем ізотермічно розширюється.
- Газ ізольований від нагрівача і холодильника і адіабатично розширюється.
- Газ ізотермічно (при $T=T_2$) стискається і віддає теплоту δQ_2 холодильнику Х.
- Газ ізольований і адіабатично стискається.

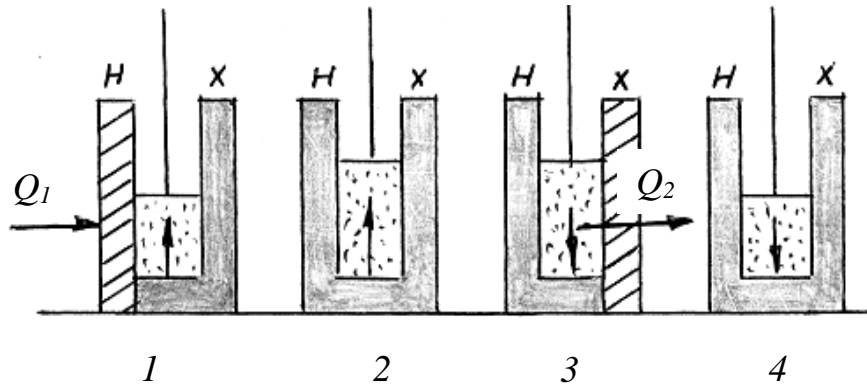
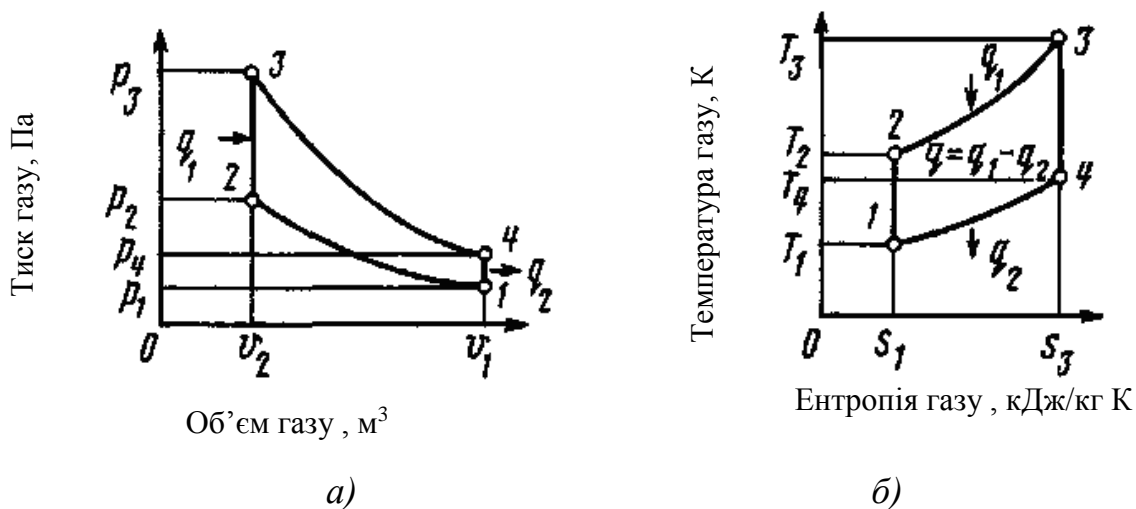


Рисунок 1.10 - Схема роботи ідеальної теплової машини, що працює за циклом Карно

Цикли двигунів внутрішнього згорання (д.в.з.). Розглянемо ідеальний цикл д.в.з. з ізохорним підводом теплоти і примусовим запалюванням (цикл Отто). Відмінною особливістю таких двигунів є стиснення горючої суміші (суміші

парів бензину з повітрям). Цей цикл складається з двох адіабат і двох ізохор (рис.1.11). Цикл здійснюється таким чином. Ідеальний газ з початковими параметрами p_1, v_1, T_1 стискується по адіабаті 1-2 до точки 2. По ізохорі 2-3 робочому тілу надається кількість теплоти q_1 . Далі робоче тіло розширюється по адіабаті 3-4. І, нарешті, по ізохорі 4-1 робоче тіло повертається у первісний стан, при цьому відводиться теплота q_2 [6].



a — в $p\nu$ -координатах; *б* — в Ts -координатах

Рисунок 1.11 – Цикл з ізохорним підводом теплоти

Характеристиками циклу є: **ступінь стиснення** $\varepsilon = v_1/v_2$ і **ступінь підвищення тиску** $\lambda = p_2/p_1$.

Визначимо термічний к. к. д. циклу, вважаючи, що теплоємність і показник адіабати постійні [6].

Кількість підведеної теплоти:

$$q_1 = C_v(T_3 - T_2). \quad (1.103)$$

Кількість відведеної теплоти:

$$q_2 = C_v(T_4 - T_1). \quad (1.104)$$

Підставимо ці вирази у формулу (1.100):

$$\eta_i = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.105)$$

Температури у рівнянні (1.105) виразимо через початкову температуру робочого тіла, використовуючи залежності для адіабатного та ізохорного процесів:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}; \quad (1.106)$$

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1};$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda;$$

$$T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda; \quad (1.107)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}};$$

$$T_4 = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = T_1 \lambda \quad (1.108)$$

Підставляємо знайдені значення температур у рівняння (1.105):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1.109)$$

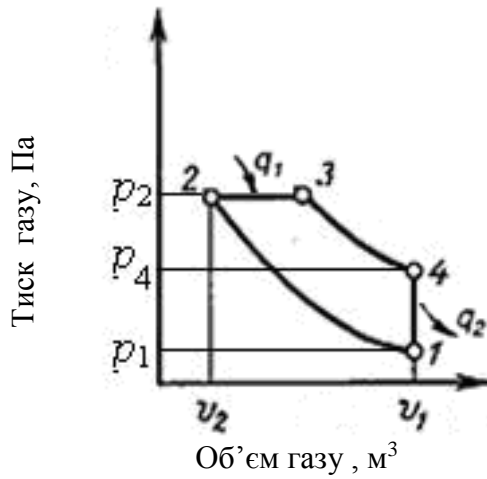
Термічний к.к.д. циклу з підводом тепла при постійному об'ємі росте із збільшенням ступеню стиснення і показника адіабати.

У двигунах, що працюють за даним циклом стисненню піддається суміш палива з повітрям, що спалахує від електричної іскри у кінці стиснення. За цим циклом працюють д.в.з. на легких та газоподібних паливах. Збільшення ступеню стиснення обмежується можливістю передчасного samozapalennya суміші. Крім того, при високих значеннях ε швидкість згоряння різко зростає, що може визвати детонацію. В залежності від палива у таких двигунах $\varepsilon = 4 \dots 9$ [6]. Більші значення ступеню стиснення застосовувати не можна, тому ці д.в.з. мають відносно низькі к.к.д.

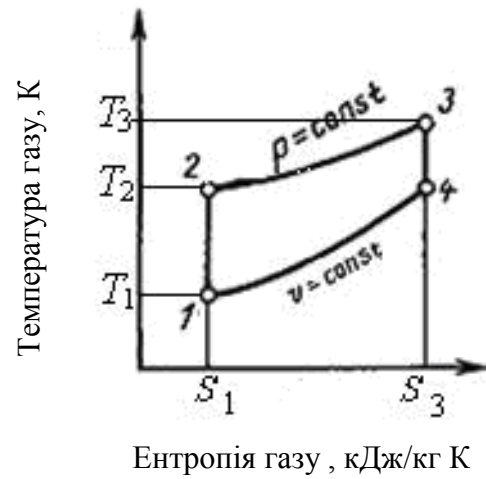
Цикл з підведенням тепла при постійному тиску (цикл Дизеля) складається з двох адіабат, ізобари і ізохори (рис. 1.12). Він є зразком для двигунів важкого палива, які називаються компресорними дизелями і в яких пальне розпорошується повітрям, що подається в циліндр спеціальним компресором [6].

Цикл здійснюється таким чином. Газоподібне робоче тіло з початковими параметрами p_1, v_1, T_1 стискується по адіабаті 1-2. Потім тілу по ізобарі 2-3 підводиться деяка кількість теплоти q_1 . Далі робоче тіло розширюється по адіабаті 3-4. І, нарешті, по ізохорі 4-1 робоче тіло повертається у первісний стан, при цьому відводиться теплота q_2 .

Характеристиками циклу є: **ступінь стиснення** $\varepsilon = v_1/v_2$ і **ступінь попереднього розширення** $\rho = v_3/v_2$ [6].



а)



б)

а — в $p\nu$ -координатах; б — в Ts -координатах

Рисунок 1.12 – Цикл Дизеля

По аналогії з попереднім циклом, можна вивести рівняння для термічного к.к.д. циклу Дизеля:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)}, \quad (1.110)$$

де ρ - ступінь попереднього розширення;

ε - ступінь стиснення;

k - показник адіабати.

Із ростом ε і k термічний к.к.д. зростає, а з ростом ρ - зменшується. Термічний к.к.д. циклу Дизеля при рівних T_1 і T_2 більше, ніж у циклу Отто.

Цикл ГТУ . Широке застосування газотурбінних установок (ГТУ) обумовлено можливістю отримання значної потужності в одному агрегаті внаслідок відсутності інерційних зусиль від зворотно-поступальних рухів масивних деталей. ГТУ можуть працювати зі згорянням палива при постійному об'ємі або при постійному тиску. Останні більш перспективні.

Ідеальним циклом газотурбінних установок є цикл з підводом і відводом тепла при постійному тиску - **цикл Брайтона** (цикл Брайтона-Джоуля). Цей цикл складається з двох ізобар і двох адіабат (рис. 1.13).

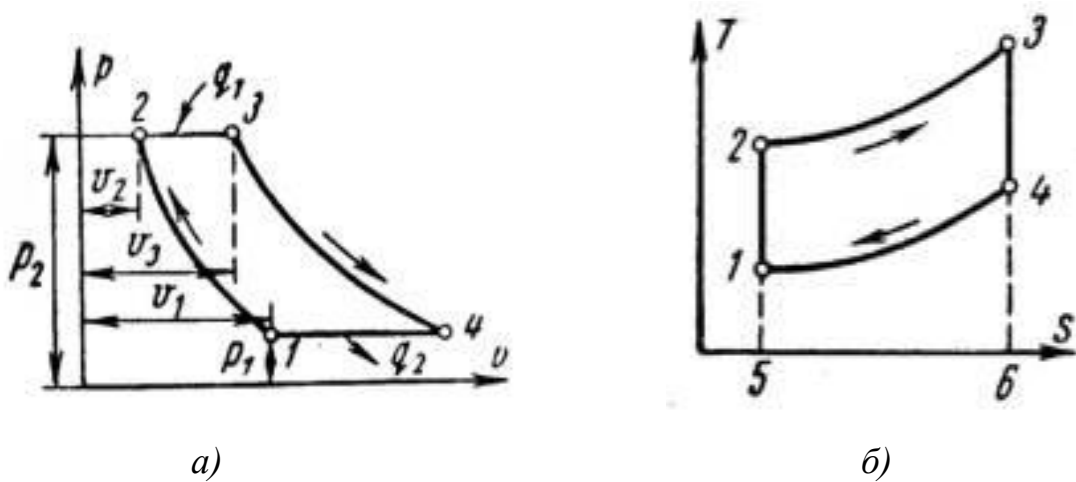
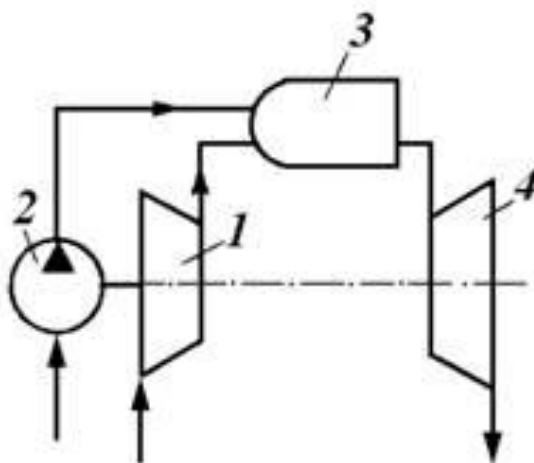


Рисунок 1.13 – Ідеальний цикл ГТУ

Принципова схема ГТУ, що працює за циклом Брайтона показана на рис. 1.14. Установка працює таким чином. Компресор стискає атмосферне повітря і подає його до камери згоряння. У цю камеру насос 2 безперервно подає рідке паливо (або газоподібне), що згорає при постійному тиску. Продукти згоряння прямують по трубопроводу до сопіл турбіни, відкіля виходять з великою швидкістю і потрапляють на лопатки робочого колеса. Гарячі гази віддають частину своєї енергії, за рахунок якої обертається вал турбіни.



1 - компресор; 2 – паливний насос; 3 – камера згоряння; 4 – газова турбіна

Рисунок 1.14 – Принципова схема газотурбінної установки

Процес, зображений на рис. 1.13 є ідеалізованим. Не враховані втрати енергії, робочий процес представлений замкнутим. Уявляється, що в ньому бере участь незмінна кількість робочого тіла.

В цьому циклі робоче тіло стискається по адіабаті 1 – 2 (процес у компресорі). Потім здійснюється підвод теплоти по ізобарі 2 – 3 (процес у камері згоряння). Далі відбувається розширення робочого тіла по адіабаті 3 – 4 (процес у турбіні). І, нарешті, охолодження робочого тіла по ізобарі 4 – 1 (викид газів до атмосфери).

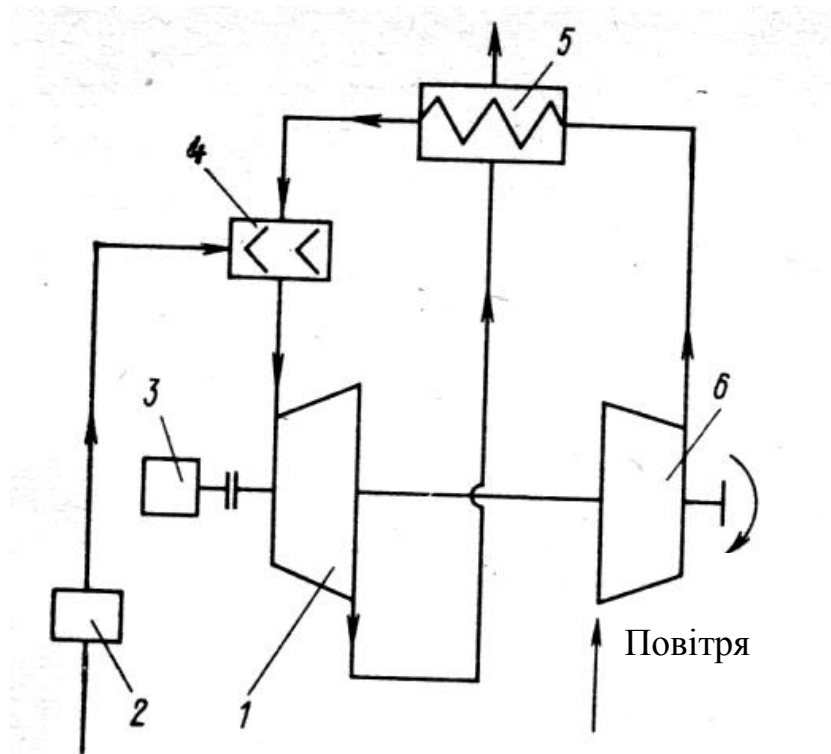
Характеристиками циклу є: **ступінь стиснення** $\varepsilon = v_1/v_2$, **ступінь підвищення тиску** $\lambda = p_2/p_1$, **ступінь попереднього розширення** $\rho = v_3/v_2$.

Термічний к.к.д. циклу можна представити кількома способами:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1.111)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1.112)$$

Якщо температура відпрацьованих газів T_4 вище, ніж температура повітря на виході з компресору T_2 , то частина теплоти, що віддається при охолодженні газів в ізобарному процесі 4 – 1, може бути передана в регенератор (теплообмінник) для підігріву повітря, що прямує до камери згоряння. Очевидно, що при цьому термічний к.к.д. підвищується. Схема ГТУ з регенерацією теплоти надана на рис. 1.15.



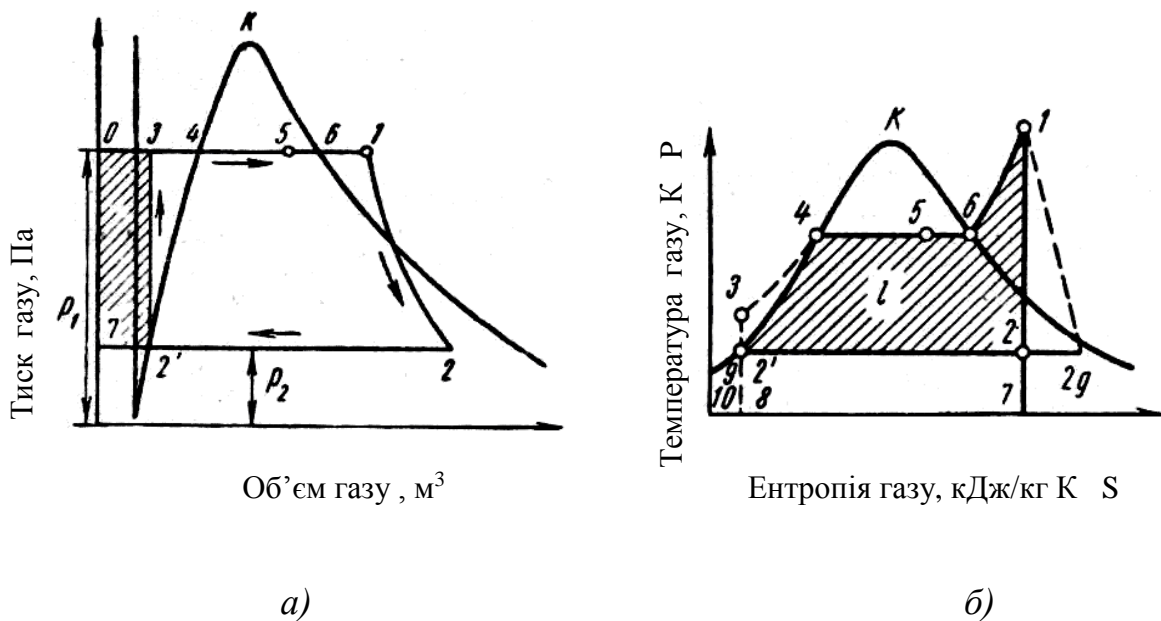
1- компресор; 2 – паливний насос; 3 – пусковий двигун; 4 – камера згоряння; 5 – регенератор; 6 – газова турбіна.

Рисунок 1.15 – Принципова схема ГТУ з регенерацією теплоти

Цикл Ренкіна. Розглянуті цикли для водяної пари мають деякі недоліки, що роблять недоцільним використання їх у паротурбінних установках.

За основний цикл в паротурбінній установці прийнятий ідеальний цикл Ренкіна. У цьому циклі здійснюється повна конденсація робочого тіла в конденсаторі, внаслідок чого замість громіздкого малоефективного компресора пари для подачі води в котел застосовують живильний водяний насос, який має малий габарит і високий к. к. д. При порівняно невеликій потужності, споживаної насосом, втрати в ньому виявляються малими в порівнянні із загальною потужністю паротурбінної установки. Крім того, в циклі Ренкіна можливе застосування перегрітої пари, що дозволяє підвищити середньоінтегральну температуру підведення теплоти і тим самим збільшити термічний к. к. д. циклу.

На рис. 1.16 зображений ідеальний цикл Ренкіна у $p\nu$ -діаграмі.



a — в $p\nu$ -координатах; b — в Ts -координатах

Рисунок 1.16 - Цикл Ренкіна

Точка 4 характеризує стан киплячої води в котлі при тиску p_1 . Лінія 4-5 зображує процес пароутворення в котлі. Точка 5 відповідає вологій насиченій парі, тобто суміші пари та туману води. Потім пара підсушується в перегрівачі до стану сухої насиченої пари - процес 5-6. 6-1 - процес перегріву пари в перегрівачі при тиску p_1 . Отримана пара по адіабаті 1-2 розширюється в турбіні (або в циліндрі парового двигуна) до тиску p_2 в конденсаторі [6]. У процесі 2-2' пара повністю конденсується до стану киплячої рідини при тиску p_2 , віддаючи теплоту пароутворення охолоджуючій воді.

Процес стиснення води 2'-3 здійснюється в насосі; підвищення температури води, що має місце при цьому, мізерно мало, і їм при тисках до 3-4 МПа нехтують. Лінія 3-4 зображує зміну об'єму води при нагріванні від температури в конденсаторі до температури кипіння. Робота насоса зображується заштрихованою площею 032'7. Ентальпія пари при виході з перегрівачу в точці 1 дорівнює i_1 і в Ts -діаграмі зображується пл. 92'34617109. Ентальпія пари при вході в конденсатор в точці 2 дорівнює i_2 і в Ts -діаграмі зображується пл. 92'27109. Ентальпія води при виході з конденсатора в точці 2' дорівнює i_2' і в Ts -діаграмі зображується пл. 92'8109. Корисна робота пари в циклі Ренкіна зображується в pV -діаграмі пл. 2'346122'.

Якщо в циклі Ренкіна враховувати роботу насоса, то процес адіабатного стиснення води в ньому представиться в Ts -діаграмі ізохорою 2'-3, а ізобара 3-4 відповідатиме нагріванню води в котлі при тиску p_1 до відповідної температури кипіння.

Термічний к.к.д. циклу Ренкіна визначається за рівнянням (1.100).

Теплота q_1 в циклі підводиться при $p = \text{const}$ в процесах 3-4 (підігрів води до температури кипіння), 4-6 (пароутворення) і 6-1 (перегрів пари). Для 1 кг пари q_1 дорівнює різниці ентальпій початкової і кінцевої точок процесу: $q_1 = i_1 - i_3$. Ця кількість теплоти зображується у Ts -діаграмі пл. 82'346178. Відвід теплоти q_2 здійснюється у конденсаторі по ізобарі 2-2', отже $q_2 = i_2 - i_2'$ [6].

Відведена теплота зображується в Ts -діаграмі пл. 2'2782'. Термічний к.к.д.

циклу Ренкіна визначаємо за рівнянням:

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_3) - (i_1 - i_{2'})}{(i_1 - i_3)} = \frac{(i_1 - i_2) - (i_3 - i_{2'})}{(i_1 - i_3)} \quad (1.111)$$

Розглядаючи це рівняння, можна помітити, що $i_1 - i_2$ - робота, що здійснюється турбіною (паровим двигуном), а $i_3 - i_{2'}$ - робота, що витрачається насосом. Цю роботу при адіабатному стисненні води можна виразити через питомий об'єм і тиск, враховуючи, що вода практично нестислива: $i_3 - i_{2'} = v(p_1 - p_2)$. Підставив цей вираз у (1.111) і замінив у знаменнику $i_3 = i_{2'} + v(p_1 - p_2)$, отримаємо:

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_2) - v(p_1 - p_2)}{(i_1 - i_{2'}) - v(p_1 - p_2)} \quad (1.112)$$

Враховуючи, що питомий об'єм води дуже малий у порівнянні з питомим об'ємом пари, це рівняння можна спростити, надавши у наближеній формі:

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_2)}{(i_1 - i_{2'})} \quad (1.113)$$

Насправді розширення пари в турбіні відбувається не по адіабаті 1-2, а по лінії 1-2_д. Втрати від незворотності розширення пари враховуються внутрішнім відносним к. к. д. турбіни:

$$\eta_{oi} = \frac{i_1 - i_{2д}}{i_1 - i_2} \quad (1.114)$$

Аналіз циклу Ренкіна показує, що його термічний к.к.д. зростає із

збільшенням початкових тиску і температури пари p_1 , T_1 і зі зменшенням кінцевого тиску p_2 у конденсаторі.

Цикл поршневого компресора. Компресором називається машина, призначена для стиснення газу або пари і транспорту його до споживача. За принципом стиснення робочого тіла в компресорі ці машини класифікуються на дві основні групи: перша - поршневі, гвинтові і ротаційні, друга - лопаточні. У першій групі машин стиснення робочого тіла здійснюється шляхом зменшення його об'єму, у другій - шляхом руху потоку по каналах змінного перерізу.

Завданням термодинамічного аналізу компресора є визначення роботи, що витрачається на стиснення робочого тіла при заданих початкових і кінцевих параметрах. Так як термодинамічні процеси, що протікають в поршневих і ротаційних компресорах, ідентичні, то обмежимося розглядом роботи поршневого компресора.

На рис. 1.17 зображені принципова схема одноступінчатого поршневого компресора і так звана теоретична індикаторна діаграма, яка показує залежність тиску робочого тіла в циліндрі від ходу поршня протягом одного обороту вала або, що те ж, від змінного обсягу робочого тіла в циліндрі.

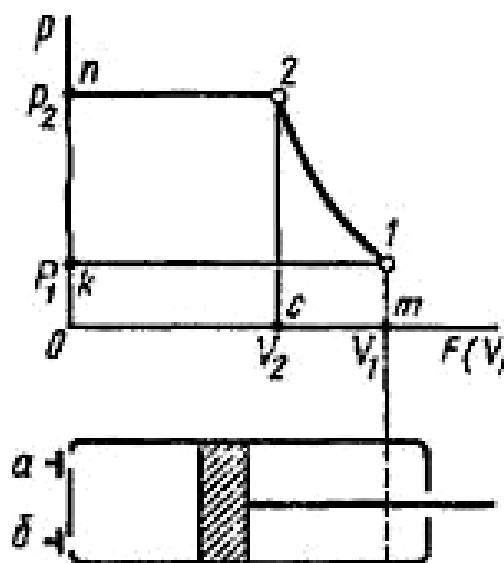


Рисунок 1.17 – Цикл поршневого компресору та його принципова схема

При русі поршня з крайнього лівого положення в праве в циліндрі машини через всмоктуючий клапан *a* надходить газ, який при подальшому русі поршня справа наліво (при закритих клапанах *a* і *б*) стискується від тиску p_1 до p_2 . При досягненні газом тиску p_2 відкриється випускний клапан *б* і тоді при подальшому русі поршня справа наліво буде відбуватися процес виштовхування газу з циліндра компресора в нагнітальний трубопровід. Коли поршень прийде в крайнє ліве положення, відкриється впускний клапан і процес почнеться знову. Як впливає з описаних процесів, що протікають в циліндрі компресора, тільки в процесі стиснення газу (процес 1-2 на індикаторної діаграмі) маса його залишається незмінною; при всмоктуванні газу в циліндр компресора (процес $k - 1$) обсяг зростає від нуля до V_m , а в процесі виштовхування (процес 2- n) зменшується від V_2 до нуля. Цим принципово відрізняється індикаторна діаграма від p - v -діаграми.

Стиснення газу 1 – 2 – термодинамічний процес, тому що в ньому бере участь постійна кількість газу. При одному й тому ж кінцевому тиску p_2 кінцевий об'єм V_2 буде різний у залежності від того, за яким процесом відбувається стиснення, а тому буде різною і робота, що витрачається на привід компресору.

Найбільш вигідним процесом стиснення є ізотермічний. Однак ізотермічне стиснення у компресорі практично не можливо, і крива стиснення розташовується зазвичай між ізотермою і адіабатою. Практично стиснення здійснюється за політропою з показником $n = 1,2 \dots 1,25$. Чим чим інтенсивніше буде охолодження газу при стисненні, тим більше політропа буде відхилятися від адіабати в бік ізотерми.

Теоретична робота компресора, що витрачається на стиснення 1 кг газу:

$$l = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (1.115)$$

1.1.15 Третій закон термодинаміки

Перший і другий закони термодинаміки не дозволяють визначити значення S_0 ентропії системи при абсолютному нулі температури ($T=0\text{K}$). У зв'язку з цим виявляється неможливим теоретичний розрахунок абсолютних значень ентропії та інших параметрів. На підставі узагальнення експериментальних досліджень властивостей різних речовин при наднизьких температурах був встановлений закон, що усунув зазначену трудність і отримав назву принципу (теореми) Нернста або третього закону термодинаміки.

Третій закон термодинаміки встановлює початок відліку ентропії. Він говорить: *ентропія будь-якої термодинамічної системи прагне до нуля при прагненні до нуля абсолютної температури системи*, тобто $\lim_{T \rightarrow 0} S = 0$ [6].

Друге положення теореми Нернста стверджує, що *всі процеси поблизу абсолютного нуля, що переводять систему з одного рівноважного стану в інший, відбуваються без зміни ентропії*.

З третього закону термодинаміки випливає, що для всіх тіл при $T \rightarrow 0\text{K}$ звертаються в нуль теплоємності C_p і C_v . З нього також випливає висновок про неможливість здійснення такого процесу, в результаті якого тіло охолодило б до температури $T = 0\text{K}$ (*принцип недосяжності абсолютного нуля температури*) [6].

1.1.16 Водяна пара

Основні поняття та визначення. Перехід речовини з одного агрегатного стану в інший називається фазовим переходом, або фазовим перетворенням.

Перехід речовини з твердого стану в рідкий називається *плавленням*, з рідкого в газоподібний - *пароутворенням*, з твердого в газоподібний -

сублімацією. Зворотні процеси відповідно називаються *затвердінням*, або *кристалізацією*, *конденсацією* і *десублімацією*.

Процес отримання пари з рідини може здійснюватися *випаровуванням* і *кипінням*. Випаровуванням називається пароутворення, що відбувається тільки з вільної поверхні рідини і при будь-якій температурі.

Кипінням називається пароутворення по всій масі рідини, яке відбувається при передачі рідини певної кількості теплоти. При цьому бульбашки пари, що утворилися у стінок посудини і всередині рідини збільшуючись в обсязі, піднімаються на поверхню рідини.

Цей процес починається при досягненні рідиною температури кипіння, яка ще називається температурою насичення t_n і протягом усього процесу залишається незмінною. Температура кипіння, або температура насичення, t_n залежить від природи речовини і тиску, причому з підвищенням тиску t_n збільшується. Тиск, відповідний t_n називається тиском насичення p_n .

Насиченою парою називають пару, яка утворилася в процесі кипіння і знаходиться в динамічній рівновазі з рідиною. Насичена пара за своїм станом буває *сухою насиченою* і *вологою насиченою* [4].

Суха насичена пара являє собою пару, що не містить крапель рідини і має температуру насичення ($t = t_n$) при даному тиску.

Волога насичена пара - це рівноважна суміш, що складається з крапель рідини, що знаходиться при температурі кипіння, і сухої насиченої пари.

Відношення маси сухої пари $m_{c.n.}$ до маси всієї вологої пари $m_{в.н.}$ називається ступенем сухості x , тобто $x = \frac{m_{c.n.}}{m_{в.н.}}$. Очевидно, що для рідини $x = 0$, для сухої насиченої пари $x = 1$ [4].

Якщо до сухої насиченої пари продовжувати підводити теплоту, то її температура збільшиться. Пара, температура якої при даному тиску більше, ніж температура насичення ($t > t_n$), називається *перегрітою*. Величина перевищення температурою пари температури кипіння рідини називається ступенем перегріву пари.

Водяна пара є реальним робочим тілом і може перебувати в трьох станах: вологого насичення, сухого насичення і в перегрітому стані. Для технічних потреб водяну пару отримують в парових котлах (парогенераторах), де спеціально підтримується постійний тиск.

Процес пароутворення в p - v -координатах (рис. 1.18). За початкову температуру води при будь-якому тиску, приймають температуру $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$. Таким чином, лінія I на рис. відповідає станам так званої холодної рідини при різних тисках, що має температуру $0 \text{ }^\circ\text{C}$ (ізотерма холодної рідини). Питомий об'єм води при $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ приймається рівним $0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$. Внаслідок незначної стисливості води, лінія I виявляється майже вертикальною прямою. Лівіше цій прямій знаходиться область рівноважного співіснування води і льоду [4].

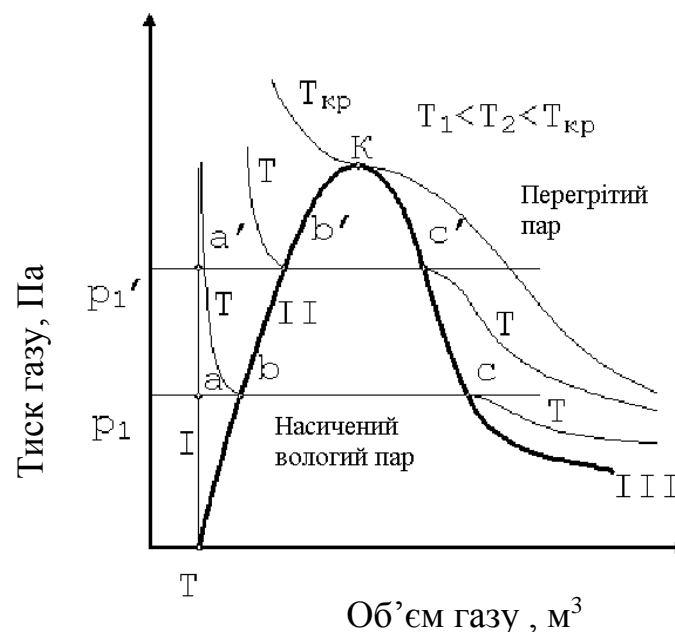


Рисунок 1.18 - Графік процесу пароутворення в p - v -координатах

За початок відліку u, i та s для водиприйнято вважати потрібну точку ТТ ($p_0=611 \text{ Па}$, $t_0=0,01 \text{ С}$, $v_0=0,00100 \text{ м}^3/\text{кг}$) [4]. У цій точці вода, лід і пар

знаходяться в стані термодинамічної рівноваги. Нехтуючи впливом тиску на зміну об'єму води, вважають для всіх станів на лінії I $v_0=0,00100$ м³/кг, $u_0=0$, $i_0=0$ та $s_0=0$ [4].

Нехай вода нагрівається при постійному тиску p_1 . Початковий її стан визначається точкою a , кінцевий (точка b) - досягненням при заданому тиску температури кипіння, що залежить від тиску. З $p-v$ - діаграми випливає, що зі збільшенням тиску температура кипіння збільшується. Ця залежність встановлюється дослідним шляхом.

Стани киплячої води для різних тисків будуть відповідати лінії II, яка називається нижньою прикордонною кривою. Вона зображує залежність питомих обсягів киплячої води від тиску. На нижній прикордонній кривій ступінь сухості $x=0$ [5].

Параметри киплячої води наводяться в таблицях в залежності їх від тиску або температури. Кількість теплоти, необхідна для доведення води до кипіння дорівнює:

$$q_{ab} = \int_a^b c_s \cdot dt \quad (1.115)$$

Подальше підведення теплоти до киплячої води супроводжується паротворенням всередині рідини і переходом частини води в пару. Таким чином, ділянці $b-c$ буде відповідати рівноважний стан суміші рідини і пари (волога насичена пара). У кожній точці цього процесу вода буде характеризуватися певним ступенем сухості x .

Кінцевий стан у стадії кипіння характеризується повним перетворенням рідини в пару, яка матиме температуру, рівну температурі насичення ($t_c = t_n$) при заданому тиску. Такий пар, як уже згадувалося, носить назву сухої насиченої пари, $x = 1$ [5].

Процес пароутворення $b-c$ є одночасно ізобарним ($p=p_1 = const$) і

ізотермічним ($T = T_1 = const$). При цьому теплота витрачається не на підвищення температури, а тільки на подолання сил тяжіння між молекулами і на роботу розширення пари.

Враховуючи, що між температурою насичення t_n і тиском p існує однозначний зв'язок, стан сухої насиченої пари буде визначатися тільки одним параметром - тиском або температурою.

Стани сухої насиченої пари при різних тисках будуть відповідати лінії III, яка називається верхньою прикордонною кривою. На верхній прикордонній кривій в кожній точці ступінь сухості $x = 1$ [5].

У процесі пароутворення питомий об'єм води різко збільшується. Так, при $p = 0,1$ МПа питомий об'єм киплячої води $v = 0,001043$ м³/кг, тоді як питомий об'єм сухої насиченої пари дорівнює 1,696 м³/кг. Зі збільшенням тиску ця різниця зменшується і в критичній точці К питомі об'єми води і пари рівні 0,00326 м³/кг. При цьому $t_{кр} = 374,15$ °С, а $P_{кр} = 22,06$ МПа. При тисках і температурах більших критичних процес пароутворення відсутній. Спостерігається плавний (не стрибкоподібний) перехід води в пару. Прийнято вважати, що в закритичній області кордоном між рідким і пароподібним станом служить точка максимальної теплоємності [6].

Таблиці водяної пари. Для ідеальних газів залежність між параметрами p , v і T встановлюється рівнянням стану $pv = RT$. Причому два з цих параметрів однозначно визначають третій. Перегріта і насичена пари за своїми властивостями істотно відрізняються від ідеальних газів. Тому співвідношення між параметрами p , v і T значно складніше, ніж рівняння стану ідеального газу.

Для насичених парів тиск є функцією температури ($p = f(T)$). Таким чином, для насичених парів дві змінні p і T не визначають стану. Причому питомий об'єм v_x визначається ступенем сухості пара x . Питомий об'єм v_x є функцією параметрів p і x або T і x . Об'єми v_b і v_c є функціями температури або тиску (рис.). Отже, щоб визначити стан насиченої пари, необхідно встановити залежності виду $p = f(T)$, $v_b = f_1(p)$, $v_c = f_2(p)$.

В даний час відомі численні рівняння стану перегрітої водяної пари. Ці рівняння пов'язують між собою основні параметри p , v і T .

Одним з найбільш точних рівнянь стану водяної пари є рівняння Вукаловича-Новикова. Однак такі рівняння, в тому числі і рівняння М.П. Вукаловича і І.І. Новикова, мають вельми складний вид і розрахунки по них є надзвичайно трудомісткими. Тому при практичних розрахунках параметрів парів використовуються спеціальні таблиці і діаграми, складені на підставі експериментальних і теоретичних даних. У них наводяться відповідні значення параметрів пари і води.

В даний час складені докладні таблиці для перегрітих і насичених водяних парів до температур 1000 °С і тиску 98 МПа. Таблиці складені з високим ступенем точності [6].

Is-діаграма водяної пари. Для практичних розрахунків процесів водяної пари широке застосування отримала *is*-діаграма, на якій тепловміст і ентропія вимірюються лінійними відрізками.

У системі координат *i-s* (рис.1.19) спочатку будуються нижня (*a-K*) і верхня (*K-c*) прикордонні криві за табличними даними *itas*. Нижня прикордонна крива проходить через початок координат, так як при $t = 0$ °С ентропія і ентальпія прийняті рівними нулю. Потім наносять ізобари, які в області насиченої пари, будучи одночасно і ізотермами, є прямими лініями, так

як при $p = \text{const}$ $dq = di$, $ds = \frac{dq}{T} = \frac{di}{T}$. Тому $di = Tds$ і при $T = \text{const}$ $i = Ts + \text{const}$. Отже, на *is*-діаграмі кутовий коефіцієнт ізобари дорівнює T . Тому чим вище тиск насичення, тим вище температура T і тим більше тангенс кута нахилу ізобари [6].

В області перегрітої пари ізобари і ізотерми розходяться, причому ізобари піднімаються догори у вигляді логарифмічних кривих, а ізотерми прагнуть до горизонталі. Це пояснюється тим, що з пониженням тиску перегріта пара за властивостями наближається до ідеального газу, ентальпія якого залежить тільки від температури, тобто лінії $t = \text{const}$ одночасно є лініями $i = \text{const}$.

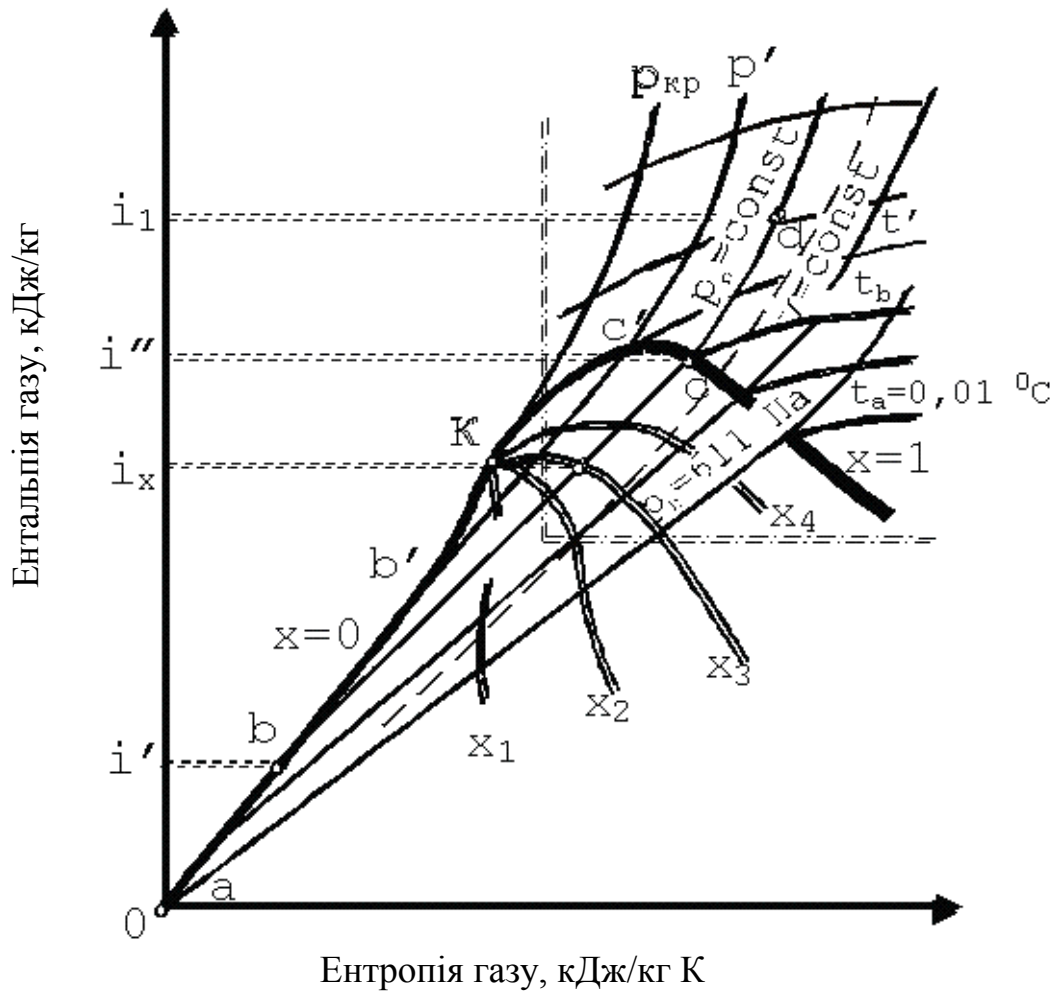


Рисунок 1.19 - *Is*-діаграма водяної пари

Чим більше температура, тим вище розташована ізотерма.

В області вологої пари нанесені лінії однакового ступеню сухості $x = const$. На цю ж діаграму часто наносять ще ізохори, які проходять крутіше ізобар.

Is-діаграма має низку важливих властивостей: по ній можна швидко визначити параметри пари і різницю ентальпій у вигляді відрізків, наочно зобразити адіабатний процес, що має велике значення при вивченні роботи парових двигунів, і вирішувати інші завдання. Зазвичай для практичного використання у великому масштабі будують так звану робочу частину діаграми

(на рис. вона обмежена штрих-пунктиром).

Основні термодинамічні процеси водяної пари ($v = const$, $p = const$, $t = const$) представлені на is -діаграмі відповідними кривими. Адіабатний процес ($s = const$) зображується прямою, паралельною осі ординат. Слід звернути особливу увагу на різні закономірності зміни параметрів стану пари в термодинамічних процесах в залежності від стану пари (насичена або перегріта). Так, в ізотермічному процесі в області насиченої пари ентальпія змінюється значно, а в області перегрітої пари, особливо далеко від лінії $x = 1$, процес $t = const$ наближається до $i = const$. Це свідчить про те, що властивості перегрітої пари в цих областях наближаються до властивостей ідеального газу [6].

1.2 ОСНОВИ ТЕОРІЇ ТЕПЛООБМІНУ

Теплопередача - це процес переносу теплоти від одного теплоносія до іншого через поділяючу стінку. Теплопередача пов'язана з досить складними процесами й при її вивченні необхідно знати закони теорії теплообміну й методи аналізу, які застосовуються у фізиці, термодинаміці, гідродинаміці й хімії.

Складний процес переносу теплоти розбивають на ряд більш простих. Такий прийом спрощує його вивчення. Окрім того, кожен простий процес переносу теплоти підкоряється своїм законам. Існує три найпростіших способи передачі теплоти: теплопровідність, конвекція, випромінювання.

Явище **теплопровідності** складається в переносі теплоти мікрочастинками (молекулами, атомами, електронами й т.п.). Такий теплообмін може відбуватися в будь-яких тілах з неоднорідним розподілом температур.

Конвективний теплоперенос (конвекція) спостерігається лише в рідинах і газах. Конвекція - це перенос теплоти разом з макроскопічними об'ємами речовини. Варто знати, що одночасно з конвекцією завжди існує й теплопровідність. Проте конвекція звичайно є визначальною, тому що вона інтенсивніше теплопровідності.

Конвекцією можна передавати теплоту на дуже великі відстані (наприклад, під час руху газу трубами). Середовище, що рухається (рідина або газ), використовується для переносу теплоти, називається **теплоносієм**.

Третім способом переносу теплоти є **випромінювання**. За рахунок випромінювання теплота передається у всіх промінепрозрачних середовищах, у тому числі й у вакуумі. Носіями енергії при теплообміні випромінюванням є фотони, випромінювані та поглинаючі тіла, що беруть участь у теплообміні.

У більшості випадків перенос теплоти здійснюється декількома способами одночасно. Наприклад, конвективна теплопередача від газу до стінки практично завжди супроводжується паралельним переносом теплоти випромінюванням.

1.2.1. Основні поняття та визначення

Інтенсивність переносу теплоти характеризується щільністю теплового потоку. **Щільність теплового потоку** - це кількість теплоти, передана за одиницю часу через одиничну щільність поверхні, q [Вт/м²].

Потужність теплового потоку або просто **тепловий потік** - це кількість теплоти, переданої за одиницю часу через довільну поверхню F :

$$q = Q/F, \text{ Вт/м}^2. \quad (1.116)$$

Поверхня теплообміну F - це поверхня, через яку відбувається передача

теплоти. Наприклад, при остиганні теплоносія в трубі діаметром d і довжиною l , теплота передається від гарячого теплоносія до навколишнього середовища через циліндричну поверхню труби. У цьому випадку $F = \pi \cdot d \cdot l$.

Перенос теплоти залежить від розподілу температури за об'ємом тіла або простору. *Температурним полем* називається сукупність миттєвих значень температури у всіх точках тіла або системи тіл у цей момент часу. Математичний опис температурного поля має вигляд:

$$t = f(x, y, z, \tau), \quad (1.117)$$

де t – температура, °С;

x, y, z - просторові координати;

τ - час, хвил.

Температурне поле, описуване наведеним рівнянням, називається нестационарним. У цьому разі температура залежать від часу.

У тому разі, коли розподіл температури в тілі не змінюється згодом, температурне поле називається стаціонарним:

$$t = f(x, y, z). \quad (1.118)$$

Якщо температура змінюється тільки за однією або двома просторовими координатами, то температурне поле називається відповідно одно- і двомірним:

$$t = f(x, y) \quad (1.119)$$

Температурні поля (1.117) і (1.118) називаються тривимірними.

Поверхня, у всіх точках якої температура однакова, називається

ізотермічною. Ізотермічні поверхні можуть бути замкнутими, але не можуть перетинатися. Швидше всього температура змінюється під час руху напрямком, перпендикулярним до ізотермічної поверхні. Швидкість змінювання температури за нормаллю до ізотермічної поверхні характеризується градієнтом температури.

Градієнт температури ($grad\ t$) - є вектор, спрямований за нормаллю до ізотермічної поверхні й чисельно рівний похідній від температури за цим напрямком:

$$grad\ t = n_0 \frac{\partial t}{\partial n}, \quad (1.120)$$

де n_0 - одиничний вектор, спрямований у бік зростання температур нормально до ізотермічної поверхні.

1.2.2 Теорія теплопровідності

Закон Фур'є. Теорія теплопровідності розглядає тіло як безперервне середовище. Відповідно до основного закону теплопровідності - **закону Фур'є** - вектор щільності теплового потоку, переданого теплопровідністю, пропорційний вектору градієнта температури:

$$q = -\lambda \cdot grad\ t = -\lambda n_0 \frac{\partial t}{\partial n}, \quad (1.121)$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К).

Коефіцієнт теплопровідності характеризує здатність речовини, з якої складається розглянуте тіло, проводити теплоту.

Знак «-» вказує на протилежний напрямок вектора теплового потоку й

вектора градієнта температури. Вектор щільності теплового потоку q завжди спрямований у бік найбільшого зменшення температури.

Скалярна величина вектора щільності теплового потоку, Вт/м²:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}, \quad (1.122)$$

З формули маємо, що коефіцієнт теплопровідності λ визначає щільність теплового потоку при градієнті температури 1 К/м.

Коефіцієнт теплопровідності є фізичним параметром і залежить від хімічної природи речовини і його фізичного стану (щільності, вологості, тиску, температури). Діапазони зміни λ для різних матеріалів наведені на рис. 1.20.

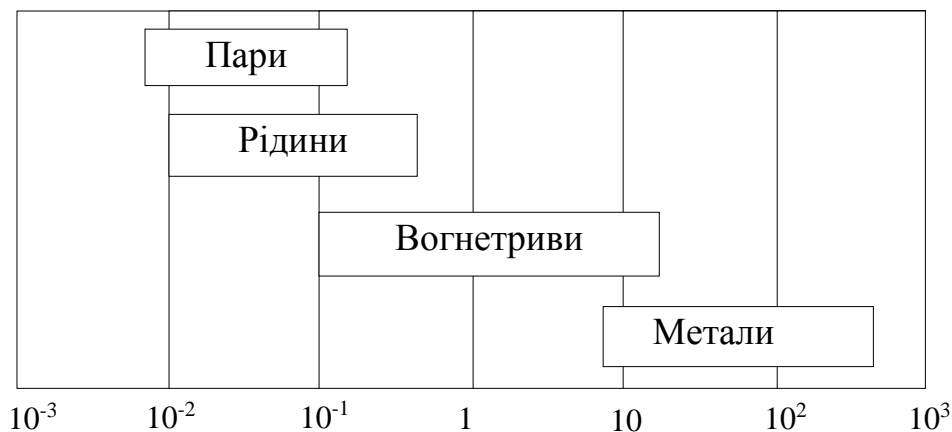


Рисунок 1.20 - Теплопровідність при стаціонарному режимі

Одношарова плоска стінка. Розглянемо однорідну плоску стінку товщиною δ , на поверхнях якої підтримуються температури t_{c1} й t_{c2} , причому $t_{c1} > t_{c2}$ (рис. 1.21). Температура змінюється тільки за товщиною стінки - за однією координатою x , коефіцієнт теплопровідності $\lambda \approx const$.

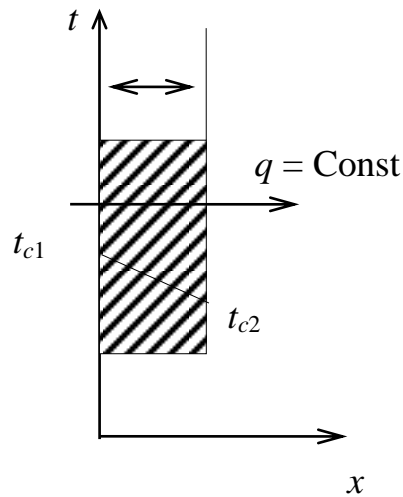


Рисунок 1.21- Змінювання температури за товщиною однорідної плоскої стінки

Теплового потоку в цьому випадку, відповідно до закону Фур'є, визначається за формулою:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} = \lambda \frac{(t_{c1} - t_{c2})}{\delta}, \text{Вт/м}^2 \quad (1.123)$$

або

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{\delta}{\lambda}} = \frac{\Delta t}{R_\lambda}, \text{Вт/м}^2 \quad (1.124)$$

де $\Delta t = t_{c1} - t_{c2}$, причому $t_{c1} > t_{c2}$;

$R_\lambda = \delta / \lambda$ - внутрішній термічний опір теплопровідності стінки, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

Розподіл температур у плоскій однорідній стінці - лінійний.

У більшості практичних завдань приблизно передбачається, що

коефіцієнт теплопровідності λ не залежить від температури й однаковий за всією товщиною стінки. Значення λ знаходять у довідниках за середньої температури $t_{cp} = 0,5 \cdot (t_{c1} + t_{c2})$.

Тепловий потік (потужність теплового потоку) визначається за формулою:

$$Q = q \cdot F = (t_{c1} - t_{c2}) \cdot F \cdot \lambda / \delta, \quad (1.125)$$

Багат шарова плоска стінка. Розглянемо для тих же умов багат шарову плоску стінку з товщиною шарів $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ відповідними коефіцієнтами теплопровідності $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ (рис. 1.22). Тут шари щільно прилягають друг до друга.

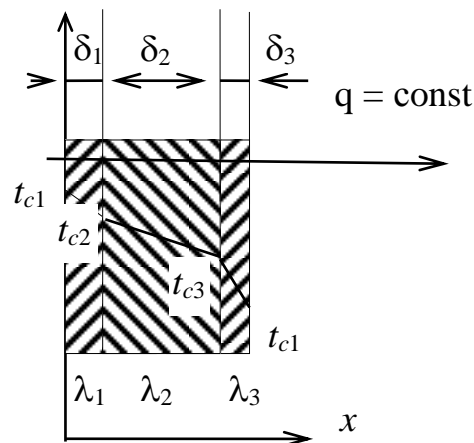


Рисунок 1.22 - Розподіл температур за товщиною багат шарової плоскої стінки

У цьому разі щільність теплового потоку визначається по формулі:

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^n R_{\lambda i}}, \quad (1.126)$$

де n - число шарів багат шарової стінки;

t_{c1} й $t_{c(n+1)}$ - температури на зовнішніх границях багат шарової стінки, °С;

$\sum_{i=1}^n R_{\lambda i}$ - повний термічний опір багат шарової плоскої стінки, (м²К)/Вт.

Щільність теплового потоку, що проходить через всі шари, у стаціонарному режимі однакова. А тому що коефіцієнт теплопровідності λ різний, то для плоскої багат шарової стінки розподіл температур - ламана лінія.

Розрахувавши тепловий потік через багат шарову стінку, можна знайти температуру на границі будь-якого шару. Для k -го шару можна записати:

$$t_{c(k+1)} = t_{c1} - q \sum_{i=1}^k R_{\lambda i} \quad (1.127)$$

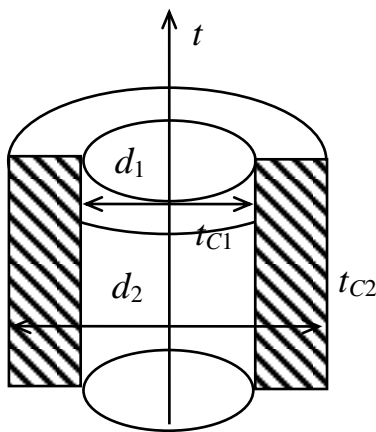


Рисунок 1.23 - Змінювання температури за товщиною однорідної циліндричної стінки

Однорідна циліндрична стінка. Завдання про поширення теплоти в циліндричній стінці також одномірне, якщо її розглядати в циліндричних координатах (рис. 1.23). Температура змінюється тільки уздовж радіуса r , а за довжиною й за її периметром залишається незмінною.

Відповідно до закону Фур'є, тепловий потік через однорідну циліндричну стінку довжиною l визначається за формулою:

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (1.128)$$

Тепловий потік Q через циліндричну стінку можна віднести до одиниці довжини l :

$$q_l = \frac{Q}{l} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} = \frac{\Delta t}{R_{l\lambda}} \quad (1.129)$$

де q_l - лінійна щільність теплового потоку, Вт/м;

$R_{l\lambda} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}$ - лінійний термічний опір теплопровідності труби, (м²К)/Вт.

При значеннях d_2/d_1 близьких до одиниці розрахунки $R_{l\lambda}$ повинні робитися з високою точністю, тому що при округленні d_2/d_1 до одного знаку після коми погрішність обчислення логарифма буде більше 10 %. З точністю до 4 % при $d_2/d_1 < 2$ у практичних розрахунках рекомендується користуватися формулою для плоскої стінки:

$$q_l = \frac{\Delta t}{\delta / \lambda} \cdot \pi \cdot d_{cp} = \frac{\Delta t}{\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot d_{cp}}} \quad (1.130)$$

де $d_{cp} = 0,5 (d_1 + d_2)$ - середній діаметр труби, м.

У товщі однорідної циліндричної стінки температура змінюється за логарифмічним законом.

Багатошарова циліндрична стінка. Аналогічно багатошаровій плоскій стінці, повний термічний опір багатошарової циліндричної стінки можна записати:

$$R_{l\lambda} = \sum_{i=1}^n R_{l\lambda i} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{l}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \right) \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}, \text{ (м}^2\text{К)/Вт}, \quad (1.131)$$

де d_i, d_{i+1} - відповідно внутрішній і зовнішній діаметри i -го шару, м.

Тоді лінійна щільність теплового потоку буде:

$$q_l = \frac{\Delta t}{\sum_{i=1}^n R_{l\lambda i}} = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{l}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \right) \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \text{ Вт/м}. \quad (1.132)$$

Для багатошарової циліндричної стінки розподіл температур - ламана логарифмічна лінія.

1.2.3 Теплопередача

У техніці часто доводиться розраховувати стаціонарний процес переносу теплоти від одного теплоносія іншому через поділяючу стінку. Такий процес називається **теплопередачею**.

Плоска стінка. Розглянемо теплопередачу між двома рідинами через поділяючу багатошарову плоску стінку (рис. 1.24). Тут передача теплоти ділиться на три процеси:

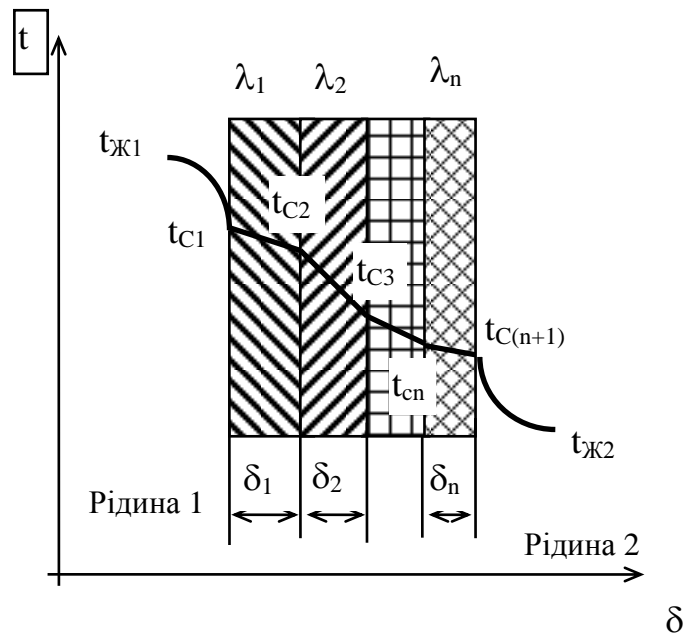


Рисунок 1.24 - Розподіл температур при теплопередачі через багат шарову плоску стінку

1) На початку теплота передається від гарячого теплоносія $t_{ж1}$ до поверхні стінки шляхом конвективного теплообміну, що може супроводжуватися випромінюванням. Інтенсивність процесу тепловіддачі характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α_1 .

2) Потім теплота теплопровідністю переноситься по черзі від однієї поверхні стінки до іншої, котра характеризується коефіцієнтом теплопровідності λ ($\lambda_1, \dots, \lambda_n$).

3) І, нарешті, теплота знову шляхом конвективного теплообміну передається від поверхні стінки до холодної рідини $t_{ж2}$. Цей процес характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α_2 .

При стаціонарному режимі щільність теплового потоку у всіх трьох процесах однакова й може бути записана таким чином:

- за законом Ньютона - Рихмана

$$q = \alpha_1 \cdot (t_{ж1} - t_{c1}) = \frac{l}{R_{\alpha1}} \cdot (t_{ж1} - t_{c1}), \quad (1.133)$$

- за законом Фур'є

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n R_{\lambda i}}, \quad (1.134)$$

- за законом Ньютона - Рихмана

$$q = \alpha_2 \cdot (t_{c(n+1)} - t_{ж2}) = \frac{l}{R \cdot \alpha_2} \cdot (t_{c(n+1)} - t_{ж2}), \quad (1.135)$$

де $R_{\alpha1} = \frac{l}{\alpha_1}$ й $R_{\alpha2} = \frac{l}{\alpha_2}$ - термічний опір зовнішньої тепловіддачі

відповідно від гарячого теплоносія до стінки й від стінки до холодного теплоносія.

З вищенаведених рівнянь склавши систему рівнянь:

$$\begin{cases} t_{ж1} - t_{c1} = q \cdot R_{\alpha1} \\ t_{c1} - t_{c(n+1)} = q \cdot \sum_{i=1}^n R_{\lambda i} \\ t_{c(n+1)} - t_{ж2} = q \cdot R_{\alpha2} \end{cases} \quad (1.136)$$

і склавши праві й ліві частини, одержимо рівняння теплопередачі через багат шарову плоску стінку:

$$t_{жс1} - t_{жс2} = q \cdot (R_{\alpha1} + \sum_{i=1}^n R_{\lambda i} + R_{\alpha2}) \quad (1.137)$$

або

$$q = \frac{t_{жс1} - t_{жс2}}{R_{\alpha1} + \sum_{i=1}^n R_{\lambda i} + R_{\alpha2}} = \frac{\Delta t}{R_k}, \quad (1.138)$$

де $\Delta t = (t_{жс1} - t_{жс2})$ - температурний напір, заданий умовами завдання;

R_k - термічний опір теплопередачі від гарячого теплоносія до холодного.

Величина, зворотна R_k , називається **коефіцієнтом теплопередачі K** :

$$K = \frac{1}{R_k} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт/(мК)}. \quad (1.139)$$

Коефіцієнт теплопередачі K характеризує інтенсивність процесу теплопередачі від гарячого теплоносія до холодного через поділяючу їхню стінку.

Тоді рівняння теплопередачі можна записати:

$$q = K \cdot (t_{жс1} - t_{жс2}) = \frac{t_{жс1} - t_{жс2}}{R_k} \quad (1.140)$$

або

$$Q = K \cdot (t_{жс1} - t_{жс2}) \cdot F \quad (1.141)$$

Граничні температури визначаються як

$$\begin{aligned} t_{c1} &= t_{жс1} - q \cdot R_{\alpha1} \\ t_{c(n+1)} &= t_{жс1} - q \cdot (R_{\alpha1} + \sum_{i=1}^n R_{\lambda i}) = t_{жс2} - q \cdot R_{\alpha1}, \end{aligned} \quad (1.142)$$

Очевидно, що для одношарової плоскої стінки формули справедливі, де

$$\sum_{i=1}^n R_{\lambda i} = R_{\lambda}, \quad \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta}{\lambda}, \quad t_{c(n+1)} = t_{c2}. \quad (1.143)$$

Циліндрова стінка. Розглянемо теплопередачу між двома рідинами через поділяючу їх багатошарову циліндричну стінку.

Аналогічно теплопередачі через плоску стінку, лінійну щільність теплового потоку через багатошарову циліндричну стінку при стаціонарному режимі можна записати:

- за законом Ньютона - Рихмана

$$q_l = \alpha_1 \cdot (t_{жс1} - t_{c1}) \cdot \pi \cdot d_1 = \frac{t_{жс1} - t_{c1}}{R_{l\lambda i}}, \quad (1.144)$$

- за законом Фур'є

$$q_l = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\sum_{i=1}^n \frac{l}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^n R_{l\lambda i}}, \quad (1.145)$$

- за законом Ньютона - Рихмана

$$q_l = \alpha_2 \cdot (t_{c(n+1)} - t_{ж2}) \cdot \pi \cdot d_{n+1} = \frac{t_{c(n+1)} - t_{ж2}}{R_{l\alpha_2}}, \quad (1.146)$$

де $R_{l\alpha_1} = \frac{l}{\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1}$ й $R_{l\alpha_2} = \frac{l}{\pi \cdot d_{n+1} \cdot \alpha_2}$ - термічні опори внутрішньої й

зовнішньої тепловіддачі на одиницю довжини, (мК)/Вт.

Аналогічно одержимо лінійну щільність теплового потоку:

$$q_l = K_l \cdot (t_{ж1} - t_{ж2}) = \frac{\Delta t}{R_{lk}}, \quad (1.147)$$

де R_{lk} - лінійний термічний опір, (м·К)/Вт;

K_l - лінійний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м·К).

$$K_l = \frac{l}{R_{lk}} = \frac{l}{\frac{l}{\pi \cdot d_1 \cdot \alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{l}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_i} \cdot \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{l}{\pi \cdot d_{n+1} \cdot \alpha_2}}, \quad (1.148)$$

Граничні температури циліндричної стінки визначаються як

$$\begin{aligned} t_{c1} &= t_{ж2} - q_l \cdot R_{l\alpha_1} \\ t_{c(n+1)} &= t_{ж2} + q_l \cdot R_{l\alpha_2} \end{aligned}, \quad (1.149)$$

1.2.4 Інтенсифікація теплопередачі

Відповідно до рівняння теплопередачі (1.140), для інтенсифікації теплопередачі, потрібно або збільшити чисельник $(t_{ж1} - t_{ж2})$ або зменшити термічний опір теплопередачі R_k . Температури теплоносіїв обумовлені

вимогами технологічного процесу, тому змінити їх звичайно не вдається.

Термічний опір теплопередачі R_k , можна зменшити, впливаючи на кожну зі складових $R_{\alpha 1}$, R_{λ} , $R_{\alpha 2}$. Однак, ефективніше зменшити найбільше з доданків:

$$R_k = R_{\alpha 1} + R_{\lambda} + R_{\alpha 2} = \frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{l}{\alpha_2}, \quad (1.150)$$

Виходить, якщо R_{λ} набагато менше $R_{\alpha 1}$ й $R_{\alpha 2}$, то для істотного зменшення R_k необхідно зменшити R_{α} тієї рідини, що має менший коефіцієнт тепловіддачі α . Тобто, допустимо, оребрити стінку необхідно з боку рідини з меншим коефіцієнтом тепловіддачі α .

Аналогічного результату можна досягти збільшивши й більший коефіцієнт тепловіддачі, але для цього потрібні додаткові витрати потужності на збільшення швидкості плинину теплоносія.

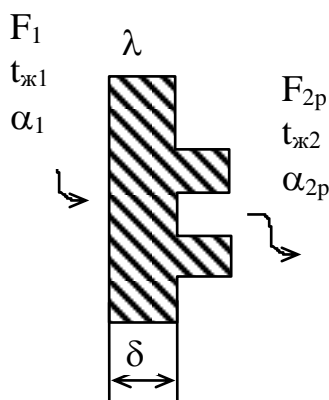


Рисунок 1.25 - До розрахунку теплопередачі через оребрену стінку

Тепловий потік через оребрену стінку (рис. 1.25) визначається за формулою:

$$Q = K_p \cdot F_1 \cdot (t_{ж1} - t_{ж2}), \quad (1.151)$$

де $K_p = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{l}{\alpha_{2p} \cdot \epsilon_p}}$ - коефіцієнт

теплопередачі через оребрену стінку, Вт/(мК);

$\epsilon_p = F_{2p}/F_1$ - коефіцієнт оребрення, %;

F_{2p} й F_1 - площі відповідно оребреної і не оребреної поверхонь стінки, м²;

α_1 - коефіцієнт тепловіддачі від оребреної поверхні стінки до рідини або газу, Вт/м²С°.

Звідси видно, що із збільшенням коефіцієнта ребрення ε_p збільшується коефіцієнт теплопередачі K_p , а значить і тепловий потік. Тому ребристими виконують радіатори опалення, корпуса двигунів, радіатори для охолодження води у двигунах внутрішнього згорання.

1.2.5 Теплова ізоляція

Для зменшення втрат теплоти багато споруджень доводиться теплоізолювати, покриваючи їхні стінки шаром матеріалу з малою теплопровідністю ($\lambda < 0,2$ Вт/(м·К)). Такі матеріали називаються *теплоізоляторами*. Більшість теплоізоляторів складається з волокнистої, порошкової й пористої основи, заповненої повітрям. Термічний опір теплоізолятора створює повітря, а основа лише перешкоджає виникненню природної конвекції повітря й переносу теплоти випромінюванням.

Теплоізоляційні властивості матеріалів погіршуються із збільшенням щільності, температури та вологості матеріалу.

Для плоскої стінки збільшення товщини шару ізоляції збільшує її термічний опір R_λ , у результаті чого збільшується сумарний термічний опір теплопередачі R_k . Значення R_{α_1} й R_{α_2} при цьому не міняється.

Для циліндричної стінки збільшення товщини шару ізоляції так само збільшує R_λ , але одночасно зменшує $R_{\alpha_2} = 1/\pi \cdot d_2 \cdot \alpha_2$ (d_2 - зовнішній діаметр циліндричної стінки). І при деяких умовах нанесення ізоляції на трубу може привести до збільшення тепловтрат.

Теплоізоляція циліндричної поверхні ефективно працює тільки за умови:

$$d_2 \geq d_{kp} = \frac{2 \cdot \lambda_{из}}{\alpha_2}, \quad (1.152)$$

де $d_{кр}$ - критичний зовнішній діаметр, м;

λ_3 - коефіцієнт теплопровідності ізоляції.

1.2.6 Конвективний теплообмін (тепловіддача)

Основний закон конвективного теплообміну. Звичайно рідкі й газоподібні теплоносії нагріваються або охолоджуються при зіткненні з поверхнями твердих тел. Наприклад, димові гази у печах віддають теплоту нагріваючи заготовки, а в парових котлах – трубах, усередині яких гріється або кипить вода; повітря в кімнаті гріється від гарячих приладів опалення й т.д. *Процес теплообміну між поверхнею твердого тіла й рідиною називається теплопередачею, а поверхня тіла, через яку переноситься теплота, - поверхнею теплообміну.*

Відповідно до закону Ньютона й Рихмана тепловий потік у процесі тепловіддачі пропорційний площі поверхні теплообміну F і різниці температур поверхні t_c і рідини t_p :

$$Q = \alpha F |t_c - t_p| \quad (1.153)$$

У процесі тепловіддачі незалежно від напрямку теплового потоку Q (від стінки до рідини або навпаки) значення його можна вважати позитивним, тому різницю $t_c - t_p$ беруть за абсолютною величиною.

Коефіцієнт пропорційності α називається **коефіцієнтом тепловіддачі**; його одиниця виміру $Вт/(м^2 \cdot К)$. Він характеризує інтенсивність процесу тепловіддачі. Чисельне значення його дорівнює тепловому потоку від одиничної поверхні теплообміну за різниці температур поверхні й рідини в 1 К.

Коефіцієнт тепловіддачі звичайно визначають експериментально, вимірюючи тепловий потік Q і різницю температур $\Delta t = t_c - t_p$ у процесі

тепловіддачі від поверхні відомої площі F . Потім за формулою $Q = \alpha F |t_c - t_p|$ розраховують α . При проектуванні апаратів (проведенні теплових розрахунків) за цією формулою визначають одне із значень Q , F або Δt . При цьому α знаходять за результатами узагальнення раніше проведених експериментів.

Коефіцієнт тепловіддачі α залежить від фізичних властивостей рідини й характеру її руху. Розрізняють природний і змушений рух (конvekцію) рідини. Змушений рух створюється зовнішнім джерелом (насосом, вентилятором, вітром). Природна конvekція виникає за рахунок теплового розширення рідини, нагрітої біля тепловідвідної поверхні в самому процесі теплообміну. Вона буде тим сильніше, чим більше різниця температур $\Delta t = t_c - t_p$ і **температурний коефіцієнт об'ємного розширення**:

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_{p=\text{const}} \quad (1.154)$$

де $v = 1/\rho$ - питомий об'єм рідини.

Для газів, які в більшості випадків приблизно можна вважати ідеальними, коефіцієнт об'ємного розширення можна одержати, скориставшись рівнянням Клапейрона:

$$\beta = 1/T \quad (1.155)$$

Температурний коефіцієнт об'ємного розширення краплинних рідин значно менше, ніж газів. У невеликому діапазоні змінювання температур, а виходить, і питомих об'ємів похідну в рівнянні $\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_{p=\text{const}}$ можна замінити відношенням кінцевих різностей параметрів холодної (з індексом «ж») і прогрітої (без індексів) рідини:

$$\beta \approx \frac{1}{v} \left(\frac{v - v_{жс}}{t - t_{жс}} \right) = \frac{\rho_{жс} - \rho}{\rho_{жс} (t - t_{жс})} \quad (1.156)$$

Різниця щільностей $\rho_{жс} - \rho = \beta \rho_{жс} (t - t_{жс})$ приводить до того, що на будь-який одиничної об'єм прогрітої рідини буде діяти піднімальна сила F_n , що дорівнює алгебраїчній сумі архімедяної сили, що виштовхує, $A = -\rho_{жс} \cdot g$ і сили ваги $G = \rho \cdot g$:

$$F_n = A + G = -g (\rho_{жс} - \rho) = -\beta \rho_{жс} (t - t_{жс}). \quad (1.157)$$

Прикордонний шар. Розглянемо процес тепловіддачі від потоку теплоносія до подовжньо омиваній їм пластині. Швидкість і температура потоку, що набігає, постійна й дорівнює $w_{жс}$ і $t_{жс}$.

Як ми вже відзначали, частки рідини, що безпосередньо стикаються з поверхнею, адсорбуються («прилипають»). Стикаючись із нерухомим шаром, гальмуються й більше вилучені від поверхні шари рідини. Зона потоку, у якій спостерігається зменшення швидкості ($w < w_{жс}$), спричинена грузлою взаємодією рідини з поверхнею, називається гідродинамічним прикордонним шаром. За межами прикордонного шару тече необурений потік. На початковій ділянці гідродинамічний шар дуже тонкий (у лобовій точці з координатою $x = 0$ товщина дорівнює нулю) і плин у ньому ламінарний - струмки рідини рухаються паралельно, не перемішуючись. При видаленні від лобової точки товщина прикордонного шару зростає. На деякій відстані ламінарний плин стає нестійким. У прикордонному шарі з'являються вихри (турбулентні пульсації швидкості). Поступово турбулентний режим плину поширюється майже на всю товщину гідродинамічного прикордонного шару. Лише біля самої поверхні пластини в турбулентному прикордонному шарі зберігається тонкий ламінарний, або грузлий, підшар, де швидкість невелика й сили в'язкості гасять турбулентні вихри.

Аналогічним образом здійснюється й теплова взаємодія потоку із пластиною. Частки рідини, «прилипли» до поверхні, мають температуру, рівну температурі поверхні t_c . Дотичні із цими частками шари рідини, що рухаються, охолоджуються, віддаючи їм свою теплоту. Від зіткнення із цими шарами охолоджуються наступні більші вилучені від поверхні шари потоку – так формуються тепловий прикордонний шари, у межах якого температура міняється від t_c на поверхні до $t_{жс}$ у необуреному потоці.

З видаленням від лобової точки кількість рідини, що охолоджується в пластині, збільшується, та товщина теплового прикордонного шару зростає. У загальному випадку товщини теплового й гідродинамічного шарів не рівні, але часто досить близькі один до одного, особливо в газах.

За ламінарним плином тепловий потік від рідини, що охолоджується в прикордонному шарі, переноситься до поверхні тільки за рахунок теплопровідності тобто $\alpha \sim \lambda/\delta_t$. Основний термічний опір зосереджено у тонкому ламінарному підшарі.

Щоб одержати аналітичне вираження для коефіцієнта тепловіддачі, необхідно інтегрувати систему диференціальних рівнянь, що описують рух рідини й перенос теплоти в ній. Навіть за істотних спрощень це можливо лише в окремих випадках при ламінарному плинні рідини, тому звичайно для одержання розрахункових залежностей прибігають до експериментального вивчення явища.

Числа подоби. Основні труднощі, що виникають при експериментальному дослідженні конвективного теплообміну, полягає в тім, що коефіцієнт тепловіддачі залежить від багатьох параметрів. Щоб зменшити їх кількість відповідно до теорії подоби поєднують у менше число змінними, названими числами подоби (вони безрозмірні).

Кожне з безрозмірних чисел має певний фізичний сенс. Їх прийнято позначати першими буквами прізвищ вчених, внісших істотний внесок у вивчення процесів теплопереноса й гідродинаміки, і називати на честь цих

учених.

Число Нуссельта: $\overline{Nu} = \overline{\alpha} l / \lambda$ являє собою безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі.

Число Рейнольдса: $Re = w_{ж} l / \nu$. Виражає відношення сил інерції (швидкісного напору) $F_i = \rho \cdot w_{ж}^2 / 2$ до сил грузлого тертя $F_{\mu} \sim \mu \cdot w_{ж} / l$.

При плинні рідини в трубах ламінарний режим на стабілізованій ділянці спостерігається до $Re = w \cdot d / \nu = 2300$, а за $Re > 10^4$ встановлюється розвинутий турбулентний режим (тут d – внутрішній діаметр труби).

Число Прандтля: $Pr = c \cdot \rho \cdot \nu / \lambda$. Складається з величин, що характеризують теплофізичні властивості речовини й власне кажучи саме є теплофізичною константою речовини. Значення числа Pr приводиться в довідниках.

У разі природної конвекції швидкість рідини в далечині від поверхні $w_{ж} = 0$ і відповідно $Re = 0$, але на тепловіддачу буде впливати піднімальна сила F_n .

Це приведе до появи іншого безрозмірного параметра - **числа Грасгофа:**

$Gr = g \cdot \beta (t_c - t_{ж}) l^3 / \nu^2$. Воно характеризує відношення піднімальної сили, що виникає внаслідок теплового розширення рідини, до сил в'язкості.

Масообмін. Більшість речовин, використовуваних у техніці, являє собою багатоконпонентні системи. Нафтопродукти й нафта - це суміш різних вуглеводнів. Тому багато процесів теплообміну супроводжуються переносом маси.

Якщо у деякій ізольованій системі втримується суміш компонентів зі спочатку неоднорідним розподілом концентрацій, то в ній виникає перенос маси компонентів суміші, що прагне до встановлення рівноважного (рівномірного) поля концентрацій.

Перенос речовини в суміші, обумовлений тепловим хаотичним рухом мікрочастинок речовини (молекул, іонів, атомів), називається молекулярною дифузією. Молекулярна дифузія внаслідок неоднорідного розподілу концентрацій у суміші називається концентраційною дифузією.

При переміщенні, тобто конвекції, маса компонента переноситься

макроскопічним елементами суміші. Перенос маси за рахунок спільної дії молекулярної дифузії й конвективного переносу речовини називається конвективним масообміном. Конвективний масообмін між рідкою (твердою) поверхнею й навколишнім середовищем називається масовіддачею. Щільність потоку маси при концентраційній дифузії визначають рівнянням, аналогічним рівнянню Н'ютона-Рихмана:

$$j_i = \rho \cdot \beta_M \cdot (m_{ic} - m_{io}), \quad (1.158)$$

де β_M - коефіцієнт масовіддачі, віднесений до різниці концентрацій речовини, що дифундує, м/с;

m_{ic} й m_{io} – концентрації речовини на поверхні масовіддачі й у навколишнім середовищі.

Потік маси від поверхні площею F визначають за формулою:

$$J_i = \rho \cdot \beta_M \cdot (m_{ic} - m_{io}) \cdot F. \quad (1.159)$$

Числа подоби конвективного масообміну. Дифузійне *число подоби*

Нуссельта $Nu_D = \frac{\beta_M \cdot L_o}{D}$. В науковій літературі його часто позначають як

число Шервуда $Sh = \frac{\beta_M \cdot L_o}{D}$, яке показує відношення дійсної щільності потоку

при масовіддачі до щільності потоку маси при чистій дифузії.

При конвективному масообміні замість теплового числа подоби Прандтля

Pr використовують дифузійне *число Прандтля* $Pr_D = \frac{\nu}{D}$, в науковій літературі

його часто позначають як *число подоби Шмідта* $Sc = \frac{\nu}{D}$. Цей критерій подоби

за певних умов є мірою подоби швидкісних і концентраційних полів у потоці.

За наявності фазового переходу використовують число подоби

$$K = \frac{r}{C \cdot \Delta t}, \quad (1.160)$$

де r - теплота фазового переходу;

C – теплоємність, Дж/(кгК);

Δt - різниця температур фазового переходу й дійсної температури в процесі, °С.

Число K є мірою відносини теплового потоку, що йде на фазове перетворення речовини, до теплоти перегрівання (переохолодження) однієї з фаз. Окрім того, використовуються відомі критерії подоби Re й Gr .

У загальному випадку за стаціонарним процесом конвективний масообмін описується рівнянням подоби:

$$Sh = C \cdot Re^{i_w} \cdot Sc^\gamma \cdot \left(\frac{d_g}{D_p} \right)^\delta \cdot \left(\frac{P_i}{P} \right)^{i_{P_i}}. \quad (1.161)$$

Невідомі коефіцієнти C , i_w , γ , δ , i_{P_i} визначаються на основі експерименту.

1.2.7 Теплообмін випромінюванням

Основні визначення. Теплове випромінювання є результатом перетворення внутрішньої енергії тіл на енергію електромагнітних коливань.

Теплове випромінювання як процес поширення електромагнітних хвиль характеризується довжиною хвилі λ і частотою коливань $\nu = c/\lambda$, де c – швидкість світла (у вакуумі $c = 3 \cdot 10^8$ м/с).

Тепловий потік, випромінюваний на всіх довжинах хвиль із одиниці поверхні тіла в усіх напрямках, називається поверхневою щільністю потоку інтегрального випромінювання E , Вт/м².

Частина енергії випромінювання $E_{над}$, що падає на тіло, поглинається (E_a), частина відбивається (E_R) і частково проникає крізь нього (E_D).

Таким чином,

$$E_a + E_R + E_D = E_{над}. \quad (1.162)$$

Це рівняння теплового балансу можна записати в безрозмірній формі:

$$A + R + D = 1 \quad (1.163)$$

де A - коефіцієнт поглинання;

R - коефіцієнт відбиття,

D - коефіцієнт пропущення.

Тіло, що поглинає все падаюче на нього випромінювання, називається абсолютно чорним. Для цього тіла $A = 1$. Тіла для яких $A < 1$ і не залежить від довжини хвилі падаючого випромінювання, називаються сірими. Для абсолютно білого тіла $R = 1$, для абсолютно прозорого $D = 1$.

Сума потоків власного й відбитого тілом випромінювання називається його ефективним випромінюванням:

$$E_{ef} = E + R E_{над}. \quad (1.164)$$

Сумарний процес взаємного випущення, поглинання, відбиття й пропущення енергії випромінювання у системах тіл називається променистим теплообміном.

Поверхнева щільність потоку інтегрального випромінювання абсолютно чорного тіла залежно від його температури описується законом Стефана-Больцмана:

$$E_0 = \sigma_0 \cdot T^4, \quad (1.165)$$

де $\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – постійна Стефана-Больцмана.

Для технічних розрахунків закон Стефана-Больцмана звичайно записують у вигляді:

$$E_0 = C_0 \cdot (T/100)^4, \quad (1.166)$$

де $C_0 = \sigma_0 \cdot 10^8 = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Тіла, з якими ми маємо справу на практиці, випромінюють менше теплової енергії, чим абсолютно чорне тіло за тієї же температури.

Відношення поверхневої щільності потоку власного інтегрального випромінювання E даного тіла до поверхневої щільності потоку інтегрального випромінювання E_0 абсолютно чорного тіла при тій же температурі називається ступенем чорності цього тіла:

$$\varepsilon = E/E_0. \quad (1.167)$$

Ступінь чорності (мінється для різних тіл від нуля до одиниці залежно від матеріалу, стану поверхні й температури. Використовуючи поняття ступеня чорності, можна записати закон Стефана-Больцмана для реального тіла:

$$E = \varepsilon \cdot E_0 = \varepsilon \cdot C_0 (T/100)^4 = C \cdot (T/100)^4. \quad (1.168)$$

де $C = \varepsilon \cdot C_0$ – коефіцієнт випромінювання реального тіла, Вт/(м²·К⁴).

Теплообмін випромінюванням системи тіл у прозорому середовищі.

Розглянемо теплообмін між двома одиничними поверхнями, зверненими одна до одної з невеликим зазором, причому $T_1 > T_2$. У цій системі E_1 – енергія власного випромінювання першого тіла на друге, E_2 – другого на перше. Через малу відстань між ними практично все випромінювання кожної з розглянутих поверхонь попадає на протилежну. Скористаємося поняттям ефективного випромінювання E_{ef} , представленого співвідношенням

$$E_{ef} = E + R E_{пад}. \quad (1.169)$$

Для непрозорого тіла ($D = 0$ й $R = 1 - A$) вираження (1.169) запишеться у вигляді

$$E_{ef} = E + E_{пад} (1 - A). \quad (1.170)$$

Кожне з розглянутих тіл має ефективне (повне) випромінювання, відповідно E_{ef1} й E_{ef2} . Для першого тіла E_{ef2} є падаючим випромінюванням, тому

$$E_{ef1} = E_{ef1} + E_{ef2} (1 - A_1) \quad (1.171)$$

Аналогічно для першого тіла

$$E_{ef2} = E_{ef2} + E_{ef1} (1 - A_2) \quad (1.172)$$

Щільність результуючого теплового потоку від першого тіла на друге дорівнює

$$q_{1,2} = E_{ef1} - E_{ef2} \quad (1.173)$$

Підставляючи знайдені зі спільного рішення рівнянь вираження E_{ef1} й E_{ef2} у формулу (1.173) одержуємо

$$q_{1,2} = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 A_2} \quad (1.174)$$

Замінімо величини E_1 й E_2 за формулою $E = \varepsilon \cdot E_0 = \varepsilon \cdot C_0 (T/100)^4 = C (T/100)^4$. Тоді

$$q_{1,2} = \frac{A_2 \varepsilon_1 C_0 (T_1/100)^4 - A_1 \varepsilon_2 C_0 (T_2/100)^4}{A_1 + A_2 - A_1 A_2} \quad (1.175)$$

Будемо вважати що ступінь чорності обох поверхонь не міняється в діапазоні температур від T_1 до T_2 . Отже за законом Кирхгофа $A_1 = \varepsilon_1$ й $A_2 = \varepsilon_2$. Заміняючи A на ε і виносячи $\varepsilon_1 \varepsilon_2 C_0$, одержуємо:

$$q_{1,2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} \times c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.176)$$

Величина $\frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} = \varepsilon_{\text{ін}}$ називається *наведеним ступенем чорності*

системи тіл. З обліком $\varepsilon_{\text{ін}}$ і вираження $q_{1,2} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} \times c_0 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$

формула для повного паливного потоку записується у вигляді

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{np} C_0 F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (1.177)$$

де F - площа теплообмінної поверхні однакова в нашому випадку для обох тіл.

$$\text{З } \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1} = \varepsilon_{\text{ін}} \text{ видно, що } \varepsilon_{\text{ін}} \text{ мінняється від нуля до одиниці,}$$

залишаючись завжди менше ε_1 й ε_2 .

Відповідно до формули (1.177) повний потік теплоти, переданий випромінюванням від гарячого тіла більш холодному, пропорційний поверхні тіла, наведеного ступеня чорності й різниці четвертих ступенів абсолютних температур тіл.

На практиці часто спостерігається одна теплообмінна поверхня повністю охоплювана іншою. У відмінності від теплообміну між близько розташованими поверхнями з рівними площами тут лише частина випромінювання поверхні F_2 попадає на F_1 . Інша енергія сприймається самою же поверхнею F_2 . Тепловий потік, переданий випромінюванням від внутрішнього тіла до зовнішнього, можна також визначити за формулою (1.177) якщо замість F підставити поверхню меншого тіла F_1 , а ступінь чорності системи визначити за формулою:

$$\varepsilon_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}, \quad (1.178)$$

ε - ступінь чорності, %.

У разі теплообміну між довільними тілами кожне з них випромінює на інше лише частину енергії, випромінюваної їм в усіх напрямках; інша енергія розсіюється в просторі або попадає на інші тіла. У цьому разі до розрахункової

формули вводиться поправочний коефіцієнт, названий коефіцієнтом опромінення тіла $\varphi_{1,2}$ і враховуючу частку випромінювання першого тіла, що сприймається другим тілом.

Таким чином, теплообмін між двома довільно розташованими тілами може бути розрахований за формулою

$$Q_{1,2} = \varphi_{1,2} \varepsilon_{np} C_0 F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]. \quad (1.179)$$

Перенесення променистої енергії в поглинаючому й випромінюючому середовищі. Продукти згоряння палив являють собою суміш декількох газів. Різні гази мають різну здатність випромінювати й поглинати енергію. Одно- і двохатомні гази (кисень, азот й ін.) практично прозорі для теплового випромінювання. Значною здатністю випромінювати й поглинати енергію випромінювання володіють багатоатомні гази: діоксиди вуглецю й сірки, водяна пара, аміак й інші. Найбільший інтерес подають відомості про випромінювання діоксиду вуглецю й водяної пари, що утворюються під час згоряння палив. Інтенсивністю їхнього випромінювання в основному визначається теплообмін розпечених газоподібних продуктів згоряння з обігрітими тілами, що, у топленнях.

З ростом температури, коли максимум випромінювання зміщується в область коротких хвиль, ступінь чорності зменшується. Оскільки ступінь чорності газу ε_r істотно залежить від температури, «закон четвертого ступеня» Стефана-Больцмана строго не виконується. Так, щільність чорності потоку $E_{H_2O} \sim T^3$, а $E_{CO_2} \sim T^{3.5}$.

Випромінювання газів носить об'ємний характер. Здатність газу випромінювати енергію змінюється залежно від щільності й товщини газового шару. Чим вище щільність випромінюючого компонента газової суміші, визначається парціальним тиском p , і чим більше товщина шарового газу l , тим

більше молекул бере участь у випромінюванні й тим вище його випромінювальна здатність і коефіцієнт поглинання. Тому ступінь чорності газу ϵ_r звичайно представляють у вигляді залежності від добутку pl або приводять у номограмах. Оскільки смуги випромінювання диоксида вуглецю й водяних пар не перекриваються, ступінь чорності утримуючого їхнього топкового газу в першому наближенні можна вважати за формулою:

$$\epsilon_r = \epsilon_{\text{CO}_2} + \epsilon_{\text{H}_2\text{O}}. \quad (1.180)$$

Випромінювання чистих газів перебуває в інфрачервоній частині спектра. Наявні в продуктах згоряння розпечені тверді частки надають полум'ю видиме фарбування, та його ступінь чорності може бути великим, досягаючи значень 0,6...0,7. Основна кількість теплоти в топленнях передається випромінюванням полум'я.

1.3 ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ

1.3.1 Типи теплообмінних апаратів

Теплообмінний апарат (теплообмінник) - пристрій, в якому здійснюється теплообмін між двома теплоносіями, що мають різні температури.

Найчастіше в теплообмінних апаратах (ТОА) здійснюється передача теплоти від одного теплоносія до іншого, тобто нагрівання одного теплоносія відбувається за рахунок охолодження іншого.

Теплообмінники із двома теплоносіями за принципом дії підрозділяються на три основні групи:

- рекуператори;
- регенератори;
- змішувальні теплообмінники.

1. Рекуперативні ТОВА - апарати, у яких теплота від одного теплоносія до іншого передається через поділяючу їх стінку. До цього типу належить більшість теплообмінників різних конструкцій.

Стінка, що обмивається по обидва боки теплоносіями, називається робочою поверхнею теплообмінника. Вона виконується з матеріалу з гарною теплопровідністю (міді, сталі, латуні, сплавів алюмінію й т.д.).

Найпоширенішими є трубчасті теплообмінники, у яких один теплоносій рухається в трубах, а інший в міжтрубному просторі. У таких ТОВА гарячий і холодний теплоносіїв не контактують, тому можна використати найрізноманітніші їхні сполучення.

Рекуперативні теплообмінники підрозділяються залежно від напрямку руху теплоносіїв на:

- прямоточні - якщо теплоносії рухаються в однаковому напрямку (рис.1.26, а);
- протivotочні - якщо теплоносії рухаються в протилежному напрямку (рис.1.26, б);
- з перехресним струмом - якщо теплоносії рухаються у взаємно перпендикулярних напрямках (рис.1.26, в). Можливий багаторазовий перехресний струм (рис.1.26, г).

На практиці зустрічаються більш складні схеми руху теплоносіїв, що включають різні комбінації основних.

До рекуперативних теплообмінників можна віднести також теплообмінники із проміжним теплоносієм.

2. Регенеративні ТОВА - апарати, у яких поверхня нагрівання періодично обмивається то гарячим, то холодним теплоносієм (рис. 1.27).

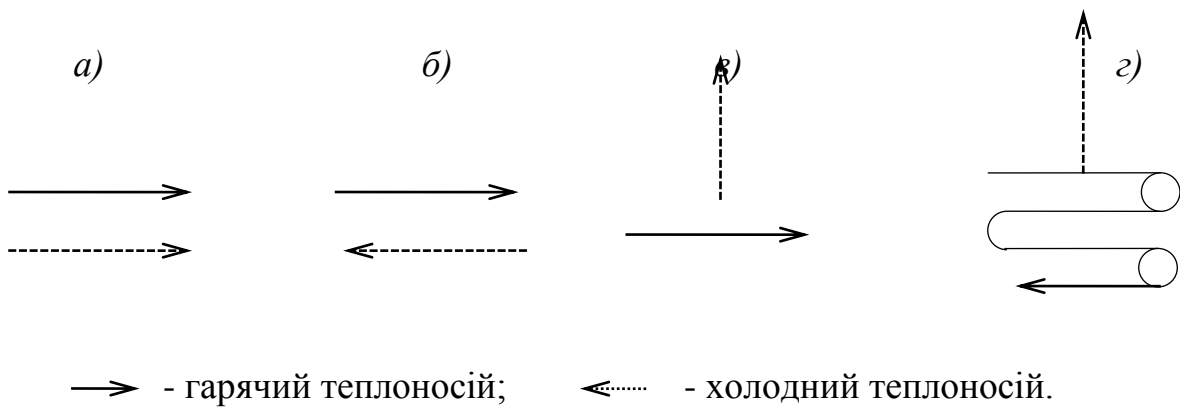


Рисунок 1.26 - Схеми руху теплоносіїв

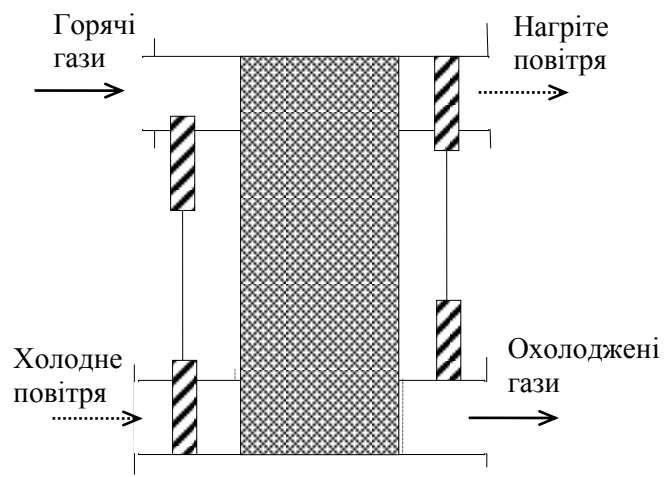


Рисунок 1.27- Регенеративний підігрівач повітря періодичної дії з перемиканням потоків, що рухаються через насадку

В регенеративних теплообмінниках гарячий і холодний теплоносії контактують з однією і тією ж поверхнею по чергову. Теплота накопичується в акумулюючому пристрої (наприклад, у насадці) при контакті з гарячим теплоносієм і віддається при контакті з холодним, як, наприклад, в кауперах (повітрянагрівачах) доменних печей.

Як поверхня нагрівання в таких теплообмінних апаратах використовується твердий, достатній масивний матеріал (цегли, різні засипання, листи металу). Режим роботи генераторів у відмінності від рекуператорів нестационарний, періодичний .

Регенератори й рекуператори за способом передачі теплоти ставляться до поверхневих теплообмінників.

3. Змішувальні ТОВА - апарати, у яких передача теплоти здійснюється при безпосередньому змішуванні гарячого та холодного середовищ. Вони прості й компактні. Використовуються змішувальні теплообмінники для теплоносіїв, що легко розділяються, їх ретельно перемішують, рідини розприскують або розбивають на дрібні струмені.

Теплообмінники застосовуються в технологічних процесах металургійної, нафтопереробної, нафтохімічної, хімічної, атомної, холодильної, газової та інших галузях промисловості, в енергетиці та комунальному господарстві.

Від умов застосування залежить конструкція теплообмінника. Існують апарати, в яких одночасно з процесами теплообміну протікають і суміжні процеси, такі як фазові перетворення, наприклад, конденсація, випар, змішання. Такі апарати мають свої найменування: конденсатори, випарники, градирні, конденсатори змішання. Із всіх типів теплообмінників найбільш широке поширення одержали рекуперативні.

1.3.2 Паливо для енерготехнологічних апаратів

У багатьох енерготехнологічних апаратах в якості джерела енергії використовується органічне паливо (може також вживатися електроенергія або атомне паливо, альтернативні види енергії - сонячна, вітрова тощо). Розглянемо основні характеристики палива.

Теплота згорання - це кількість теплоти, що виділилася при повному згоранні масової (для твердих і рідких речовин) або об'ємної (для газоподібних) одиниці речовини. Вимірюється в кДж (МДж) на 1 кг, м³ або кмоль [3].

Розрізняють нижчу і вищу теплоту згорання. **Нижча теплота згорання** $Q_{н}^p$ - кількість тепла, що виділяється при повному згоранні одиниці об'єму або одиниці маси палива за нормальних умов без урахування теплоти конденсації водяної пари продуктів згорання газу. **Вища теплота згорання** $Q_{в}^p$ враховує це тепло. Частіше застосовується нижча теплота. Зв'язок між ними, якщо вони вимірюються у МДж/кг [3]:

$$Q_{н}^p = Q_{в}^p - 0,2512(9H^p + W^p), \quad (1.181)$$

де H^p - вміст водню в паливі, мас. %;

W^p - вологість палива, мас. %.

Теплота згорання може визначатися на робочу масу палива (тобто на всю) – $Q_{н}^p$, або $Q_{в}^p$, на суху $Q_{н}^c$, без урахування вологи і на горючу, без урахування вологи і золи, $Q_{н}^r$.

Позначимо вміст золи A . Тоді перерахунок з робочою маси на суху і горючу здійснюється за рівняннями:

$$K^c = K^p \frac{100}{100 - W^p}; \quad (1.182)$$

$$K^r = K^p \frac{100}{100 - A^p - W^p}, \quad (1.183)$$

де K^p – вміст компоненту у робочій масі, %;

K^c – вміст компоненту у сухій масі, %;

K^r – вміст компоненту у горючій масі, %;

A^p - вміст золи в робочій масі, %.

Теплоту згорання твердого або рідкого палива розраховують за формулою Менделєєва, МДж / кг:

$$Q_H^p = 0,34C^p + 1,035H^p - 0,109(O^p - S_{г^p}) - 0,025 W^p, \quad (1.184)$$

де $S_{г^p}$ – вміст у паливі летючої сірки, що входить у склад органічних сполук і сірчаного колчедану, %;

C^p – вміст вуглецю, %;

O^p – вміст кисню, %.

Теплоту згорання газоподібного палива визначають за об'ємним складом, % і теплоті згорання компонентів, де хімічні формули компонентів позначають їх вміст у газі (об. %), МДж/м³:

$$Q_H^p = 0,358CH_4 + 0,64C_2H_6 + 0,915C_3H_8 + 1,19C_4H_{10} + 1,465C_5H_{12} + \\ + 0,591C_2H_4 + 0,866C_3H_6 + 0,1265CO + 0,1075H_2 + 0,234H_2S \quad (1.185)$$

У таблиці 1.2 наведена нижча теплота згорання для деяких палив.

Визначення витрат повітря та кількості продуктів згорання. Ці значення розраховують на 1 кг твердого або рідкого і на 1 м³ газоподібного палива.

Теоретичні витрати повітря (тобто витрати згідно хімічної реакції горіння) *при спалюванні твердого або рідкого палива*, м³/кг:

$$V^0 = 0,0889(C^p + 0,375S_{г^p}) + 0,345H^p - 0,043O^p. \quad (1.186)$$

Таблиця 1.2 – Нижча робоча теплота згоряння палива [3]

Тверде і рідке паливо	Нижча робоча теплота згоряння	Газоподібне паливо	Нижча робоча теплота згоряння
Бензин	44...46	Бутан	118
Гас	43	Водень	10,8
Деревина свіжа	10	Доменний газ	3...4,5
Деревина суха	14...20	Етан	63,75
Кам'яний вугіль	18 ... 28	Коксовий газ	16
Кокс	18	Метан	35,82
Мазут	41..42	Природний газ	32...36
Папір	13,4	Пропан	91,1
Торф	14	Оксид вуглецю	12,64
		Сірководень	23,4

Теоретичні витрати повітря при спалюванні газоподібного палива, м³/кг:

$$V^0 = 0,0476(0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \Sigma(m + \frac{n}{4})C_mH_n - O_2). \quad (1.187)$$

Величина V^0 являє собою мінімально необхідну кількість повітря для забезпечення повного згорання 1 кг (м³) палива за умови, що весь кисень повітря і кисень, що міститься у паливі, будуть використані при горінні [3].

Реально таких умов досягти важко, тому повітря для горіння подається у більшій кількості порівняно з теоретичною. Відношення дійсної кількості повітря, що подається до топки, до теоретично необхідного називається *коефіцієнтом надлишку повітря*:

$$\alpha = \frac{V_D}{V^0}, \quad (1.188)$$

де V_D - дійсна кількість повітря, що подається до топки, м³;

V^0 - теоретично необхідна кількість повітря, м³.

Значення α залежить від виду палива, способу спалювання і конструкції топки, воно, як правило, коливається у межах 1,02...1,05 [3].

Склад і кількість продуктів згорання. Продукти повного згорання палива при $\alpha=1$ містять CO₂, SO₂, H₂O, N₂. Водяна пара у продуктах згорання утворюється при спалюванні водню або компонентів палива, що містять водень, при випаровуванні вологи палива та вноситься вологим повітрям. Азот потрапляє у продукти згорання з повітря і палива (якщо він там є). У продуктах згорання також присутні інші компоненти повітря – аргон, криптон, ксенон тощо, але їх вміст незначний і їм нехтують.

Якщо $\alpha < 1$, у продуктах згорання буде присутнє надлишкове повітря, тобто додаткова кількість азоту і кисню.

Знайдемо теоретичні об'єми продуктів згорання твердого палива, м³/кг.
Об'єм CO₂:

$$V_{CO_2} = 0,0187C^p. \quad (1.189)$$

Об'єм двооксиду сірки:

$$V_{SO_2} = 0,00701 S_n^p. \quad (1.190)$$

Часто ці два компоненти об'єднують у формулі для трьохатомних газів:

$$V_{RO_2} = 0,0187C^p + 0,00701 S_n^p. \quad (1.191)$$

Теоретичний об'єм водяної пари:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,24W_\phi + 0,0161V^0, \quad (1.192)$$

де H^p - кількість пари, що утворилася при згоранні палива, м³;

W^p – вологість палива, %;

W_ϕ – витрати пари (враховують тільки при застосуванні пари для розпилення мазуту), кг/кг;

V^0 - вологовміст повітря (звичайно приймається 13 г/кг).

Теоретичний об'єм азоту:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,008N^p. \quad (1.193)$$

Якщо $\alpha > 1$, дійсні об'єми компонентів продуктів згорання складуть:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161V^0 (\alpha - 1), \quad (1.194)$$

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + 0,79V^0 (\alpha - 1), \quad (1.195)$$

$$V_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1). \quad (1.196)$$

Об'єм трьохатомних газів не залежить від коефіцієнту α .

Сумарний об'єм продуктів повного згорання:

$$V_{3Г} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + 1,016V^0 (\alpha - 1), \quad (1.197)$$

Для газоподібного палива теоретичний і дійсний об'єми азоту знаходяться за формулами (1.128) і (1.130). Теоретичний об'єм трьохатомних газів:

$$V_{RO2} = 0,01(CO_2^H + CO + H_2S + \Sigma m C_m H_n) \quad (1.198)$$

де CO_2^H - вміст двооксиду вуглецю в паливі, %.

Теоретичний об'єм водяної пари:

$$V_{H_2O}^0 = 0,01(H_2S + H_2 + \Sigma(\frac{n}{2} C_m H_n) + 0,124d). \quad (1.199)$$

При $\alpha > 1$ дійсні об'єми знаходять за формулами (1.194), (1.195), (1.196), (1.197).

Позначимо витрати палива B , кг/с (m^3/c). Тоді витрати повітря на спалювання палива, кг/с (m^3/c):

$$Q_{\Pi} = BV_{\Pi} \quad (1.200)$$

Витрати продуктів згорання, m^3/c :

$$Q_{зг} = B V_{зг} \quad (1.201)$$

1.3.3 Котлові установки

Комплекс пристроїв, призначених для одержання водяної пари або гарячої води підвищеного тиску за рахунок теплоти, виділяємої при спалюванні палива або підвідної від сторонніх джерел (звичайно з горючими газами), називають **котлами**. Вони діляться відповідно на котли парові й котли водогрійні. котли, що використовують (тобто що утилізують) теплоту газів, що

відходять із печей, або інших основних і побічних продуктів різних технологічних процесів, називають **котлами-утилізаторами**.

З метою забезпечення стабільної й безпечної роботи котла його постачають допоміжним устаткуванням, що служить для підготовки й подачі палива, повітря, очищення й подачі води, відводу продуктів згорання і їхніх очищень від золи й токсичних домішок, видалення золошлакових залишків.

Комплекс пристроїв, що включає в себе котел і допоміжне устаткування, називають **котловою установкою**.

Котлова установка складається з котлоагрегату (котла) та допоміжного обладнання: газо- і повітропроводів, трубопроводів пари і води з арматурою, тягодуттєвих пристроїв та ін..

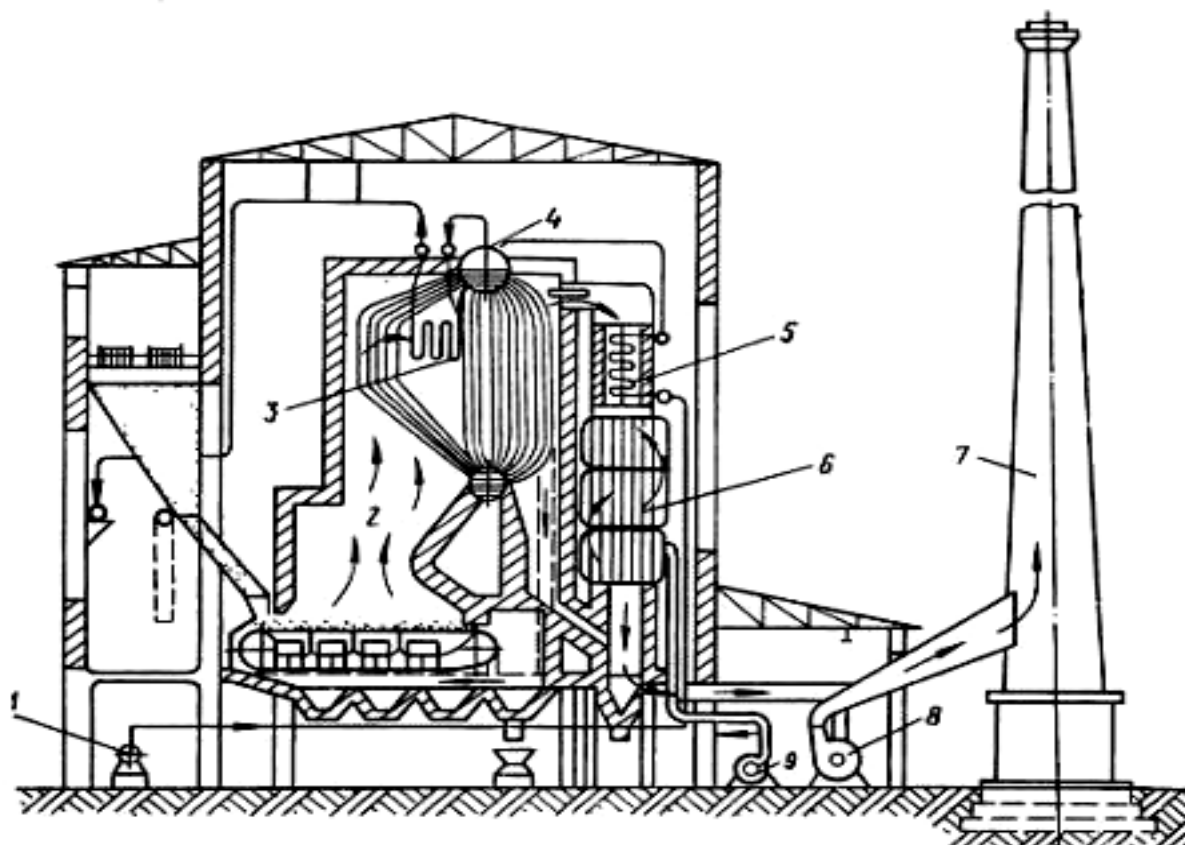
Головними частинами котлоагрегату є топка і газоходи, в яких розміщені пароперегрівач, водяний економайзер, повітропідігрівник, що сприймають теплоту продуктів згорання палива. Елементи котла спираються на його каркас і захищені від втрат теплоти обмурівкою котла, футеровкою та ізоляцією.

Котли застосовують на ТЕС (енергетичні) для постачання пари для турбін, в промислових та опалювальних котельнях для вироблення пари та гарячої води на технологічні і опалювальні потреби. Паровий котел призначений для вироблення пари, водогрійний - гарячої води [6].

Конструкція котлоагрегату залежить від його призначення, виду і способу спалювання застосовуваного палива (рис. 1.28, 1.29), теплопродуктивності, від тиску і температури пари, що виробляється.

У *топці* котла відбуваються згорання палива і часткове охолодження продуктів згорання в результаті променистого теплообміну між нагрітими газами і трубами, що покривають стіни топки, по яких циркулює пароводяна суміш або нагрівається вода. Система цих труб називається топковим екраном. На виході з топки гази мають температуру близько 1000 °С. [6]

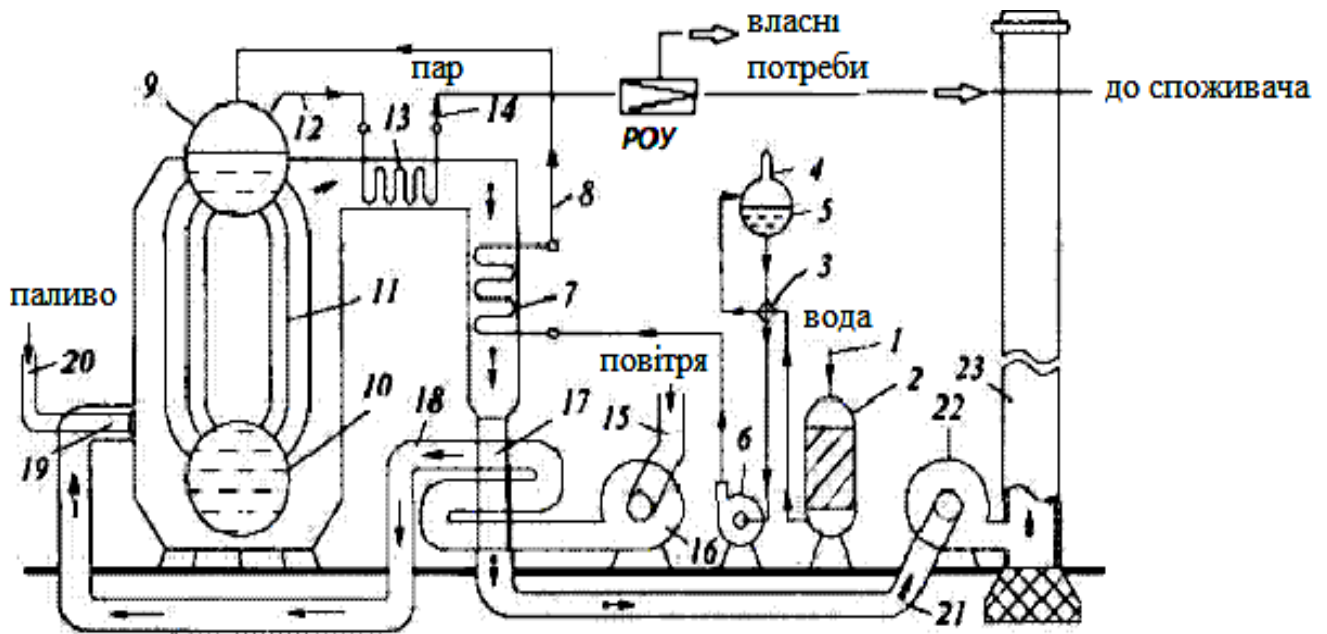
Далі по ходу газів встановлюють пароперегрівачі і конвективні поверхні нагрівання, розміщують водяний економайзер і повітропідігрівник.



- 1 – живильний насос; 2 – топка; 3 – екрани з труб; 4 – барабан-сепаратор;
 5 – водяний економайзер; 6 – повітропідігрівник; 7 – димова труба;
 8 – димосос; 9 – дуттєвий вентилятор для подачі повітря

Рисунок 1.28 – Котельна установка, що працює на твердому паливі

Гази (залежно від виду палива, що спалюється) охолоджуються до температури 130-170 °С. Після котлоагрегату гази, пройшовши пристрої очищення від золи і в деяких випадках від сірки, викидаються димарем в атмосферу. Тверді продукти згоряння палива видаляються через системи золо- і шлаковидалення. Для підтримки поверхонь нагріву в чистоті передбачають комплекс обмивальних і обдувочних апаратів котлів, що періодично включаються, дробоочищувальній установки і пристроїв для вібраційного очищення котла.



1 – подача живильної води; 2 – фільтр; 3 –зворотний клапан; 4 – деаератор для видалення розчиненого у воді повітря; 5 – вода у деаераторі; 6 – живильний насос; 7 - водяний економайзер; 8 – подача підігрітої води до барабану; 9 – верхній барабан; 10 – нижній барабан; 11 – топінні екрани; 12 – подача пари до пароперегрівачу; 13 – пароперегрівач; 14 – подача перегрітої пари; 15 – подача повітря; 16 – вентилятор; 17 – повітропідігрівник; 18 – подача підігрітого повітря; 19 – пальник або форсунка; 20 – подача палива; 21 – газохід димових газів; 22 – димосос; 23 – димова труба.

РОУ – редуційна установка для зниження параметрів пари до необхідних.

Рисунок 1.29 – Котельня установка, що працює на рідкому або газовому паливі

За характером руху робочого середовища котельні агрегати бувають з багаторазовою природною або примусовою (за допомогою насосів) циркуляцією і прямоточні.

Тепловий баланс парового котла. Коефіцієнт корисної дії. *Тепловий баланс* котельного агрегату встановлює рівність між кількістю теплоти, що поступає до агрегату і її витратами. Тепловий баланс складається на 1 кг твердого або рідкого палива або на 1 м³ газоподібного.

Рівняння теплового балансу для сталого теплового стану агрегату записують так:

$$Q_p^p = Q_l + \Sigma Q_n, \quad (1.202)$$

де Q_p^p - теплота, яку маємо, кДж/кг (кДж/м³);

Q_l - корисно використана теплота, кДж/кг (кДж/м³);

ΣQ_n - втрати теплоти, кДж/кг (кДж/м³).

Ліва частина рівняння (1.137) показує приход тепла, вона є сумою таких частин:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_T + Q_B + Q_{нар}, \quad (1.203)$$

де Q_T - фізична теплота 1 кг або 1 м³ палива, кДж/кг (кДж/м³);

Q_B - фізична теплота повітря, що вноситься на 1 кг (м³) палива, кДж/кг (кДж/м³);

$Q_{нар}$ - теплота, що вноситься в топку з дуттєвою (форсунковою) парою на одиницю палива, кДж/кг (кДж/м³).

Теплота Q_B враховується, коли повітря нагрівається поза котельного агрегату, або не нагрівається зовсім. Коли повітря нагрівається тільки у повітропідігрівнику, ця теплота не враховується, тому що вона повертається до топки. Теплота $Q_{нар}$ враховується, коли застосовується водяна пара для розпилення, наприклад, мазуту.

Теплота Q_1 , сприйнята водою й паром в казані, може бути визначена з рівняння

$$Q_1 = \frac{1}{B} D(h_{п.е.} - h_{п.в.}) \quad (1.204)$$

де $h_{п.е.}$ й $h_{п.в.}$ - ентальпії перегрітої пари й живильної води, кДж/кг.

$$B = \frac{D(h_{п.е.} - h_{п.в.})}{\eta_k Q_i'} \quad \text{- витрата палива, кг;}$$

D – паропроодуктивність, кг/с.

Величина η_k взята у частках одиниці.

Втрати теплоти є сумою таких складових:

$$\Sigma Q_n = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (1.205)$$

де Q_2 - втрати теплоти з газами, що відходять (димовими), кДж/кг (кДж/м³);

Q_3 - втрати від хімічного недопалу, кДж/кг (кДж/м³);

Q_4 - втрати від механічного недопалу, кДж/кг (кДж/м³);

Q_5 - втрати теплоти в навколишнє середовище через огорожувальні конструкції котла, кДж/кг (кДж/м³);

Q_6 - втрати з фізичної теплою шлаку, кДж/кг (кДж/м³).

Втрати тепла Q_3 мають місце при неповному згорання палива. Наприклад, якщо частина вуглецю палива згорає не до CO_2 , а до CO , тепла при цьому утвориться декілька менше. Втрати Q_4 характерні для твердого палива, коли не всі його куски згорають повністю.

Прирівнюючи прибуткову і витратну частини, одержуємо:

$$Q_H^p + Q_T + Q_B + Q_{нар} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (1.206)$$

Якщо праву частину рівняння розділити на Q_p^p і помножити на 100%, отримаємо інший вид рівняння теплового балансу:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100\%, \quad (1.207)$$

де q_1 - к.к.д. установки «брутто», який не враховує витрати енергії на обслуговування самої котельної установки, %. Враховує ці витрати к. к. д. «нетто». Для сучасних котлів к. к. д. «брутто» становить 80...96%. Чим більше потужність котла, тим більше значення q_1 . Для котлів, що працюють на природному газі, к. к. д. «брутто» більше, ніж у котлів, що працюють на твердому паливі [6];

q_2 - найбільші теплові втрати котельної установки, вони лежать у межах 4...12% [6]. Значення q_2 залежать від потужності котла (чим потужніший котел, тим менше q_2), палива і ефективності утилізації тепла і можуть бути розраховані за рівнянням:

$$q_2 = \frac{(I_B - \alpha I_{хп})(100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (1.208)$$

де I_B – ентальпія газів, що відходять, Дж/кг;

$I_{хп}$ - ентальпія холодного повітря на вході в котлоагрегат, Дж/кг.

q_3 - теплові втрати котельної установки, що залежать від способу спалювання палива; $q_3 = 0...1\%$ - при спалюванні твердого палива; $q_3 = 0,15\%$ - при спалюванні газу чи мазуту з малим надлишком повітря ($\alpha \leq 1,05$); якщо $\alpha > 1,05$, $q_3 = 0\%$; при спалюванні суміші газів з різною

теплотою згорання $q_3 = 0,5\%$ [6];

q_4 - втрати від механічного недопалу, які характерні для твердого палива. Можуть досягати при спалюванні пиловидного палива: 5% - для антрациту, для кам'яного вугілля – 1...2%, для торфу – 0,5%. При спалюванні кускового палива ці втрати складають 1...10%. При спалюванні газу або мазуту $q_4 \approx 0\%$ [6];

q_5 - втрати тепла, які зменшуються з ростом потужності котла; $q_5=0,4...4\%$. Для котлів малої паропродуктивності до 2,9 кг/с - $q_5=2...4\%$, до 16,7 кг/с - $q_5=1...2\%$, при більшій паропродуктивності $q_5=0,4...1\%$ [6];

q_6 - втрати, які мають місце тільки при спалювання твердого палива; $q_6=0...0,5\%$. При застосуванні рідкого шлаковидалення вони більше, ніж при твердому [6].

1.3.4 Парові турбіни

Парова турбіна - тепловий двигун, в якому енергія пари перетворюється в механічну роботу. Парова турбіна складається з двох основних частин. Ротор з лопатками - рухома частина турбіни. Статор з соплами - нерухома частина.

У лопатковому апараті парової турбіни потенційна енергія стисненої і нагрітої водяної пари перетворюється в кінетичну, яка в свою чергу перетворюється в механічну роботу - обертання валу турбіни.

Пар від парового котельного агрегату надходить через направляючі апарати на криволінійні лопатки, закріплені по колу ротора, і діючи на них, призводить ротор в обертання.

Парова турбіна є одним з елементів паротурбінної установки (ПТУ). Парова турбіна і електрогенератор складають турбоагрегат.

По напрямку руху потоку пари розрізняють аксіальні парові турбіни, у яких потік пари рухається уздовж осі турбіни, і радіальні, напрямком потоку пари в яких перпендикулярний, а робочі лопатки розташовані паралельно осі обертання.

За кількістю циліндрів турбіни підрозділяють на одноциліндрові, двох-трьох-, чотирьох- та п'ятициліндрові. Багатоциліндрові турбіна дозволяє використовувати великі теплові перепади ентальпії, розмістивши велике число ступенів тиску, застосувати високоякісні матеріали у частинах високого тиску і роздвоєння потоку пари в частинах середнього та низького тиску. Така турбіна виходить більш дорогою, важкою і складною. Тому багатокорпусні турбіни використовуються в потужних паротурбінних установках.

За кількістю валів розрізняють одновальні, двохвальні, рідше трьохвальні, пов'язаних спільністю теплового процесу або загальною зубчастою передачею (редуктором). Розташування валів може бути як коаксіальним, так і паралельним з незалежним розташуванням осей валів.

Нерухому частину - корпус (статор) - виконують рознімної в горизонтальній площині для можливості виїмки або монтажу ротора. У корпусі є виточки для установки діафрагм, роз'їм яких збігається з площиною роз'їму корпусу турбіни. По периферії діафрагм розміщені соплові канали (решітки), утворені криволінійними лопатками, залитими в тіло діафрагм або привареними до нього.

У місцях проходу вала крізь стінки корпусу встановлені кінцеві ущільнення для попередження витоків пари назовні (з боку високого тиску) і засмоктування повітря в корпус (з боку низького тиску). Ущільнення встановлюють в місцях проходу ротора крізь діафрагми щоб уникнути перетоків пари з рівня в рівень в обхід соплів.

На передньому кінці вала встановлюється граничний регулятор (регулятор безпеки), що автоматично зупиняє турбіну при збільшенні частоти обертання на 10-12% понад номінальну [7].

Залежно від характеру теплового процесу парові турбіни поділяються на 3 основні групи:

- конденсаційні - без регульованих (з підтриманням тиску) відборів пари;
- теплофікаційні - з регульованими відборами;
- турбіни спеціального призначення.

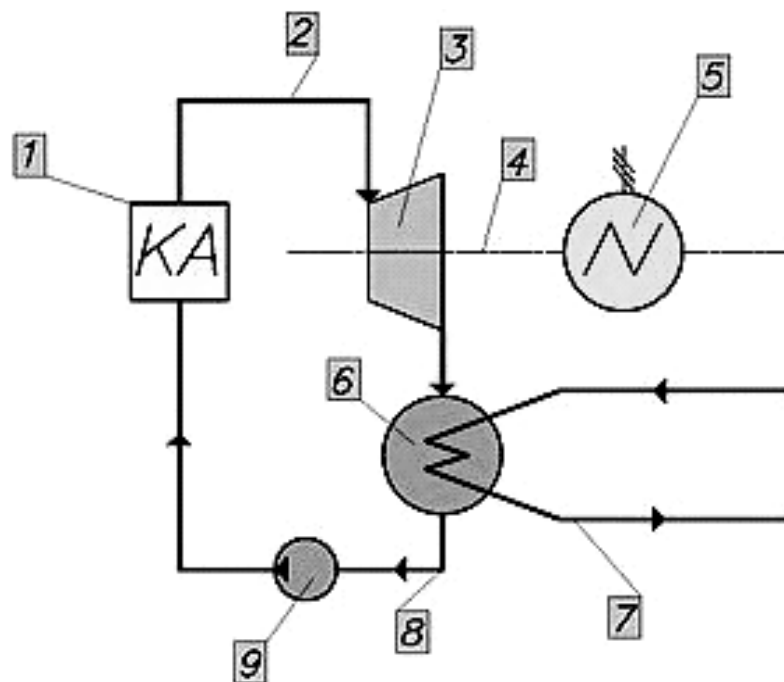
Конденсаційні парові турбіни. Конденсаційні парові турбіни служать для перетворення максимально можливої частини теплоти пари в механічну роботу. Вони працюють з випуском (вихлопом) відпрацьованої пари в конденсатор (звідси виникло найменування), в якому підтримується вакуум. Конденсаційні турбіни бувають стаціонарними і транспортними.

Стаціонарні турбіни виготовляються на одному валу з генераторами змінного струму. Такі агрегати називають турбогенераторами. Теплові електростанції, на яких встановлені конденсаційні турбіни, називаються конденсаційними електричними станціями (КЕС). Основний кінцевий продукт таких електростанцій - електроенергія. Лише невелика частина теплової енергії використовується на власні потреби електростанції і, іноді, для постачання теплом довколишнього населеного пункту. Зазвичай це селище енергетиків. Доведено, що чим більше потужність турбогенератора, тим він економічніше, і тим нижче вартість 1 кВт встановленої потужності. Тому на конденсаційних електростанціях встановлюються турбогенератори підвищеної потужності [7].

В залежності від призначення парові турбіни електростанцій можуть бути базовими, що несуть постійне основне навантаження; піковими, короткочасно працюючими для покриття піків навантаження; турбінами власних потреб, що забезпечують потребу електростанції в електроенергії. Від базових потрібна висока економічність на навантаженнях, близьких до повного (близько 80%), від пікових - можливість швидкого пуску і включення в роботу, від турбін власних потреб - особлива надійність в роботі. Парові турбіни для електростанцій мають парковий ресурс в 270 тис. год. з міжремонтним періодом 4-5 років.

Транспортні парові турбіни використовуються як головні і допоміжні двигуни на судах. Неодноразово робилися спроби застосувати парові турбіни на локомотивах, проте паротурбовози поширення не отримали. Для з'єднання швидкохідних турбін з гребними гвинтами, які вимагають невеликої (від 100 до 500 об. / хв.) частоти обертання, застосовують зубчасті редуктори. На відміну від стаціонарних турбін (крім турбоповітрянок), суднові працюють зі змінною частотою обертання, що визначається необхідною швидкістю ходу судна [7].

Розглянемо роботу конденсаційної турбіни (рис. 1.30): перегріта (гостра) пара з котельного агрегату (1) по паропроводу (2) потрапляє на робочі лопатки парової турбіни (3).



1 – котельний агрегат; 2 – перегріта пара; 3 – парова конденсаційна турбіна; 4 – вал; 5 – електрогенератор; 6 – конденсатор; 7 – охолоджувальна вода; 8 – конденсат; 9 – насос.

Рисунок 1.30 – Схема роботи паротурбінної установки з конденсаційною турбіною [6]

При розширенні кінетична енергія пари перетворюється на механічну енергію обертання ротора турбіни, який розташований на одному валу (4) з електричним генератором (5). Відпрацьована (м'ята) пара з турбіни направляється в конденсатор (6), в якому конденсується шляхом теплообміну з циркуляційною водою (7) ставка-охолоджувача, градирні або водосховища. По трубопроводу (8) конденсат направляється назад в котельний агрегат за допомогою насоса (9). Більша частина отриманої енергії використовується для генерації електричного струму.

Теплофікаційні парові турбіни. Теплофікаційні парові турбіни служать для одночасного отримання електричної та теплової енергії. Теплові електростанції, на яких встановлені теплофікаційні парові турбіни, називаються теплоелектроцентралями (ТЕЦ). До теплофікаційних парових турбін відносяться турбіни з:

- протитиском;
- регульованим відбором пари;
- відбором і протитиском.

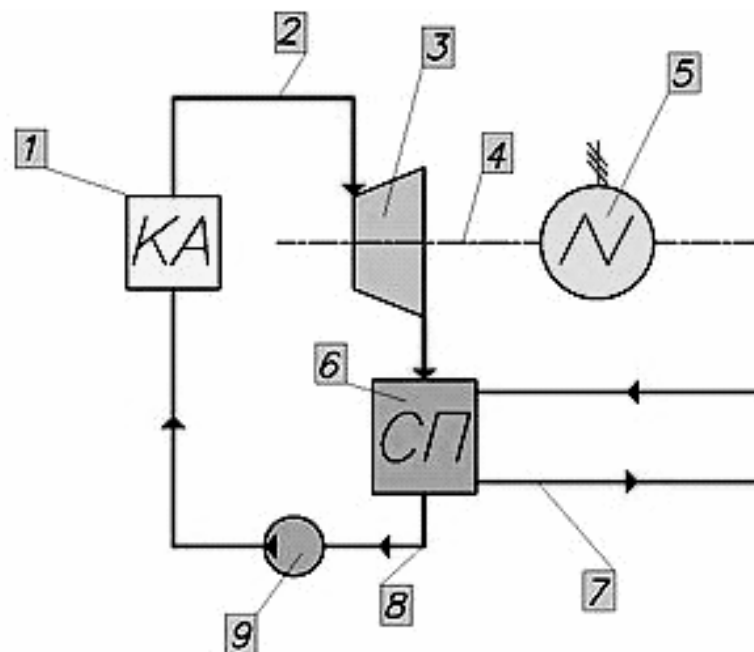
У турбін з протитиском весь відпрацьований пар використовується для технологічних цілей (варіння, сушіння, опалення). Електрична потужність, що розвивається турбоагрегатом з такою паровою турбіною, залежить від потреби виробництва або опалювальної системи в гріючій пари і змінюється разом з нею. Тому турбоагрегат з протитиском зазвичай працює паралельно з конденсаційною турбіною або електромережею, які покривають виникаючий дефіцит в електроенергії.

У турбінах з регульованим відбором частина пари відводиться з однієї або двох проміжних ступенів, а решта пари йде в конденсатор. Тиск відібраної пари підтримується в заданих межах системою регулювання (наприклад, може використовуватися регулююча діафрагма за камерою відбору - ряд напрямних лопаток, розрізаних по перпендикулярній осі турбіни площині; одна половина лопаток повертається щодо іншої, змінюючи площу сопел). Місце відбору

(щабель турбіни) вибирають залежно від потрібних параметрів пари.

У турбін з відбором і протитиском частина пара відводиться з однієї або двох проміжних ступенів, а вся відпрацьована пара прямує з випускного патрубку в опалювальну систему або до мережових підігрівників.

Схема роботи теплофікаційної турбіни (рис. 1.31): перегріта (гостра) пара з котельного агрегату (1) по паропроводу (2) направляється на робочі лопатки циліндра високого тиску (ЦВТ) парової турбіни (3).



1 – котельний агрегат; 2 – перегріта пара; 3 – теплофікаційна турбіна; 4 – вал; 5 – електрогенератор; 6 – підігрівач мережної води; 7 – мережна вода; 8 – конденсат; 9 – насос.

Рисунок 1.31 – Схема роботи паротурбінної установки з теплофікаційною турбіною [6]

При розширенні, кінетична енергія пари перетворюється на механічну енергію обертання ротора турбіни, який з'єднаний з валом (4) електричного

генератора (5). У процесі розширення пари з циліндрів середнього тиску здійснюються теплофікаційні відбори і з них пара направляється в підігрівачі (6) мережної води (7). Відпрацьований пар з останнього ступеню потрапляє в конденсатор, де і відбувається його конденсація, а потім по трубопроводу (8) направляється назад в котельний агрегат за допомогою насоса (9). Значна частина тепла, отриманого в котлі використовується для підігріву мережної води.

Парові турбіни спеціального призначення. Парові турбіни спеціального призначення зазвичай працюють на відхідному теплі металургійних, машинобудівних, і хімічних підприємств. До них відносяться турбіни м'ятої (дроселюваної) пари, турбіни двох тисків і передувімкнуті (форшалът).

Турбіни м'ятої пари використовують відпрацьовану пару поршневих машин, парових молотів і пресів, що мають тиск трохи вище атмосферного.

Турбіни двох тисків працюють як на свіжій, так і на відпрацьованій парі парових механізмів, що підводиться в одну з проміжних ступенів.

Передувімкнуті турбіни являють собою агрегати з високим початковим тиском і високим протитиском; вся відпрацьована пара цих турбін направляється в інші турбіни з більш низьким початковим тиском пари. Необхідність в передувімкнутих турбінах виникає при модернізації електростанцій, пов'язаної з установкою парових котлів більш високого тиску, на який не розраховані раніше встановлені на електростанції турбоагрегати.

Також до турбін спеціального призначення відносяться і приводні турбіни різних агрегатів, що вимагають високої потужності приводу. Наприклад живильні насоси потужних енергоблоків електростанцій, нагнітачі і компресори газокompресорних станцій тощо.

Часто стаціонарні парові турбіни мають регульовані або нерегульовані відбори пари із ступенів тиску для регенеративного підігріву живильної води.

Парові турбіни спеціального призначення не будують серіями, як конденсаційні і теплофікаційні, а в більшості випадків виготовляють за окремими замовленнями.

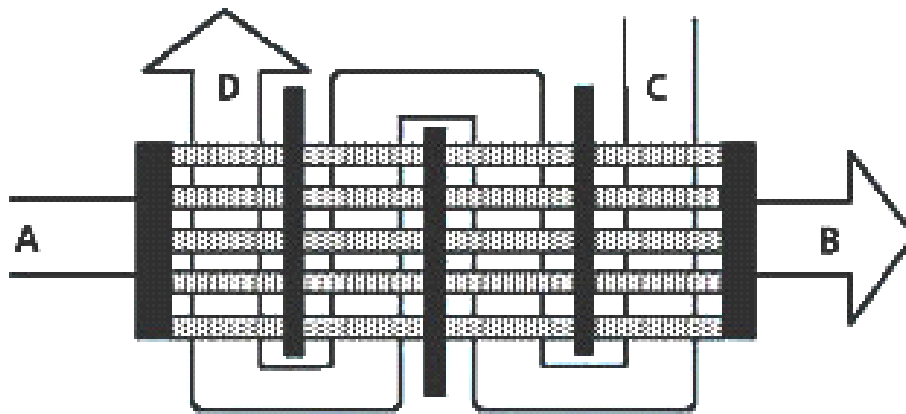
1.3.5 Рекуператори та регенератори

Рекуператор (від лат. *Recuperator* - той, що повертає) - теплообмінник поверхневого типу для використання теплоти відхідних газів, в якому теплообмін між теплоносіями здійснюється безперервно через їх стінку, що їх розділяє. На відміну від регенератора траси потоків теплоносіїв в рекуператорі не змінюються. Рекуператори розрізняють за схемою відносного руху теплоносіїв - протиточні, перехресні, прямоточні та інші; по конструкції - трубчасті, пластинчасті, ребристі, оребрені пластинчасті тощо; за матеріалом виготовлення - металеві, керамічні, пластикові та інші; за призначенням - підігрівачі повітря, газу, рідин, випарники, конденсатори і т. д. [6].

Кожухотрубні рекуператори (рис. 1.32, 1.33). До корпусу, кожуха по торцях приварені трубні решітки, в яких закріплені пучки труб.



Рисунок 1.32 – Кожухотрубний рекуператор [6]



A – вхід гарячого теплоносія; B – вихід гарячого теплоносія; C - вхід холодного теплоносія; D - вихід холодного теплоносія

Рисунок 1.33 – Кожухотрубний рекуператор у розрізі [6]

В основному труби в решітках кріпляться з ущільненням розвальцьовуванням або якимось іншим способом залежно від матеріалу труб і тиску в апараті. Трубні решітки закриваються кришками на прокладках і болтах або шпильках. На корпусі є патрубки (штуцери), через які один теплоносій проходить через міжтрубний простір. Другий теплоносій через патрубки (штуцери) на кришках проходить по трубах. У багатходовому теплообміннику в корпусі і кришках встановлені перегородки для підвищення швидкості теплоносіїв.

Для збільшення тепловіддачі застосовують оребрення теплообмінних труб, яке виконується або накаткою, або навиванням стрічки. У разі необхідності, конструкція апарату повинна передбачати його очищення.

Елементні рекуператори. Кожен елемент такого апарату являє собою найпростіший кожухотрубний теплообмінник без перегородок. Такі апарати допускають при цьому більш високий тиск. Однак така конструкція виходить більш громіздкою і важкою, ніж кожухотрубний апарат.

Занурювальні рекуператори. У заглибному змішувковому теплообміннику

один теплоносій рухається по змійовику, зануреному в бак з іншим рідким теплоносієм. Швидкість рідини в міжтрубному просторі незначна і, отже, тепловіддача від рідини порівняно невелика. Такі теплообмінники знаходять застосування завдяки своїй простоті і дешевизні в невеликих установках.

Рекуператори типу «*труба в трубі*» (рис. 1.34). Теплообмінний елемент такого апарату складається з циліндричного корпусу, через який проходить труба.



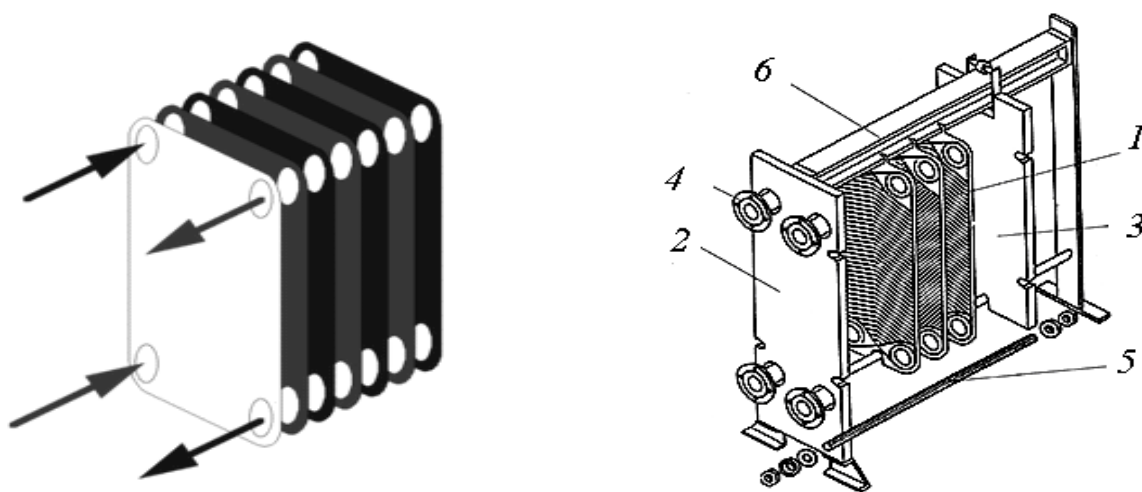
Рисунок 1.34– Рекуператор «труба в трубі» [6]

Корпус обладнаний двома патрубками через котрі підводиться та відводиться один з теплоносіїв. Інший теплоносій проходить через трубу. Ці теплообмінники знаходять собі застосування при невеликих витратах теплоносіїв та при високому тиску.

Зрошувальні рекуператори. Такий тип теплообмінників застосовується головним чином в якості конденсаторів в холодильних установках. Зрошувальний рекуператор являє собою змійовик з горизонтальних труб, розміщених у вертикальній площині у вигляді ряду паралельних секцій. Над кожним поруч знаходиться жолоб, з якого цівками стікає охолоджуюча вода на теплообмінні труби, омиваючи їх зовнішню поверхню. При цьому частина

охолоджуючої води випаровується. Вода, що залишилася повертається насосом, а втрати компенсуються з водопроводу. Ці теплообмінники встановлюються на відкритому повітрі і захищаються дерев'яними ґратами, щоб зменшити винесення води.

Пластинчасті рекуператори (рис. 1.35). Такі теплообмінники складаються з набору пластин ізштампованими хвилястими поверхнями і каналами для потоку рідини. Пластини ущільнюються між собою гумовими прокладками і стяжками.



1 – пластина; 2 – нерухома плита; 3 – притискна плита; 4 – патрубки для підвода і відводу теплоносіїв; 5 – стяжний болт; 6 - рама

Рисунок 1.35 –Пластинчастий рекуператор [6]

Такий рекуператор простий у виготовленні, легко модифікується (додаються або забираються пластини), його легко чистити, у нього високий коефіцієнт теплопередачі, але його не можна застосовувати при високому тиску.

Пластинчато-ребристі рекуператори (рис. 1.36). Теплообмінник такого

типу на відміну від пластинчастого теплообмінника складається з системи розділових пластин, між якими знаходяться ребристі поверхні - насадки, приєднані до пластин методом пайки у вакуумі.

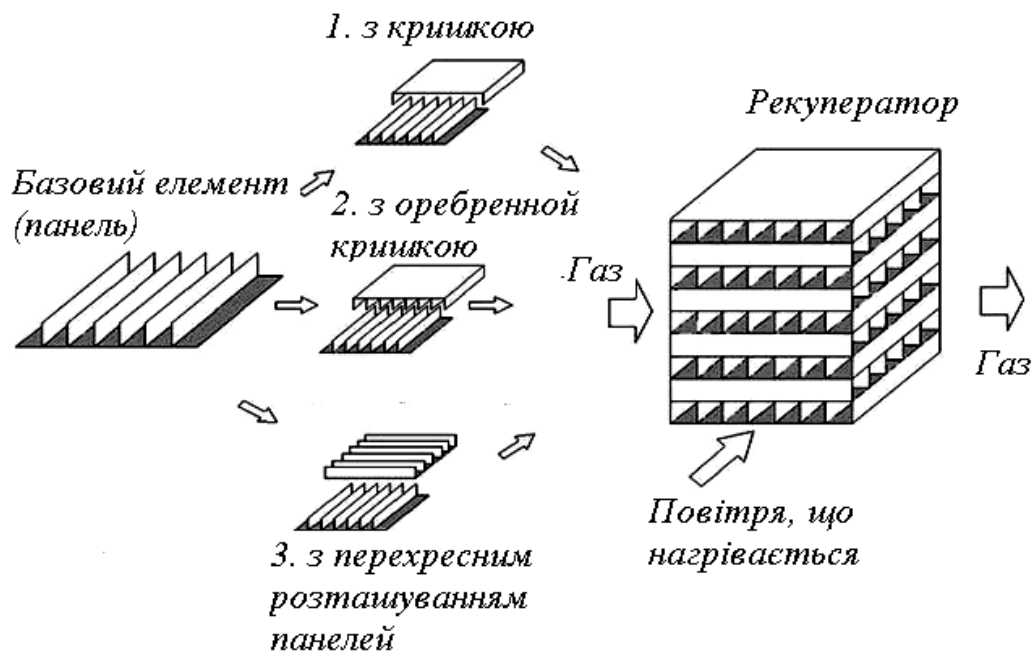


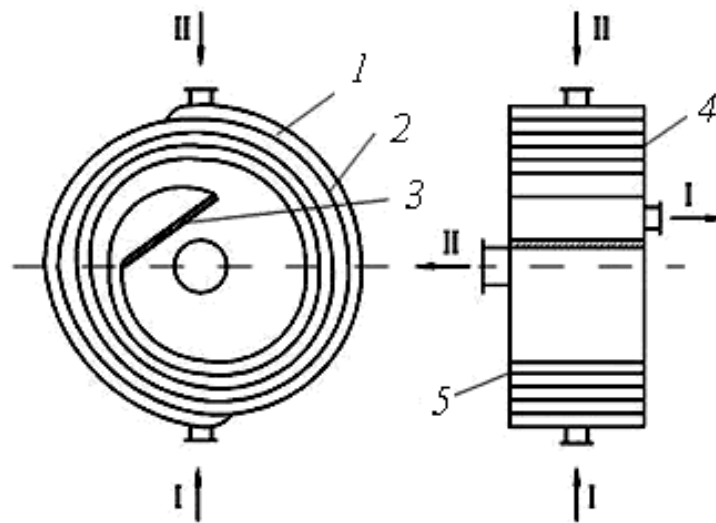
Рисунок 1.36 - Пластинчато-ребристий рекуператор [6]

З боків канали обмежуються брусками, що підтримують пластини і утворюють закриті канали. Таким чином, в основу ребристого пластинчастого теплообмінника покладена жорстка і міцна цільнопаяна теплообмінна матриця, працездатна (навіть у виконанні з алюмінієвих сплавів) до тиску 10 МПа і вище. У пластинчато-ребристих теплообмінниках існує велика кількість насадок, що дозволяє підбирати геометрію каналів з боку кожного з потоків, реалізуючи оптимальну конструкцію.

Основні переваги даного типу рекуператорів - компактність (до 4000 м²/м³) і легкість. Останнє забезпечується за рахунок застосування при виготовленні теплообмінної матриці пакета з тонколистових деталей з легких алюмінієвих

сплавів [6].

Спиральні рекуператори (рис. 1.37). Теплообмінник являє собою два спіральних каналів, навитих з рулонного матеріалу навколо центральної розділювальної перегородки - керна, середовища рухаються по каналах. Одне з призначень спіральних теплообмінників нагрів та охолодження високов'язких рідин.



I – підвід і відвід гарячого теплоносія; II - підвід і відвід холодного теплоносія; 1 – спіральний канал; 2 – металева розподільна спіралеподібна стінка; 3 – kern; 4, 5 – торцеві кришки.

Рисунок 1.37 – Спіральний рекуператор [6]

При виборі між пластинчастими і кожухотрубними рекуператорами кращими є пластинчасті, коефіцієнт теплопередачі яких більш ніж в три рази вищий, ніж у традиційних кожухотрубних. Крім того, у пластинчастих теплообмінників займана площа в 3-4 рази менше, ніж у кожухотрубних. У той же час іноземні пластинчасті теплообмінники, оснащені засобами автоматики,

регулювання та надійної арматурою, дозволяють знизити кількість теплоносія, що йде на нагрів води. А значить, можна зменшити і діаметри трубопроводів, запірно-регулюючої арматури, знизити навантаження на мережеві насоси і, відповідно, зменшити споживання електроенергії.

Останнім часом стали з'являтися сучасні вітчизняні кожухотрубні теплообмінники, оснащені трубками, профільованими таким чином, щоб зростання гідравлічного опору ненабагато перевищувало зростання тепловіддачі внаслідок застосування турбулізаторів потоку. Це досягається накаткою на зовнішній поверхні труби кільцевих або гвинтових канавок, внаслідок утворення яких на внутрішній поверхні труби утворюються плавно окреслені виступи невеликої висоти, що інтенсифікують тепловіддачу в трубах. Дана технологія, на додаток до таких важливих показників як висока надійність (також при гідравлічному ударі) і менша вартість, дає такому обладнанню деякі переваги в порівнянні з іноземними пластинчастими аналогами. Недоліком є важкість очищення внутрішніх поверхонь трубок з гвинтоподібними канавками.

Серйозною проблемою є корозія теплообмінників. Для захисту від корозії застосовується газотермічне напилення трубних дощок, труб пароперегрівачів. Це відноситься не тільки до кожухотрубних теплообмінників, виготовлених з вуглецевої сталі. Пластини пластинчастих теплообмінників в переважній більшості виготовляються з корозійностійкої жароміцної сталі, але незважаючи на цей факт також схильні до виразкової корозії при використанні неінгібірованих теплоносіїв.

Залежно від напрямку руху теплоносіїв рекуперативні теплообмінники можуть бути прямиоточними при паралельному русі в одному напрямку, протиточними при паралельному зустрічному русі, перехресноточними при взаємно перпендикулярному русі двох середовищ а також комбінованими.

У залежності від числа ходів рекуператори бувають одноходові, двоходові, багатоходові по одному чи по обом теплоносіям. На рис. 1.33 зображений

перехресноточний рекуператор, чотирьохходовий за холодним теплоносієм і одноходовий за гарячим.

За переважаючим видом теплообміну розрізняють рекуператори конвективні (до 900°C), радіаційні та радіаційно-конвективні, коли частина теплообмінника працює у радіаційному режимі, частина – у конвективному [6].

Максимальна робоча температура визначається матеріалом, з якого виготовлений рекуператор. На вибір матеріалу також впливають хімічні властивості теплоносіїв. Застосовуються сталь, чавун, вогнетривка кераміка, графіт, пластик, скло.

Теплообмінники для хімічно агресивних середовищ виготовляють з блоків графіту, який просочують спеціальними смолами для усунення пористості. Графіт відрізняється хорошою теплопровідністю. У блоках просвердлюють канали для теплоносіїв. Блоки ущільнюються між собою прокладками з гуми або тефлону і стягуються кришками зі стяжками. Допустима температура 150...180°C. Графітопластові рекуператори працюють з температурою до 130°C. Скляні апарати застосовуються, як правило, у лабораторних умовах [7].

У металургії широко використовуються сталеві та чавунні теплообмінники. Допустима температура визначається маркою сталі чи чавуну. Для рекуператорів з вуглецевої сталі вона становить 500°C. Для апаратів з жаростійкого чавуну вона визначається вмістом у чавуні кремнію і складає: при вмісті кремнію 2,3% - 650°C; 14% - 750°C; 30% - 900°C. Легована хромиста сталь може застосовуватися до температури 1200°C [7].

Рекуператори з вогнетривкої кераміки ставлять після потужних плавильних і нагрівальних печей. Матеріал – шамот (найдешевший), карборунд, шамото-карборунд, магнезит, хромомагнезит. Робоча температура – 1000...1300°C. Частіше застосовують 2 конструкції керамічних рекуператорів – з круглими або 8-гранними трубами і з фасонних керамічних блоків.

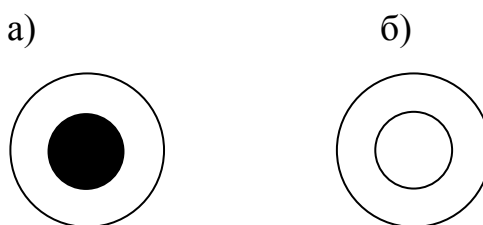
Інтенсифікація тепловіддачі у рекуператорах здійснюється збільшенням швидкості руху теплоносіїв (за рахунок зменшення діаметрів труб або

еквівалентного діаметр каналу), вибором схеми руху теплоносіїв (найефективніший – протиток), збільшенням площі теплообміну шляхом використання розвинутих поверхонь (орєбрення, вставки, голчасті труби).

Якщо переважає радіаційний теплообмін, підвищують ступінь чорноти поверхонь.

Як приклад можна навести рекуператор після металургійної печі (мартенівської чи іншої), що застосовується для нагріву повітря газами, що відходять. Це металевий, двоходовий по димовим газам, перехресноточний рекуператор. Повітря рухається усередині труб, гази – у міжтрубному просторі, тому щ так легше очищати поверхню від забруднень. Перша частина рекуператору походу газів – радіаційна, друга – конвективна.

Для збільшення швидкості повітря без зменшення діаметру труб (за умов міцності при високих температурах) роблять вставки в труби у вигляді стрижню (рис. 1.38, а) або застосовують подвійні труби (рис. 1.38, б).



а - вставки у вигляді стрижню; б - подвійні труби

Рисунок 1.38 – Вставки у труби рекуператора

Повітря спочатку йде по внутрішній трубі, потім – по кільцевому каналу. До переваг рекуператорів належать безперервність дії, постійність температури нагріву, компактність. Недоліки: можливість перетоків, особливо в керамічних рекуператорах, обмеження температури нагріву.

Є два основних типу розрахунку рекуператорів: *конструктивний і перевірочний*. При конструктивному розрахунку визначаються площа та розміри поверхонь теплопередачі (кількість, діаметр та довжина труб) при заданих температурах теплоносіїв. При перевірочному розрахунку розміри поверхонь та початкова температура теплоносіїв задані, треба знайти їх кінцеву температуру.

Розрахунок зводиться до розв'язання двох рівнянь: теплового балансу і теплопередачі.

Рівняння теплового балансу:

$$Q = G_1 (i'_1 - i''_1) = G_2 (i''_2 - i'_2), \quad (1.208)$$

де Q - теплота, що передається, Вт;

G_1, G_2 - витрати відповідно гарячого і холодного теплоносіїв, м³/с (кг/с);

i – ентальпія теплоносіїв, Дж/кг (Дж/м³); нижній індекс 1 відноситься до гарячого теплоносія, 2 – до холодного, верхній індекс ' відноситься до входу, '' - до виходу.

Якщо взяти середню теплоємність теплоносіїв $C_{1,2}$, рівняння (1.143) буде мати вигляд:

$$Q = G_1 C_1 (t'_1 - t''_1) = G_2 C_2 (t''_2 - t'_2) \quad (1.209)$$

Тепловий потік Q_1 , відбитий у теплообміннику гарячим теплоносієм при його охолодженні від температури t'_1 до t''_1 дорівнює:

$$Q_1 = m_1 \cdot (C_{p1}' \cdot t'_1 - C_{p1}'' \cdot t''_1), \text{ кДж} \quad (1.210)$$

де індекс 1 ставиться до гарячого теплоносія;

m - масова витрата теплоносія, кг/с;

C_p' й C_p'' - теплоємності відповідно на вході й виході ТОВА, кДж/(кг·град);

t' й t'' - температура теплоносія відповідно на вході й виході ТОВА, °С.

Через втрати (до 10 %) другому теплоносієві передається не вся теплота Q_1 , а частина її $Q_2 = \eta \cdot Q_1$ (η - ККД теплообмінника).

Тоді рівняння теплового балансу буде мати вигляд:

$$Q_2 = \eta \cdot Q_1 \quad (1.211)$$

або

$$m_2 \cdot (c_{p2}'' \cdot t_2'' - c_{p2}' \cdot t_2') = \eta \cdot m_1 \cdot (c_{p1}' \cdot t_1' - c_{p1}'' \cdot t_1''), \quad (1.212)$$

Рівняння теплопередачі. У найпростіших випадках, коли поверхню теплообміну можна вважати плоскою (тонкі стінки трубок рекуперативних ТОВА практично завжди вважають плоскими), можна записати рівняння теплопередачі:

$$Q_2 = K \cdot F \cdot \Delta \bar{t}, \quad (1.213)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/м²·К,

F – площа поверхні теплообміну, м²,

Δt – температурний напір, К (°С).

Змінювання температурного напору показані на рис. 1.39.

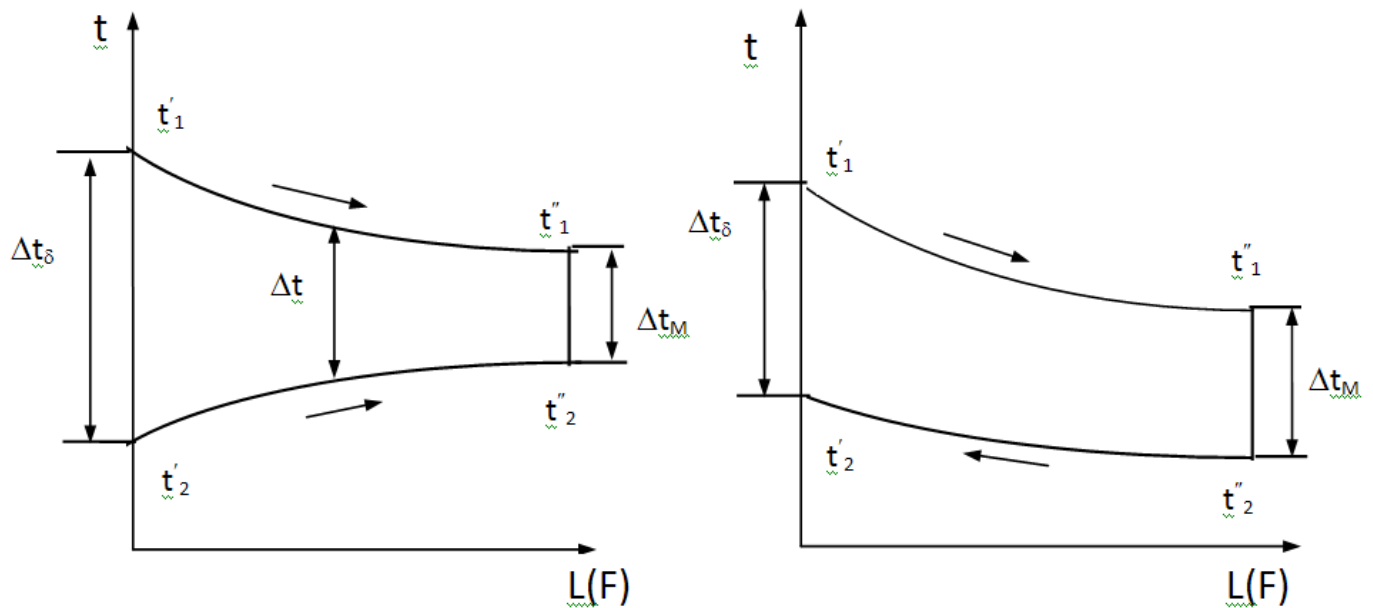


Рисунок 1.39 - Змінювання температур гарячого й холодного теплоносіїв по довжині рекуперативного ТОА

Температурний напір для протитоку визначається за залежністю:

$$\Delta t_{\uparrow\downarrow} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}, \quad (1.214)$$

де Δt_{δ} і Δt_M – відповідно більша та менша різниця температур теплоносіїв на вході та на виході рекуператору.

Користуватися середньоарифметичним значенням $\Delta t_{cp} = 0,5 \cdot (\Delta t_{\delta} + \Delta t_M)$ можна тільки при $\Delta t_{\delta}/\Delta t_M \leq 1,4$, коли помилка становить не більше 4 %; що припустимо для технічних розрахунків.

Для інших схем руху:

$$\Delta t = \varphi \Delta t_{\uparrow\downarrow}, \quad (1.215)$$

де φ – коефіцієнт, що залежить від схеми руху теплоносіїв, кількості ходів і відношення різностей температур; $\varphi = 0,5 \dots 1$ [6].

Варто помітити, що середньологарифмічний напір завжди менше середньологарифмічного: $\Delta t < \Delta t_{\text{ср}}$.

Коефіцієнт теплопередачі для плоских поверхонь і тонкостінних труб:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (1.216)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від гарячого теплоносія стінці, Вт/м²·К;

δ – товщина стінки, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, Вт/м·К;

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки холодному теплоносію, Вт/м²·К.

Коефіцієнт теплопередачі для товстостінних труб, віднесений до зовнішньої поверхні:

$$k = \frac{1}{d_2 \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right)}, \quad (1.217)$$

де d_1 та d_2 - внутрішній та зовнішній діаметри труб, м.

Коефіцієнт тепловіддачі в загальному випадку можна представити як суму коефіцієнтів тепловіддачі конвекцією та випромінюванням:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_e . \quad (1.218)$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією з досить великою точністю розраховується за критеріальними рівняннями. Якщо великої точності не потрібно, розрахунок можна спростити, використовуючи емпіричну залежність:

$$\alpha_k = a + b(t_n - t_0) + c (t_n - t_0)^2 + d (t_n - t_0)^3, \quad (1.219)$$

де a, b, c, d – емпіричні коефіцієнти; Наприклад, для вертикальної стінки (пластини) $a= 9,5, b= 0,0982, c= - 4,74 \cdot 10^{-4}, d = 1,74 \cdot 10^{-6}$ [6];

t_n - температура поверхні тепловіддачі, К;

t_0 – температура теплоносія, К.

Рівняння (1.155) вірно при тепловіддачі від поверхні до холодного теплоносія, тобто за умови $t_{\downarrow n} (t_{\downarrow 0})$. При тепловіддачі від гарячого теплоносія до поверхні труби або пластини, вживається різниця $(t_0 - t_n)$.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням розраховується так:

$$\alpha_B = c_{1-2} \frac{\left(\frac{T_0}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{II}}{100}\right)^4}{T_0 - T_{II}}, \quad (1.220)$$

де c_{1-2} – приведений коефіцієнт випромінювання, Вт/м²К⁴:

$$c_{1-2} = \varepsilon_{PP} \cdot c_0, \quad (1.221)$$

де ε_{PP} – приведений ступінь чорноти системи;

c_0 - коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $c_0 = 5,67$ Вт/м²К⁴ [7].

Для теплообміну між двома паралельними пластинами з достатньою точністю можна прийняти:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}, \quad (1.222)$$

де ε_1 і ε_2 – ступені чорноти пластин. Якщо $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$, маємо:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{2}{\varepsilon} - 1}. \quad (1.223)$$

Значення ступенів чорноти можна брати: для окисленої сталі 0,8...0,95; для не окисленої сталі 0,56; для вогнетривкої кераміки 0,8...0,9; для чавуна 0,81 [7].

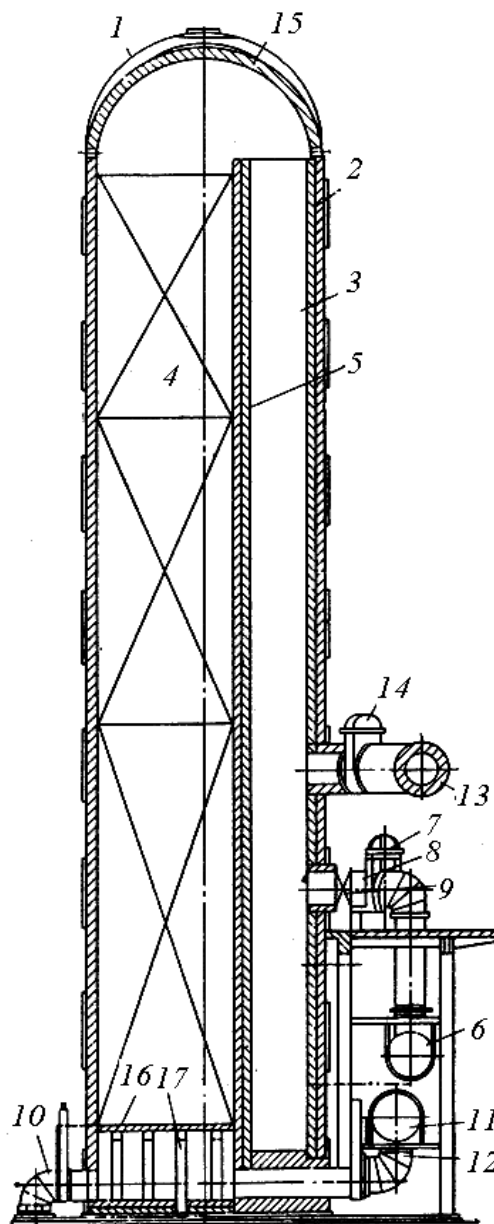
У випадку теплообміну між іншими поверхнями, розрахунок ускладнюється. Якщо відстань між поверхнями значна, треба враховувати ступінь чорноти газів. При теплообміні в пучках труб з малими відстанями між ними, можна, для приблизного розрахунку, користуватися формулою (1.159). При теплообміні між рідинами випромінювання відсутнє, $\alpha = \alpha_k$.

Регенератори. Регенератор (від лат. *Regenerare* – відроджувати) - теплообмінник, в якому передача теплоти здійснюється почерговим контактом гарячого і холодного теплоносіїв з одними і тими ж поверхнями апарату (насадкою).

Більшість регенераторів – апарати періодичної дії. У першому циклі гарячий теплоносій нагріває насадку, у другому – гаряча насадка нагріває холодний теплоносій. Регенератори служать для нагріву повітря, а іноді – газу. Нагрів повітря може здійснюватися до температури 1300...1400°C, температура гарячого теплоносія (димових газів) – до 1600°C [7]. Матеріали насадок – шамот, шамото-карборунд, динас, магнезит, хромомагнезит та ін.

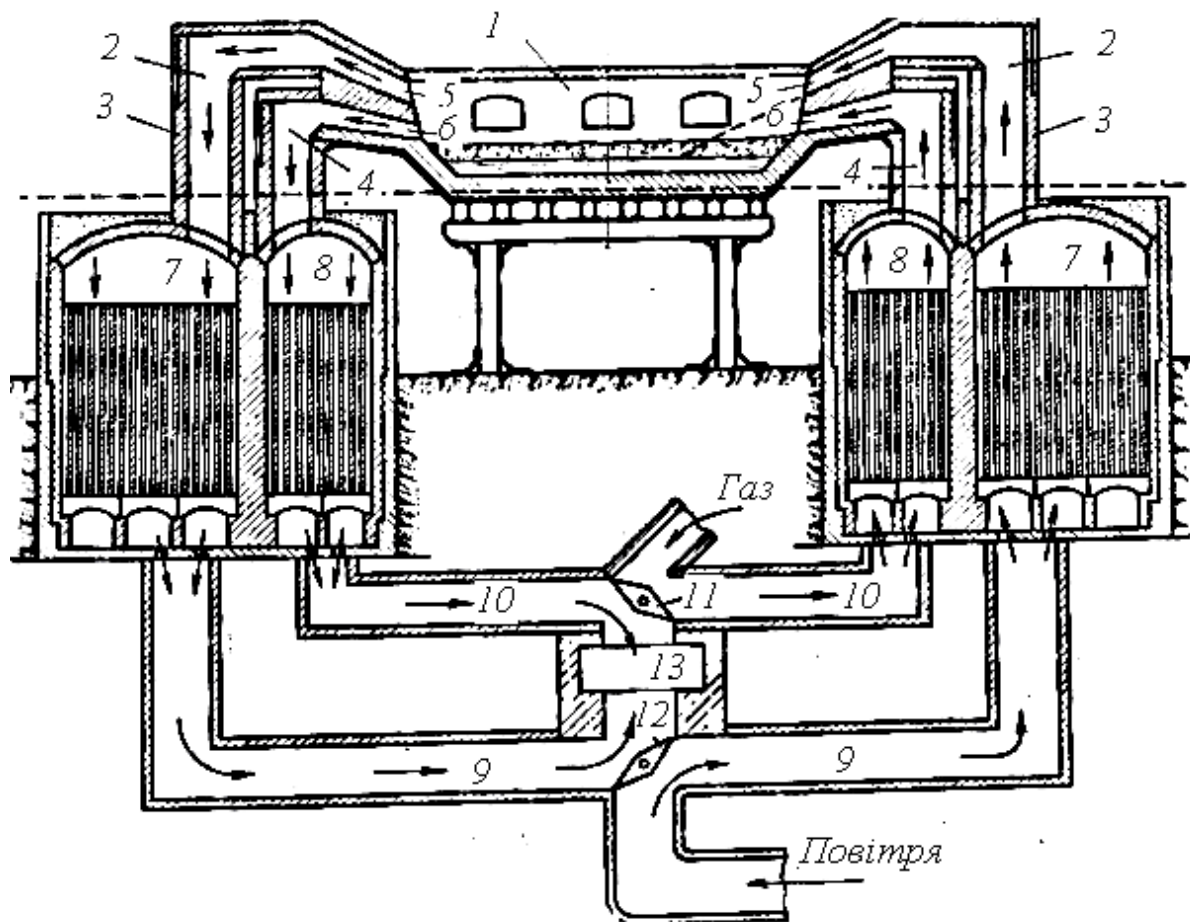
Регенератори застосовуються у доменному виробництві для нагріву дуття

(рис. 1.40), у мартенівському для нагріву повітря, що йде на горіння палива (рис. 1.41), у нагрівальних колодязях (рис. 1.42), у варінні скла тощо.



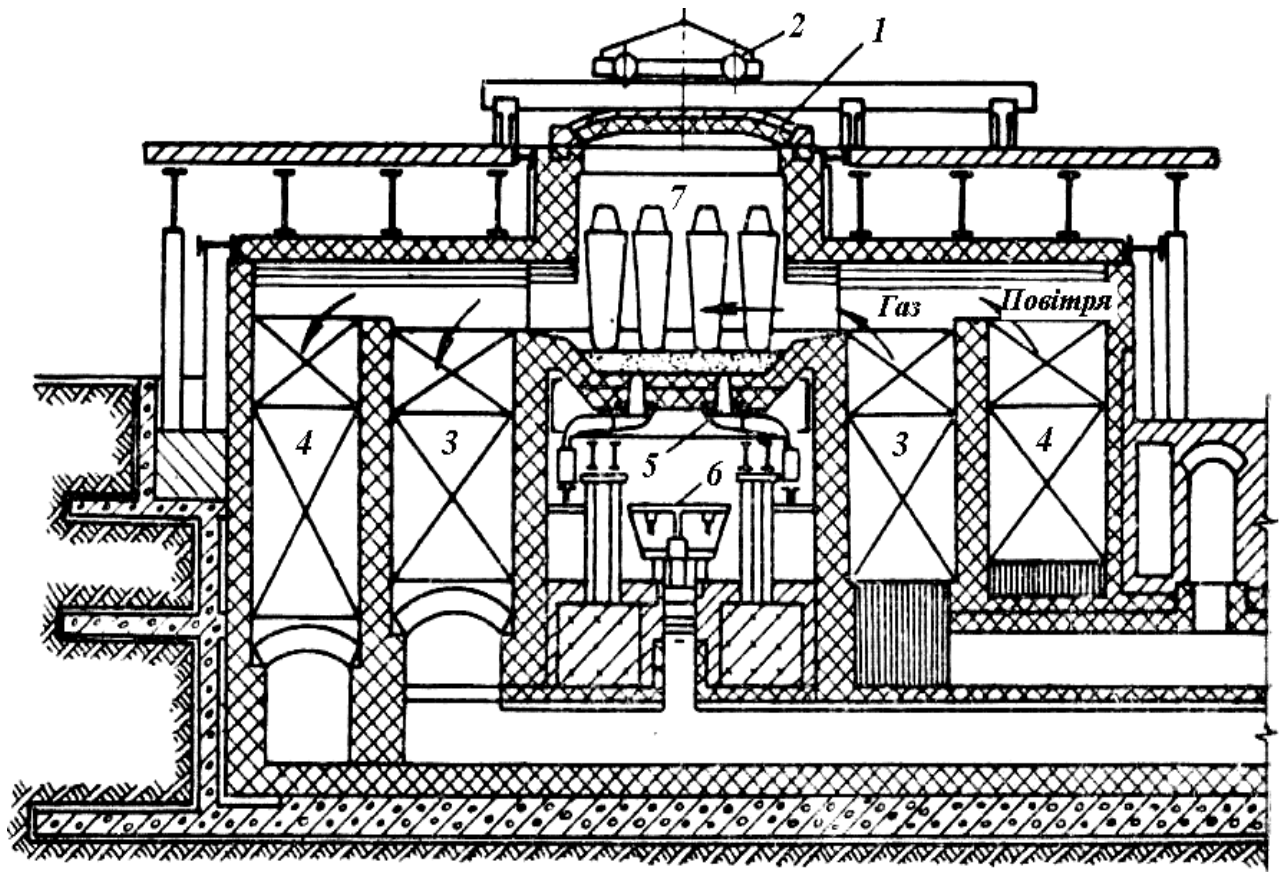
1 - кожух; 2 - кладка; 3 - камера горіння; 4 - насадка; 5 - розділова стіна;
 6 - газовий клапан; 7 - відділювальний клапан; 8 - підведення до пальника;
 9 - пальник; 10 - димовий клапан; 11 - клапан холодного дуття;
 12 - патрубок трубопроводу холодного дуття; 13 - трубопровід гарячого дуття; 14 - клапан гарячого дуття; 15 - футеровка куполу; 16 - литі металеві решітки; 17 - литі металеві колони під насадкою

Рисунок 1.40 – Доменний повітрянагрівач [7]



1 – робочий простір печі; 2 – газоходи повітряного регенератора;
 3 – футерована стінка газоходу; 4 – газоходи газового регенератора; 5 – кесон для подачі повітря; 6 – кесон для подачі газу; 7 – повітряний регенератор;
 8 – газовий регенератор; 9 – повітряні лежаки; 10 – газові лежаки; 11 – газовий клапан; 12 – повітряний елапан; 13 – газохід димових газів на трубу

Рисунок 1.41 – Мартенівська піч з регенераціями [7]



1 – кришка; 2 – механізм для пересування кришки; 3 – газовий регенератор;
 4 – повітряний регенератор; 5 – лючки; 6 – ємність для шлаку; 7 – робочий простір

Рисунок 1.42 – Регенеративний нагрівальний колодязь [7]

Теплообмін у регенераторах протікає у нестационарних умовах, температури теплоносіїв та насадки змінюються у часі. Для забезпечення безперервності процесу треба мінімум дві камери з насадками. Якщо періоди нагріву і охолодження не однакові, встановлюють 3 камери і більше. Наприклад, у доменному процесі два повітрянагрівача нагріваються, один – охолоджується.

Застосування регенераторів зв'язано з реверсуваням руху газів, для чого використовуються спеціальні клапани. Приклад укладки насадок регенератора

наданий на рис. 1.43. Однією з важливих характеристик насадки є питома поверхня f , що показує, яка площа контакту міститься у одиниці об'єму насадки. Для насадки Каупера $f = 15 \text{ м}^2/\text{м}^3$, для насадки Сименса $f = 15 \dots 19 \text{ м}^2/\text{м}^3$ [7].

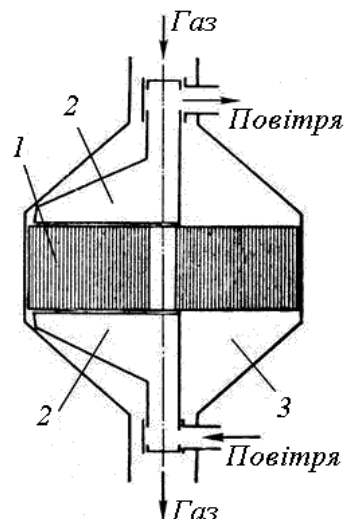


а) насадка Каупера б) насадка Сименса

Рисунок 1.43 – Насадки з вогнетривкої цегли [7]

Переваги регенераторів: можливість досягнення високої температури нагріву, відсутність перетоків. Недоліки: періодичність дії, непостійність температур теплоносіїв, громіздкість.

Цих недоліків позбавлені регенератори з насадкою, що обертається (рис. 1.44). Вони застосовуються для нагріву повітря у котельних установках.



1 – насадка, що обертається; 2 – камера для повітря; 3 – камера для газу

Рисунок 1.44 -Регенератор з насадкою, що обертається [7]

Насадкою служать хвилясті листи, що дозволяють нагрівати повітря до 450°C, або керамічні кульки діаметром 3...5 мм, що працюють при температурі 600°C.

Питома поверхня насадок, що обертається - $f = 150...200 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Регенератори такого типу мають невеликі габарити та масу. З іншого боку для них характерні великі перетоки (навіть більші, ніж в рекуператорах), і невелика робоча температура [7].

1.4 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ПОНОВЛЮВАНИХ І АЛЬТЕРНАТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ

Основні причини, що вказують на важливість швидкого переходу до альтернативних джерел енергії (АДЕ):

Глобально-екологічний: сьогодні загальновідомий і доведений факт згубного впливу на навколишнє середовище традиційних енергодобувних технологій (в т.ч. ядерних і термоядерних), їх застосування неминуче веде до катастрофічної зміни клімату вже в перших десятиліттях ХХІ століття.

Політичний: та країна, яка першою повною мірою освоїть альтернативну енергетику, здатна претендувати на світову першість і фактично диктувати ціни на паливні ресурси;

Економічний: перехід на альтернативні технології в енергетиці дозволить зберегти паливні ресурси країни для переробки в хімічній і інших галузях промисловості. крім того, вартість енергії, вироблюваної багатьма альтернативними джерелами, вже сьогодні нижче за вартість енергії з традиційних джерел, та і терміни окупності будівництва альтернативних електростанцій істотно коротші. ціни на альтернативну енергію знижуються, на традиційну - постійно ростуть;

Соціальний: чисельність і щільність населення постійно ростуть. При цьому важко знайти райони будівництва АЕС, ГРЕС, де виробництво енергії було б рентабельне і безпечно для навколишнього середовища. Загальновідомі факти зростання онкологічних і інших важких захворювань в районах розташування АЕС, крупних ГРЕС, підприємств паливно-енергетичного комплексу, добре відома шкода, що наноситься гігантськими рівнинними ГЕС, - все це збільшує соціальну напруженість.

Еволюційно-історичний: у зв'язку з обмеженістю паливних ресурсів на землі, а також експоненціальним наростанням катастрофічних змін в атмосфері і біосфері планети існуюча традиційна енергетика представляється тупиковою; для еволюційного розвитку суспільства необхідно негайно почати поступовий перехід на альтернативні джерела енергії.

Всі енергетичні ресурси на землі можуть бути поділені на дві основні групи: не поновлювані і поновлювані (табл. 1.3).

Таблиця 1.3 - Потенційні запаси джерел енергії на Землі

ВИДИ ЕНЕРГІЇ	Запаси енергії
Не поновлювані (кВт·год)	
1. Термоядерна енергія	$100.000.000 \cdot 10^{12}$
2. Ядерна енергія	$574.000 \cdot 10^{12}$
3. Енергія паливних родовищ	$55.364 \cdot 10^{12}$
Поновлювані (кВт·год)	
1. Енергія сонця	$667.800 \cdot 10^{12}$
2. Енергія морів і океанів	$70.000 \cdot 10^{12}$
3. Енергія вітру	$17.360 \cdot 10^{12}$
4. Енергія внутрішнього тепла Землі	$134 \cdot 10^{12}$
5. Енергія річок	$18 \cdot 10^{12}$

Непоновлювані джерела енергії – це природні запаси речовин і матеріалів, які можуть бути використані людиною для виробництва енергії. Прикладом можуть служити: нафта, кам'яне і буре вугілля, сланці, торф, підземні гази, а також термоядерна і ядерна енергія. Енергія непоновлюваних джерел на відміну від поновлюваних знаходиться в природі в зв'язаному стані і вивільняється в результаті цілеспрямованих дій людини.

Поновлювані джерела енергії – це джерела на основі постійних існуючих або періодично виникаючих в навколишньому середовищі потоків енергії. Поновлювана енергія не є наслідком цілеспрямованої діяльності людини, і це є її відмітною ознакою (дані джерела постійно оновлюються) – сонячна енергія, вітер, потоки річок, морські хвилі і приливи, внутрішнє тепло Землі.

Поновлюваними джерелами енергії називаються ресурси енергії, які постійно циклічно відновлюють енергетичну цінність і можуть бути перетворені на корисну роботу. Іншими словами, поновлювані джерела енергії поновлюються постійно, без тимчасових обмежень, в той час, як ресурси органічних палив скорочуються у міру їх використання на мільярди тонн в рік.

Тому найбільш відповідною альтернативою органічним паливам є поновлювані і альтернативні джерела енергії. До них як мовилося раніше відносяться: сонячна енергія, енергія вітру, біоенергетичної маси, фотоенергетика, гідроенергетика, хвильова енергія, геотермальна енергія, показані на схемі рисунку 1.45.

Фундаментом економіки розвиненої держави є його паливно-енергетичний комплекс (ПЕК) - складна міжгалузева система, що забезпечує споживачів всіх категорій паливно-енергетичними ресурсами: безпосередньо паливом або отриманими з нього іншими видами енергії. Безперервне забезпечення народного господарства країни газом, нафтою, вугіллям, електричною і тепловою енергією - одна з умов існування її економічною і політичне незалежності і національній безпеці.

сонце							
пряма сонячна енергія				побічна діяльність сонця			
тепловий ефект	фотоефект		ефекти в атмосфері	ефекти в гідросфері		ефекти в геосфері	
теплова сонячна енергія	енергія біомаси	фото-енергетика	енергія вітру	гідро-енергія	хвильова енергія	геотермальна енергія	

Рисунок 1.45 – Альтернативні джерела енергії

Як стратегічна галузь економіки енергетика визначає рівень її розвитку, характер міжгалузевих зв'язків, статус держави на міжнародній арені, його привабливість як партнера.

Україні в спадок від радянського союзу дістався крупний промисловий і енергетичний потенціал: до 1990 р. на її частку доводилося близько 25 % видобутку вугілля, 40 % виплавки сталі, 50 % - чавуну. не говорячи вже про вироблення електроенергії на душу населення вище 5 тис. квт, що забезпечувало потреби могутньої промислової, машинобудівної, хімічної і здобувної промисловості.

На жаль, запаси нафти, газу, вугілля зовсім не нескінченні. щоб створити їх, природі було потрібно мільйони років, а витрачені вони будуть за сотні років. сьогодні в світі сталі серйозно замислюватися над тим, як не допустити розграбування земних багатств. лише за цієї умови запасів палива може вистачити на століття.

А поки учені, інженери займаються пошуками нових, нетрадиційних джерел, які могли б узяти на себе хоч би частина турбот по постачанню людства енергією. вирішення цієї задачі дослідники шукають різними шляхами. найпринаднішим, звичайно, є використання вічних, поновлюваних джерел енергії — енергії поточної води і вітру, океанських приливів і відливів, тепла

земних надр, сонця. багато уваги приділяється розвитку атомної енергетики, біоенергетиці, учені шукають способи відтворення на землі процесів, що протікають в зірках і забезпечують їх колосальними запасами енергії.

1.4.1 Сонячне енергопостачання

Використання сонячної енергії в наш час – різноманітне. Це – опалення та охолодження будівель, приготування гарячої води та сушіння сільськогосподарських продуктів, та багато інших застосувань.

Хоча сонячна енергія здається легкодоступною, але для її використання у тепlopостачанні, а особливо для електропостачання, потребуються значні кошти на обладнання. Тому для прийняття рішення про доцільність використання сонячної енергії потрібен детальний техніко-економічний аналіз. Але здобути попередню відповідь на питання доцільності інсталяції такої системи можна, розглянувши основні фактори, які впливають на це:

1. Високі середньорічні значення інтенсивності сонячної радіації, яка надходить, та велика кількість сонячних днів. Вагомість цього фактору – очевидна, тому нижче буде розглянуто ресурси сонячної енергії в Україні, і те, як розрахувати потік сонячної радіації.

2. Висока вартість традиційного джерела енергії. Тому можна майже впевнено сказати, що при наявності дешевого джерела тепlopостачання (газопровід) чи надійного електропостачання строк окупності сонячних систем буде дуже великим.

3. Ще один фактор – це відповідність періодів з високим значенням потоку сонячної радіації та потреб у енергії, що зменшить затрати на акумуляцію енергії (сезонну, або добову).

4. Жорсткі обмеження на використання традиційних джерел енергії у зв'язку з вимогами до чистоти оточуючого середовища (курортні та заповідні

зони), або пов'язані з вимогами безпеки (заборона газоспоживного обладнання у дитячих садках).

5. Наявність площі для розміщення колекторів та відсутність їх затінювання.

Оцінювання цих факторів дозволить зробити попередній висновок, чи є сенс проводити фінансовий аналіз можливості впровадження систем, які використовують сонячну енергію.

Перераховані фактори відносяться до всіх систем використання сонячної енергії – як у тепlopостачанні, так і у електропостачанні. Крім цього нижче у відповідних розділах для кожного виду використання будуть окремо розглянуті більш детально умови та технічні рішення, які дозволяють зробити сонячні системи як тепло- так і електропостачання конкурентно спроможними серед інших можливостей енергопостачання.

Середньорічна кількість сумарної сонячної радіації, що поступає на 1 м² поверхні, на території України знаходиться в межах: від 1070 кВт-год/м² в північній частині України до 1400 кВт-год/м² і вище в АР Крим (рис. 1.46). У табл. 1.4 наведено сумарний річний потенціал сонячної енергії для областей України.

1.4.2 Розрахунок величини сумарного надходження сонячної радіації

Середні місячні значення величин денних надходжень сонячної радіації на горизонтальну поверхню відомі для багатьох географічних пунктів, тоді як для похилої поверхні таких даних нема.

Середньомісячні денні надходження сумарної сонячної радіації на похилу поверхню визначаються таким чином

$$\bar{H}_T = \bar{R}\bar{H}, \quad (1.224)$$

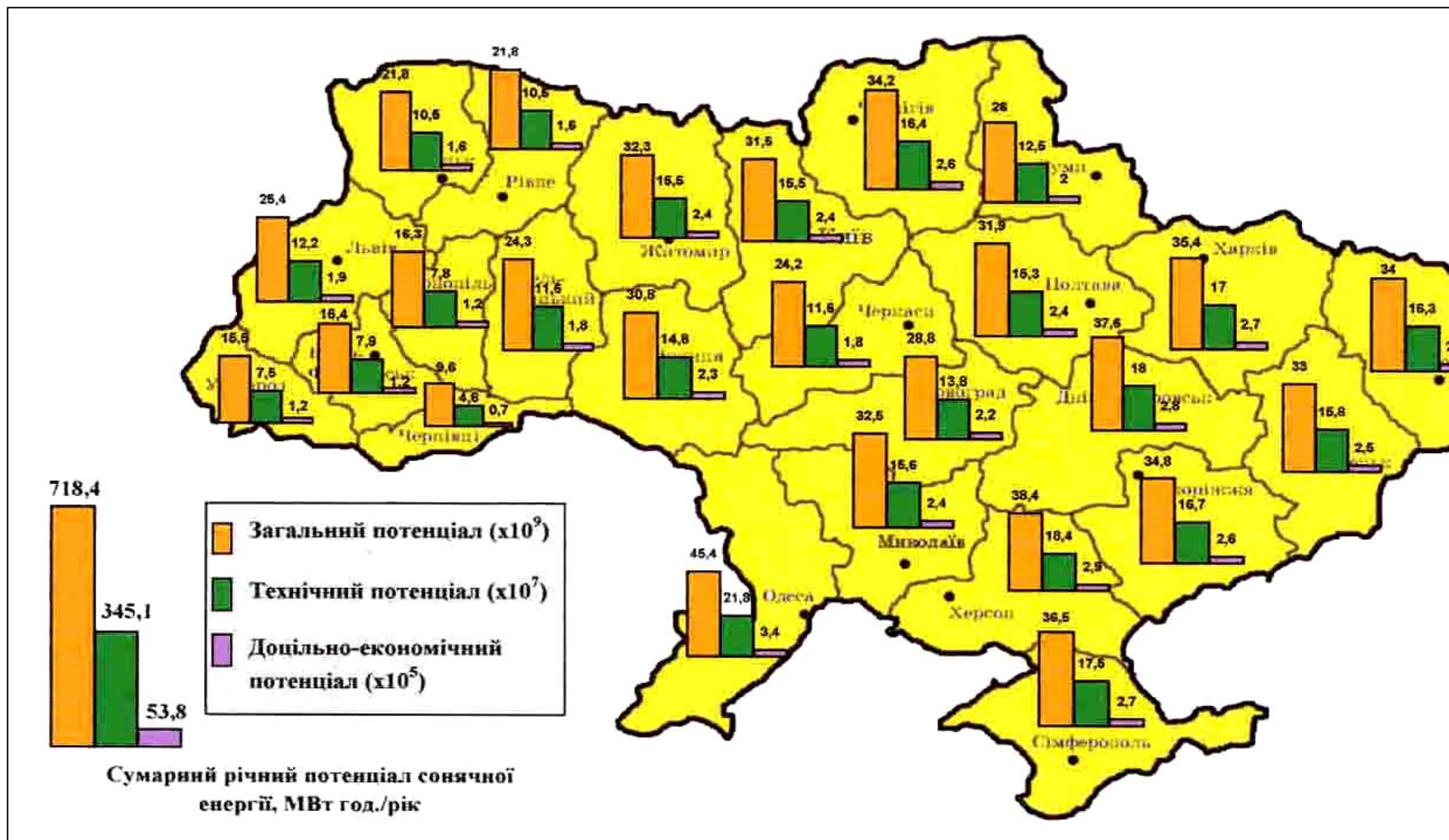


Рисунок 1.46 – Потенціал сонячної енергії на території України

Таблиця 1.4 - Сумарний річний потенціал сонячної енергії на території України

№ п/п	Області	Потенціал сонячної енергії МВт-год/рік		
		Загальний потенціал ($\times 10^9$)	Технічний потенціал ($\times 10^7$)	Доцільно- економічний потенціал ($\times 10^5$)
1	Вінницька	30,8	14,8	2,3
2	Волинська	21,8	10,5	1,6
3	Дніпропетровська	37,6	18	2,8
4	Донецька	33	15,8	2,5
5	Житомирська	32,3	15,5	2,4
6	Закарпатська	15,5	7,5	1,2
7	Запорізька	34,8	16,7	2,6
8	Івано-Франківська	16,4	7,9	1,2
9	Київська	31,5	15,5	2,4
10	Кіровоградська	28,8	13,8	2,2
11	Луганська	34	16,3	2,5
12	Львівська	25,4	12,2	1,9
13	Миколаївська	32,5	15,6	2,4
14	Одеська	45,4	21,8	3,4
15	Полтавська	31,9	15,3	2,4
16	Рівненська	21,8	10,5	1,6
17	Сумська	26	12,5	2,0
18	Тернопільська	16,3	7,8	1,2
19	Харківська	35,4	17	2,7
20	Херсонська	38,4	18,4	2,9
21	Хмельницька	24,3	11,6	1,8
22	Черкаська	24,2	11,6	1,8
23	Чернівецька	9,6	4,6	0,7
24	Чернігівська	34,2	16,4	2,6
25	АР Крим	36,5	17,5	2,7
	Всього	718,4	345,1	53,8

де \bar{H} - середньомісячна величина денного надходження сумарної радіації на горизонтальну поверхню, кДж/(м²·добу);

\bar{R} - відношення середньомісячних величин денного надходження сумарної радіації на похилу і горизонтальну поверхні.

Щоб визначити \bar{R} , потрібно знати складові потоку сонячної радіації:

- пряму;
- дифузну;
- відбиту.

Пряме випромінювання спричиняє відкидання тіні освітлюваним сонцем предметом. Дифузне - відбивається і розсівається хмарами і пилом, перш ніж досягає поверхні землі, і, на відміну від прямого випромінювання, не приводить до утворення тіней. Третя складова – це випромінювання, відбите від землі на поверхню колектора.

Підсумувавши ці складові, величину \bar{R} можна представити у вигляді:

$$\bar{R} = \left(1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}\right) \bar{R}_B + \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} + \rho \frac{1 - \cos \beta}{2}, \quad (1.225)$$

де \bar{H}_d - середньомісячна величина денного надходження дифузної радіації на горизонтальну поверхню, кДж/(м²·добу);

\bar{R}_B - відношення середньомісячних величин денного надходження прямої радіації на похилу і горизонтальну поверхні;

β - кут нахилу колектора до горизонту;

ρ - відбивна здатність землі, яка змінюється від 0,2 (влітку) до 0,7 (взимку за наявності снігового покриву).

Дослідження показали, що частка дифузної складової в сумарній радіації $\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}$ залежить від показника хмарності \bar{K}_T (коефіцієнта ясності атмосфери):

$$\bar{K}_T = \frac{\bar{H}}{H_0}, \quad (1.226)$$

де H_0 - середньомісячне денне надходження сонячної радіації на горизонтальну поверхню за межами земної атмосфери, що розраховується на основі геометричних міркувань з використанням сонячної постійної, кДж/(м² × добу).

Залежність частки дифузної радіації від показника хмарності може бути виражена формулою:

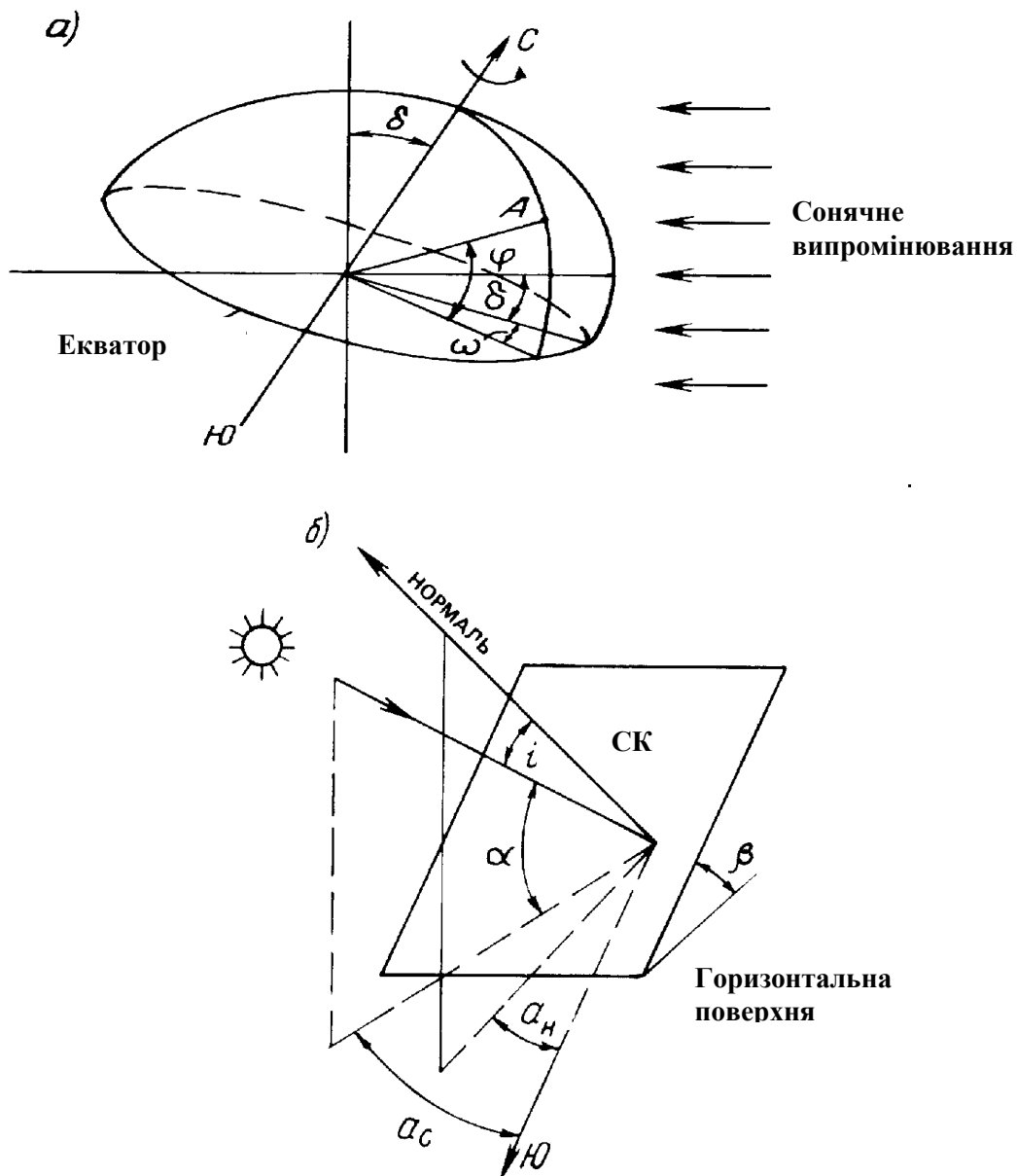
$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1,39 - 4,03\bar{K}_T + 5,53\bar{K}_T^2 - 3,11\bar{K}_T^3. \quad (1.227)$$

Для поверхонь, орієнтованих на південь, величина \bar{R}_B може бути визначена згідно рівнянню (1.228). Ці ж значення з допустимою погрішністю можна використовувати і для поверхонь, азимут яких по абсолютному значенню не перевищує 15°.

$$\bar{R}_B = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cos \delta \sin \omega' + \frac{\pi}{180} \omega' \sin(\varphi - \beta) \sin \delta}{\cos \varphi \cos \delta \sin \omega + \frac{\pi}{180} \omega \sin \varphi \sin \delta}, \quad (1.228)$$

де ω - годинний кут заходу сонця на горизонтальній поверхні (рис. 1.47)

$$\omega = \arccos(-tg\varphi tg\delta), \quad (1.229)$$



ω - годинний кут; δ - схилення сонця; i - кут падіння сонячного проміння на похилу поверхню сонячного колектора; α - кут висоти Сонця; a_c - азимут Сонця; a_n - азимут похилої поверхні

Рисунок 1.47 - Кути, що характеризують положення точки на земній поверхні (а) і похилій поверхні колектора (б) відносно сонячного проміння

ω' - годинний кут заходу сонця на похилій поверхні:

$$\omega' = \min \{ \omega; \arccos[-\operatorname{tg}(\varphi - \beta)\operatorname{tg}\delta] \}, \quad (1.230)$$

δ - схилення сонця (рис. 1.47)

$$\delta = 23,45 \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right), \quad (1.231)$$

тут n – порядковий номер дня року.

При розрахунках і проектуванні систем сонячного теплопостачання можуть виникнути ситуації, коли дані щодо щільності сонячної радіації відсутні, але є інформація про тривалість сонячного сяяння.

Тоді можна оцінити денну суму радіації, скориставшись запропонованим Говером і Мак-Кулохом співвідношенням:

$$\bar{N} = Q_{\text{с.п}}(0,29 \cos \varphi + 0,52 P/P_{\text{max}}), \quad (1.232)$$

де $Q_{\text{с.п}} = 9830$ Вт·год/(м²·добу) - сонячна постійна;

P_{max} — можливе число годин сонячного сяяння, год.

Формула (1.232) дозволяє виразити густину потоку сонячної радіації, що приходить на площину сонячного колектора, через тривалість сонячного сяяння.

1.4.3 Системи сонячного теплопостачання

Системи сонячного теплопостачання (ССТ) можна поділити на пасивні та активні. Найбільш простими та дешевими є пасивні системи, або „сонячні дома”, які для збору сонячної енергії використовують елементи конструкцій будівель. Незважаючи на деякі переваги пасивних систем. Найбільш поширеними є активні системи, які використовують спеціальне обладнання для збору, акумулювання та розподілу теплоти сонячної радіації.

Залежно від призначення, використаних елементів активні ССТ можна класифікувати у різний спосіб:

1. по призначенню:

- системи гарячого водопостачання;
- системи опалення;
- системи теплопостачання (опалення та гарячого водопостачання);
- комбіновані установки для цілей теплохолодопостачання.

2. по терміну роботи:

- цілорічні;
- сезонні.

3. по виду теплоносія, що використовують:

- рідинні;
- повітряні.

4. по технічному рішенню схеми:

- одноконтурні;
- двоконтурні;
- багатоконтурні.

Найчастіше вживаними теплоносіями в системах сонячного теплопостачання є рідини (вода, розчин етиленгліколя, органічні речовини) і повітря. Кожний з них має певні переваги і недоліки. Повітря не замерзає, не створює великих проблем, пов'язаних з витокami і корозією обладнання. Проте

через низьку густину і теплоємність повітря розміри повітряних установок, витрати електроенергії на перекачування теплоносія вищі, ніж у рідинних систем. Тому в більшості експлуатованих систем сонячного теплопостачання перевага віддається рідинам. Для житлово-комунальних потреб основний теплоносій – вода.

При роботі сонячних колекторів в періоди з від'ємною температурою зовнішнього повітря необхідно або використовувати в якості теплоносія антифриз, або якимсь способом уникати замерзання теплоносія (наприклад: своєчасним зливом води, нагрівом її, утепленням сонячного колектора).

Геліоустановками гарячого водопостачання цілорічної дії з дублюючим джерелом теплоти можуть бути обладнані дома сільського типа, багатопверхові і багатоквартирні будинки, санаторії, лікарні і інші об'єкти. Сезонні установки, такі як, наприклад, душові установки на базах відпочинку, пересувні установки для будівників функціонують звичайно в літні і перехідні місяці роки, в періоди з додатною температурою зовнішнього повітря. Вони можуть мати дублююче джерело теплоти або обходитися без нього залежно від типу об'єкту і умов експлуатації.

Вартість геліоустановок гарячого водопостачання може складати від 5 до 15 % вартості об'єкту і залежить від кліматичних умов і вартості обладнання.

У геліоустановках, призначених для систем опалювання, в якості теплоносіїв використовують як рідини, так і повітря. В багатоконтурних геліоустановках в різних контурах можуть бути використані різні теплоносії (наприклад: в геліоконтурі – вода, в розподільчому контурі – повітря).

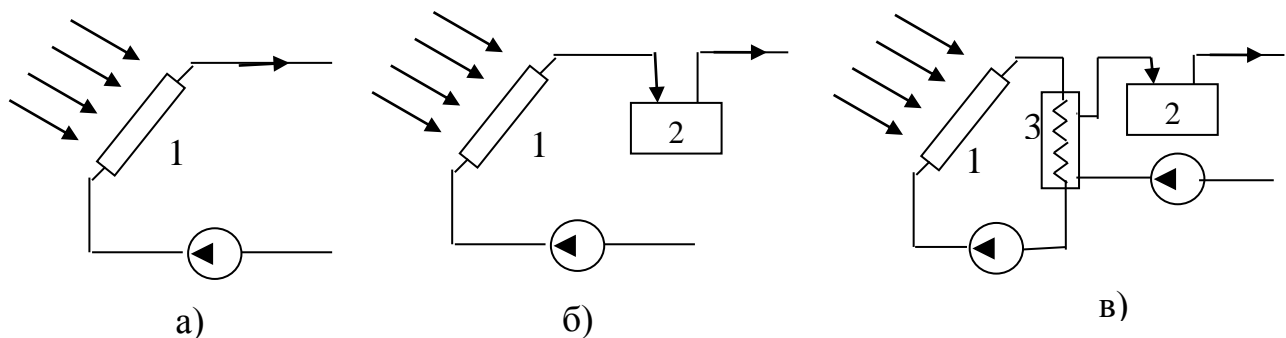
Площа поверхні сонячних колекторів, необхідна для систем опалювання, звичайно у 3 - 5 разів перевищує площу поверхні колекторів для систем гарячого водопостачання, тому коефіцієнт використання цих систем нижчий, особливо в літній період року. Вартість установки для системи опалювання може складати 15...35 % вартості об'єкту.

До комбінованих систем можуть бути віднесені установки цілорічної дії для цілей опалювання і гарячого водопостачання, а також установки, що працюють в режимі теплового насоса і теплової труби для цілей теплохолододоставання. Ці системи поки не застосовуються широко в промисловості. Головний їх недолік полягає у великих початкових капітальних вкладеннях, тому потрібен ретельний техніко-економічний аналіз умов вживання комбінованих систем.

Принципові схеми систем сонячного теплопостачання, представлені на рис. 1.48, 1.49, можна розділити на дві основні групи:

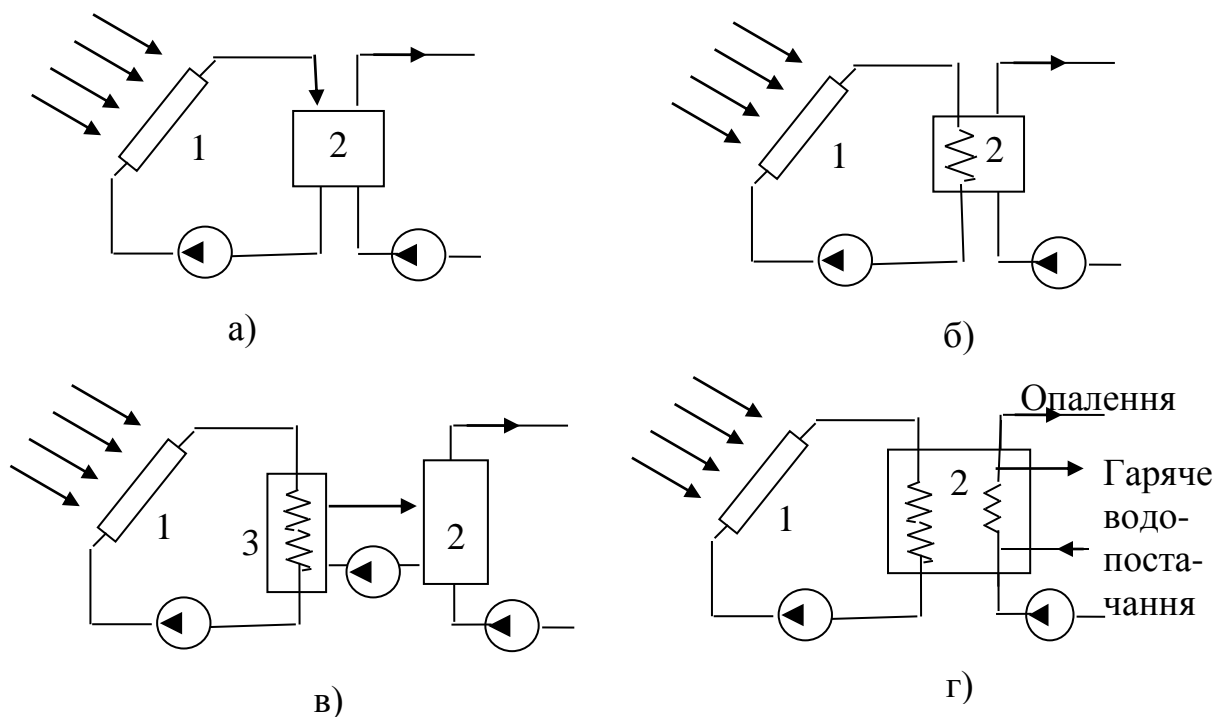
- установки, що працюють по *розімкненій* або *прямоточній* схемі (рис. 1.48);
- установки, що працюють за *замкнутою* схемою (рис. 1.49).

В установках першої групи теплоносій подається в сонячні колектори (рис. 1.48, а,б) або в теплообмінник геліоконтура (рис. 1.48,в), де він нагрівається і поступає або безпосередньо до споживача, або в бак-акумулятор.



1 – сонячний колектор; 2 – акумулятор; 3 – теплообмінник

Рисунок 1.48 - Принципові схеми прямоточних систем



1 – сонячний колектор; 2 – акумулятор; 3 – теплообмінник

Рисунок 1.49 - Принципові схеми замкнутих систем

Якщо температура теплоносія після геліоустановки виявляється нижче заданого рівня, то теплоносії догрівають за рахунок дублюючого джерела теплоти. Розглянуті схеми знаходять вживання, в основному, в промислових об'єктах, в системах з довготривалою акумуляцією теплоти. Щоб забезпечити постійний температурний рівень теплоносія на виході з колектора, необхідно змінювати витрату теплоносія відповідно до закону зміни інтенсивності сонячної радіації протягом дня, що вимагає вживання автоматичних пристроїв і ускладнює систему.

У схемах другої групи передача теплоти від сонячних колекторів здійснюється або через бак-акумулятор, або шляхом безпосереднього змішування теплоносіїв (рис. 1.49,а), або через теплообмінник, який може бути розташований як усередині бака (рис. 1.49,б), так і зовні нього (рис. 1.49,в). До споживача нагрітий теплоносії поступає через бак і у разі потреби його

догрівають за рахунок дублюючого джерела теплоти. Установки, що працюють за схемами, представленими на рис. 1.49, можуть бути одноконтурними (рис. 1.49,а), двоконтурними (рис. 1.49,б) або багатоконтурними (рис. 1.49,в,г).

Вживання того або іншого варіанту схеми залежить від характеру навантаження, типу споживача, кліматичних, економічних факторів і інших умов. Розглянуті на рис. 1.49 схеми знайшли в даний час найбільше вживання, оскільки відрізняються порівняльною простотою, надійністю в експлуатації.

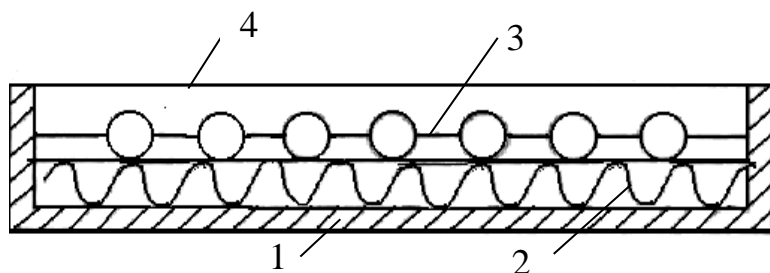
1.4.4 Плоскі сонячні колектори та їх ефективність

У системах сонячного теплопостачання може бути застосований будь-який з існуючих типів колекторів – фокусуючий або плоский. Фокусуючі колектори дозволяють забезпечити нагрів теплоносія до порівняно високих температур (400...600 °С). Основний їх недолік в тому, що в них сприймається тільки пряма складова сонячної радіації, хоча дифузна може складати до 40% сумарної радіації, особливо в північних широтах. Крім того, вартість фокусуючих колекторів велика, що не завжди дозволяє використовувати їх в системах теплопостачання, тому найбільше поширення набули плоскі колектори.

Термін «плоский» є дещо умовним і відноситься як до різних типів сонячних колекторів, поглинаюча поверхню яких може бути поєднанням плоских, гофрованих, фокусуючих елементів, поверхонь, що відбивають, так і до різних способів перетворення сонячного випромінювання.

Більшість плоских колекторів має наступні елементи (рис. 1.50):

- прозоре покриття з одного або декількох шарів скла або іншого прозорого матеріалу;
- поглинаючу поверхню (або поглинаючий елемент) з каналами для проходу теплоносія і оребрення різної форми;
- ізоляцію для зменшення теплових втрат;



1 – корпус; 2 – ізоляція; 3 – поглинаюча поверхня; 4 – прозоре покриття

Рисунок 1.50 - Поперечний розріз сонячного колектора.

- сантехнічну арматуру, патрубки, теплообмінники;
- корпус для розміщення вищезазначених елементів і кріплення до опори.

Залежно від області вживання конструкція і набір елементів можуть мінятися.

Принцип дії плоского колектора наступний. Велика частка сонячної радіації, падаючої на колектор, поглинається поверхнею. Частка поглиненої енергії передається теплоносію, циркулюючому через колектор, а решта втрачається в результаті теплообміну з навколишнім середовищем через прозоре покриття і стінки корпусу. Прозоре покриття зменшує теплові втрати конструкцій і втрати випромінюванням від поглинаючої поверхні. Наприклад, скло прозоро для короткохвильового високотемпературного випромінювання, але фактично непроникно для довгохвильового випромінювання від поверхні при температурі нижче 373 К.

Хоча прозоре покриття викликає деяке зменшення щільності потоку сонячної радіації за рахунок оптичних втрат при пропусканні, ефект від зниження теплових втрат, більше. Звичайно використовують одно- або двошарове прозоре покриття. Скло володіє стійкістю до атмосферних дій, має високу прозорість, воно недороге. Недоліки скла – його крихкість і велика маса.

Окрім скла для покриття можна застосовувати прозорі полімерні плівки. Але вони, як правило, не володіють стійкістю до дії погодних умов, з часом жовтіють, що знижує їх здатність пропускання.

В якості поглинаючої поверхні може бути використаний лист з металу або іншого матеріалу з каналами для проходу теплоносія. На рис. 1.51 представлені поперечні перетини деяких конструкцій поглинаючої поверхні.

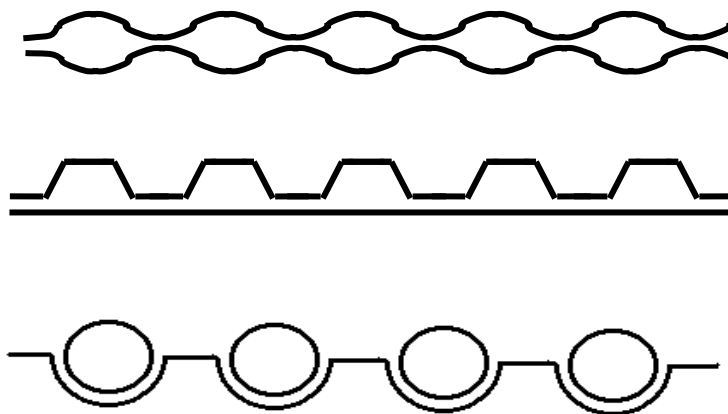


Рисунок 1.51 - Поперечні перетини поглинаючої поверхні.

В якості конструкційних матеріалів для її виготовлення звичайно використовують сталь, алюміній, мідь, різні сплави, пластмасу, гуму і ін. Поглинаючу поверхню зачернюють, або використовують інші заходи для досягнення високої поглинаючої здатності.

Корпус колектора може бути виготовлений з дерева, металу, полімерних і інших матеріалів. В якості теплової ізоляції використовують тирсу, мінеральну вату, синтетичні матеріали і ін.

Рівняння, яке застосовне для розрахунку майже всіх існуючих конструкцій плоского колектора, має вигляд:

$$Q_U = F_{RA} [I_T (\tau\alpha) - U_L(T_I - T_{O.C.})], \quad (1.233)$$

де Q_U - корисна енергія, що відводиться з колектора в одиницю часу, Вт;

A - площа колектора, м²;

F_R - коефіцієнт відведення тепла з колектора;

I_T - щільність потоку сумарної сонячної радіації в площині колектора, Вт/м²,

τ - здатність пропускання прозорих покриттів по відношенню до сонячного випромінювання;

α - поглинальна здатність пластини колектора по відношенню до сонячного випромінювання;

U_L - повний коефіцієнт теплових втрат колектора, Вт/(м²·К);

T_I - температура рідини на вході в колектор, К;

$T_{O.C.}$ - температура навколишнього середовища, К.

У рівнянні (1.232) корисна енергія колектора визначається за температурою рідини на вході. Проте втрати тепла в навколишнє середовище залежать від середньої температури поглинаючої пластини, яка завжди вища за температуру на вході, якщо рідина нагрівається, проходячи через колектор.

Коефіцієнт F_R враховує нерівномірність розподілу температури поглинаючої поверхні і пов'язане з цим збільшення теплових втрат в порівнянні з втратами теплоти за умови, що температура поверхні дорівнює T_{BX} . Таким чином, коефіцієнт відведення теплоти F_R рівний відношенню фактично одержаної корисної енергії до тієї енергії, яку можна одержати у разі, коли температура всієї поглинаючої поверхні рівна T_{BX} . Коефіцієнт F_R залежить від конструкції колектора і витрати теплоносія, але мало залежить від щільності потоку сонячної радіації і температур поглинаючої поверхні і навколишнього середовища.

Приведена здатність поглинання колектора визначається властивостями матеріалів прозорого покриття та поглинаючої поверхні і кутом падіння сонячного випромінювання на площину колектора.

Повний коефіцієнт теплових втрат U рівний сумі коефіцієнтів втрат через прозоре покриття, днище і бічні стінки корпусу. Для більшості конструкцій сонячних колекторів значення двох останніх коефіцієнтів можуть складати $0,5 \dots 1,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Тепловий баланс колектора приведено на рис. 1.52.

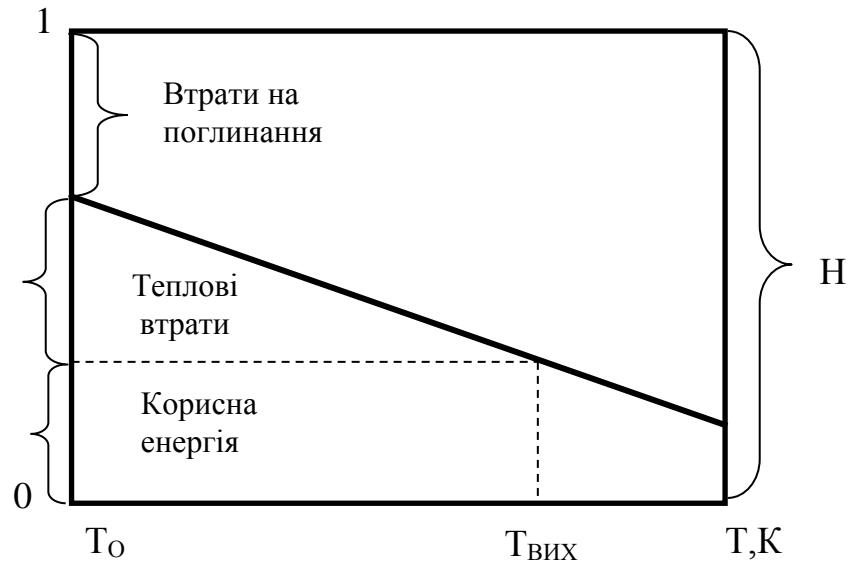


Рисунок 1.52 - Тепловий баланс сонячного колектора

Добутки $F_R \cdot (\tau\alpha)_n$ і $F_R \cdot U_L$ неважко визначити за результатами стандартних випробувань колекторів. Такі випробування проводять або за натурних умов приблизно ополудні в ясний сонячний день, або в приміщенні із застосуванням сонячного імітатора. В обох випадках дифузна складова радіації мала і падаюче випромінювання спрямовано майже за нормаллю до поверхні колектора. Внаслідок цього, значення приведеної поглинальної здатності, визначуваної з цих дослідів, відповідає прямій радіації, падаючій по нормалі до поверхні, і позначається $(\tau\alpha)_n$.

У процесі випробувань ретельно вимірюють щільність потоку падаючої сонячної радіації, температуру рідини на вході і виході з колектора. Корисна енергія колектора визначається виразом, Вт:

$$Q_U = A \cdot G \cdot C_P \cdot (T_2 - T_1), \quad (1.234)$$

де G – витрата рідини на 1 м^2 площі колектора, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;

C_P – теплоємність рідини, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

T_2 – температура рідини на виході з колектора, К .

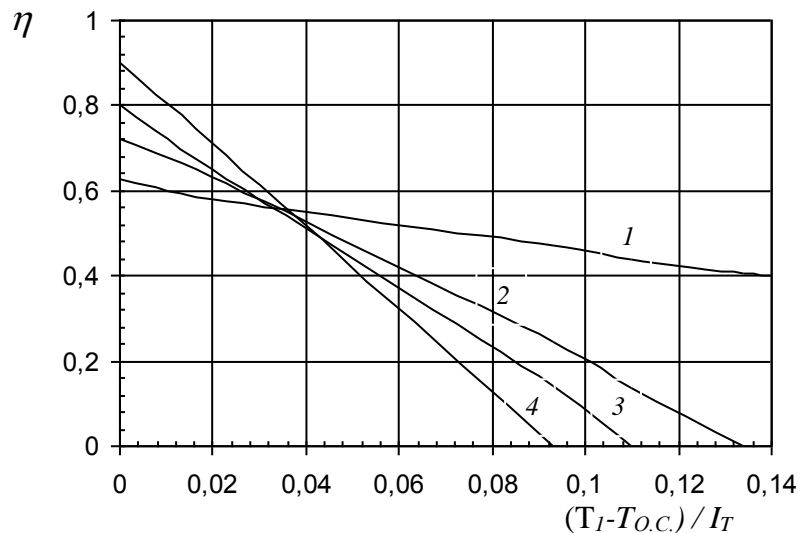
За результатами випробувань звичайно визначається ККД колектора – відношення корисної енергії, отриманої колектором, до падаючої енергії сонячного випромінювання на площину сонячного колектора:

$$\eta = Q_U / (A I_T). \quad (1.235)$$

Результати випробувань краще всього представити у вигляді графіка залежності миттєвого ККД колектора від параметра $(T_1 - T_{O.C.}) / I_T$. В основі такої форми подання дослідних даних лежить рівняння (1.233). Розділивши обидві частини цього рівняння на $I_T A$, одержимо наступний вираз ККД колектора:

$$\eta = Q_U / (A I_T) = F_R (\tau\alpha)_n - F_R U_L (T_1 - T_{O.C.}) / I_T. \quad (1.236)$$

При $U_L = \text{const}$ залежність ККД колектора від параметра $(T_1 - T_{O.C.}) / I_T$ є лінійною, причому кутовий коефіцієнт прямої дорівнює $-F_R U_L$, а координата точки перетину з вертикальною віссю складає $F_R (\tau\alpha)_n$. – рис. 1.53.



1 – вакуумований колектор; 2 – колектор з подвійним склінням і селективним покриттям поглинаючої поверхні; 3 – колектор з подвійним склінням; 4 – колектор з одинарним склінням.

Рисунок 1.53 - Залежність ККД рідинного колектора від кліматичних і конструктивних факторів:

Незважаючи на ряд допущень, зроблених під час виведення залежності (1.233), вона дозволяє порівнювати між собою різні типи сонячних колекторів. Проте слід помітити, що колектори з близькими тепловими характеристиками можуть відрізнятися в 1,5...2,5 рази за вартістю. Тому об'єктивнішої оцінки необхідне залучення методів техніко-економічного аналізу.

Величиною, що характеризує теплотехнічну досконалість сонячного колектора при порівнянні різних конструкцій, може бути приведений коефіцієнт теплових втрат:

$$U_0 = U/(\alpha\tau) \quad (1.237)$$

Величина U є мірою якості вироблюваної сонячним колектором енергії, тобто рівень температури теплоносія, що нагрівається; $(\alpha\tau)$ - міра кількості енергії, одержуваної від колектора. Чим менше, тим вище теплова потужність колектора. Проте зменшення U_0 , практично завжди пов'язано із збільшенням вартості колектора.

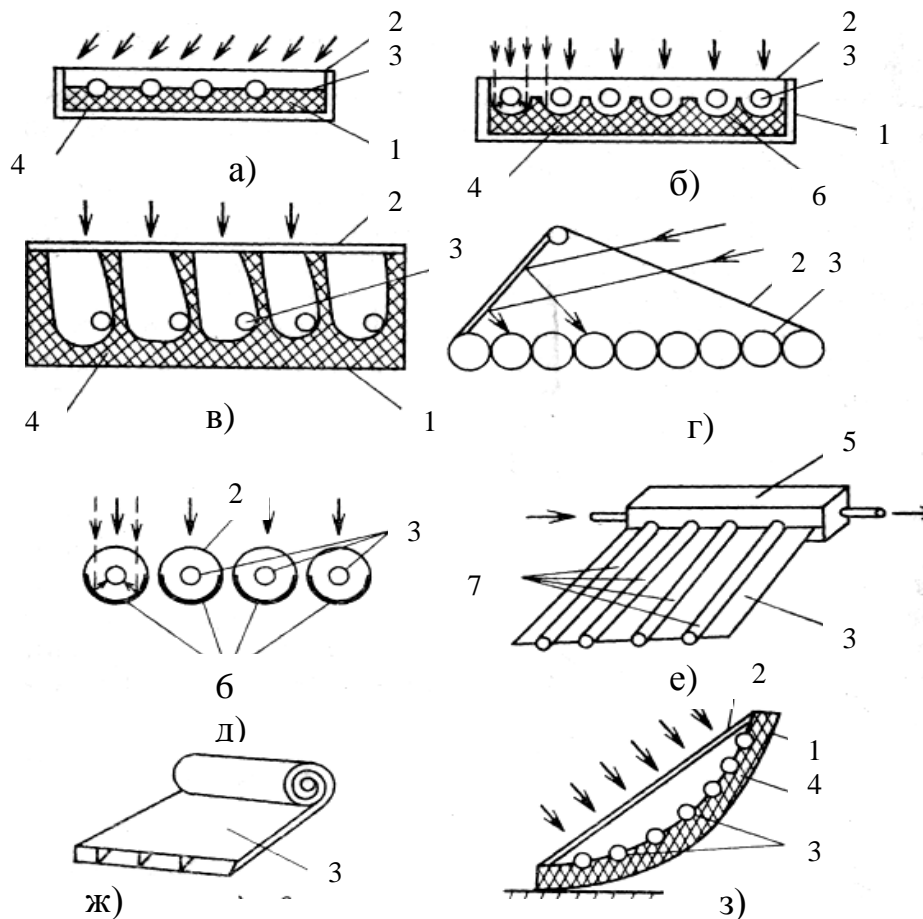
Конструкції сонячних колекторів плоского типу

Існують різні підходи до удосконалення конструкції сонячного колектора. Підвищення його ефективності найчастіше пов'язано з ускладненням конструкції і, як наслідок, із збільшенням його вартості. На рис. 1.54,а-з представлені деякі конструкції плоских колекторів, вживані в даний час.

Поверхні, що відбивають (рис. 1.54,б,в,г), з розміщеними у фокусі поглинаючими трубами, забезпечують підвищення концентрації сонячного випромінювання і зменшення теплових втрат. Поверхня, що відбиває, може бути плоскою, гофрованою, криволінійною.

Вакуумований колектор (рис. 1.54,д) має порожнину, обмежену прозорою для сонячного випромінювання огорожею, з якої відкачують повітря. У середині порожнини розміщена труба, поглинаюча сонячне випромінювання, і заповнена теплоносієм. Вакуумований колектор забезпечує зниження теплових втрат, особливо при високих температурах (373...473 °С). Труба, поглинаюча сонячне випромінювання, може бути виготовлена із скла, металу або полімерних матеріалів. Вакуум може складати 0,01...0,1 Па. Окремі трубчасті конструкції збирають в секції. Основна трудність при створенні вакуумних колекторів полягає в розробці надійного ущільнення на виході поглинаючої поверхні.

Останнім часом виявляється сильний інтерес до використання принципу теплової труби в сонячних колекторах (рис. 1.54,е). Застосовуючи В якості теплоносія виступають низькокип'ячі рідини, тому можна нагрівати теплоносій не тільки за рахунок сонячної радіації, але і за рахунок теплоти навколишнього середовища. При цьому підвищується ККД через зменшення теплових втрат.



1 – корпус; 2 – прозоре покриття; 3 – поглинаюча поверхня; 4 – ізоляція;
 5 – теплообмінник; 6 – поверхня, що відбиває; 7 – випарники теплових труб

Рисунок 1.54 - Сонячні колектори плоского типу:

Використання полімерних матеріалів (рис. 1.54,ж,з) дозволяє зменшити масу сонячного колектора, спростити технологію виготовлення, збирання і монтаж в процесі експлуатації.

На рис. 1.54,ж представлений варіант сонячного колектора виконаного з еластичного матеріалу, який можна скручувати в рулон, що зручне при монтажі, транспортуванні та зберіганні.

Плоскі колектори з системою орієнтації. Максимальну теплову потужність сонячний колектор має у разі нормального падіння сонячного проміння на поглинаючу поверхню. Ці умови дотримуються тільки ополудні. В решту часу дня кут падіння змінюється від 0 до 90°, що призводить до зменшення теплової потужності установки. В концентруючих системах для забезпечення стеження за положенням сонця використовують механічні пристрої та автоматику. Це здорожує і ускладнює конструкцію і найчастіше неприйнятно для систем сонячного теплопостачання по економічних міркуваннях. Тому для забезпечення стеження в сонячних колекторах плоского типу застосовуються різні технічні рішення. На рис. 1.54(з) представлена конструкція сонячного колектора з еластичного матеріалу, прозоре покриття якого виконано з жорсткого матеріалу (наприклад, скла). Одна з стінок колектора жорстко пов'язана з підставою. При збільшенні сонячної радіації підвищується тиск теплоносія в каналах поглинаючої поверхні і за рахунок пружних властивостей матеріалу колектора змінюється його форма і положення відносно підстави. Таким чином здійснюється орієнтація на сонці.

Селективні покриття на поглинаючій поверхні дозволяють зменшити втрати випромінювання в інфрачервоній частині сонячного спектру. Це зменшення стає все більш істотним у міру підвищення температури поглинаючої поверхні. В якості селективних покриттів найчастіше використовують чорний нікель, чорний хром, оксид натрію й інші. При виборі того або іншого матеріалу для селективного покриття необхідно прагнути до збільшення відношення α/ϵ ; де α – поглинальна здатність покриття; ϵ – ступінь чорноти поглинаючої поверхні.

Як вказувалось раніше, в якості теплоносіїв в сонячного теплопостачання може бути використано повітря. Сонячні повітрянагрівачі мають наступні переваги:

- повітря не замерзає;
- наслідки від витоку повітря менш значні, ніж до інших теплоносіїв;

- відсутня проблема корозії і сумісності різних матеріалів.

1.4.5 Економічні показники використання сст та їх визначення

Як правило, системи сонячного теплопостачання потребують значних коштів, тому техніко-економічне обґрунтування є важливим аспектом при розгляданні цих систем. При всіх своїх позитивних властивостях (екологічна чистота, відсутність необхідності у паливі), якщо розглядати ССТ як спосіб економії коштів, прийняття рішення про впровадження цієї системи потребує достатнього обґрунтування. Якщо не провести детальний аналіз, а орієнтуватись тільки на рекламні данні, можна затратити великі кошти і встановити систему, строк окупності якої буде 25...40 років для систем теплопостачання, чи 70...100 років для фотопанелей.

Нерідко інформація про сонячне обладнання, яку пропонують фірми-виробники, або фірми, впроваджуючи це обладнання дуже неповно вказують технічні характеристики. Наприклад, може бути приведено ККД, який має досить привабливе значення – 0,8, без пояснення що це оптичний ККД, який неможливо досягти в практичному використанні. Вказуються малі строки окупності без розкриття того, при яких умовах вони можуть бути здобуті. Тому для проведення техніко-економічного аналізу енергоменеджер повинен запросити точну інформацію про обладнання, особливо про сонячний колектор. До необхідної інформації можна віднести наступні питання:

1. Результати випробування колектора. Це повинен бути не ККД, а графік залежності ККД від комплексу $(T_1 - T_{o.c.}) / I_m$, або два параметри: оптичний ККД колектора $F_R(\tau\alpha)_n$ та коефіцієнт втрат $F_R U_L$ (див. розділ 1.4.2).

2. Матеріали, з яких вироблено колектор:

- трубки для рідини (мідь, алюміній, нержавіюча сталь, звичайна сталь);
- скло (термостійкість, наявність оксиду заліза);

- ізоляція (виробник, строк працездатності);
- корпус (антикорозійна здатність);
- матеріал прокладок.

Відповідь на перше питання дозволить розрахувати річну економію енергії від впровадження системи. Данні про матеріали дадуть змогу реально оцінити строк служби колектора, про дослідження показують, що деякі колектори (наприклад, Братського заводу, Росія) вже через три роки в своїй більшості непрацездатні.

1.4.6 Сонячне електропостачання та теплоелектроенергетика

Перетворення сонячної енергії в електричну в наш час здійснюється термодинамічним або фотоелектричним способом. Перший повторює принцип роботи звичайної ТЕС: робоче тіло (наприклад, вода) нагрівається в сонячному котлі, встановленому на високій башті. При фотоелектричному способі сонячна енергія перетворюється безпосередньо в електричну в сонячних фотоелементах. У космосі це єдиний спосіб добування електроенергії без участі Землі.

Електроенергію за рахунок використання сонячної енергії можна отримати в теплосилових установках, в яких тепло від згорання палива замінюється потоком концентрованого сонячного випромінювання. Принципова схема будови енергетичних геліоустановок наведена на рис. 1.55.

Робочим тілом в колекторах є вода або водно-спиртовий розчин у зимовий період. Ефективність використання падаючого на приймач випромінювання становить від 20 до 35 %, вироблена електроенергія становить від 10 до 30 % ефективного падаючого випромінювання.

Більшість з подібних сонячних електростанцій передбачає однаковий принцип дії: поле розміщених на рівні землі дзеркал-геліостатів, що

"слідкують" за сонцем, відбивають сонячні промені на приймач-ресивер, встановлений на досить високій вежі.

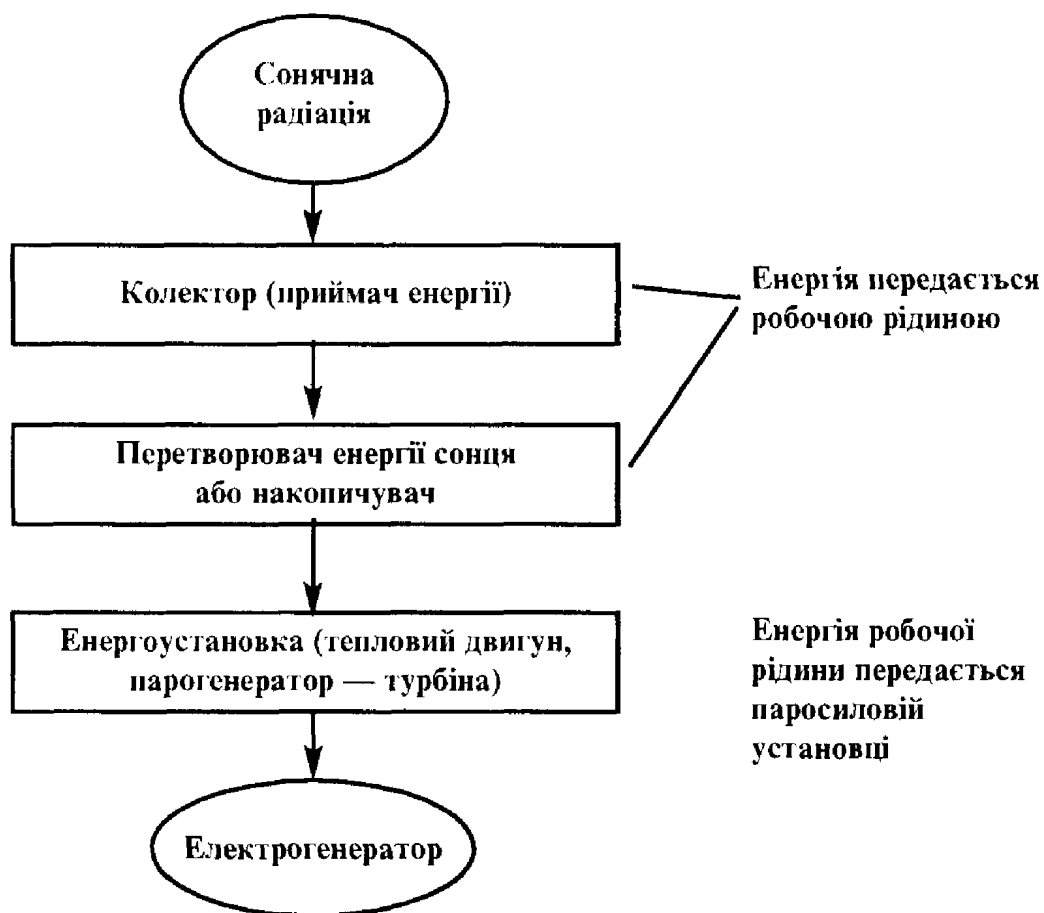


Рисунок 1.55 - Принципова схема геліоенергетичної установки

Ресивер – це сонячний котел, в якому виробляється водяна пара середніх параметрів, спрямована потім в стандартну парову турбіну. Принципова схема такої установки наведена на рис. 1.56.

Щоб можна було виробляти електричну енергію в нічний час та в періоди зменшення сонячної радіації, користуються звичайним паливним котлом, що дає змогу турбіні працювати в різних режимах.

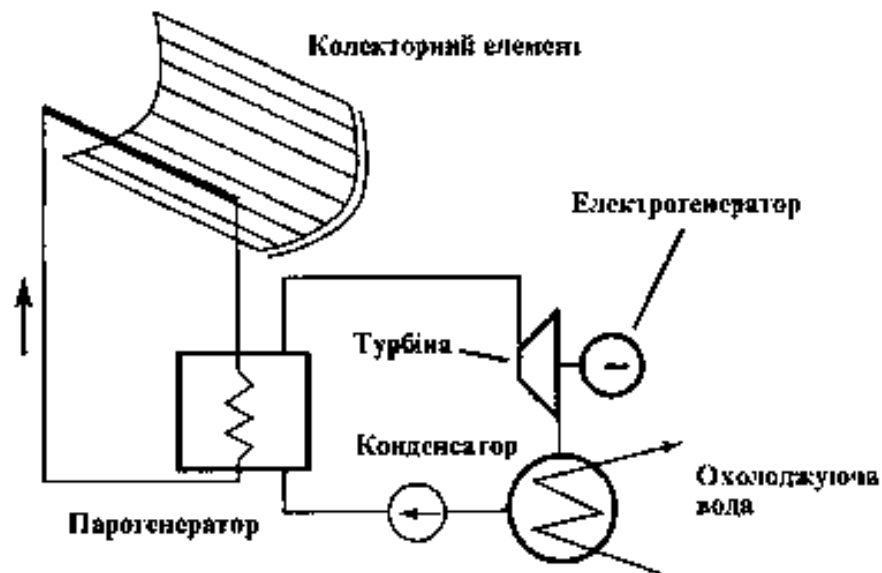


Рисунок 1.56 - Принципова схема паросилової сонячної електростанції

Наприкінці 70-х – початку 80-х років у різних країнах миру було побудовано сім пілотних сонячних електростанцій (СЕС) такого типу з рівнем потужності від 0,5 до 10 МВт. Сама більша СЕС потужністю 10 МВт (Solar One) була побудована в Каліфорнії.

На даний час жодна із цих СЕС більше не експлуатується, оскільки намічені для них дослідницькі програми виконані, а експлуатація їх як комерційних електростанцій виявилася не вигідною. В 1992 р. Едісоновська компанія в Південній Каліфорнії, заснувала консорціум з енергетичних і промислових компаній, які разом з Міністерством енергетики США фінансували проект по створенню баштової СЕС Solar Two шляхом реконструкції Solar One, залишаючи ту ж саму потужність 10 МВт. Основна ідея реконструкції полягала в тому, щоб замінити існуючий ресивер із прямим одержанням водяної пари на ресивер з проміжним теплоносієм (нітратні солі). У схему СЕС включений нітратний бак-акумулятор замість застосовуваного в Solar One гравійного акумулятора з високотемпературним маслом як теплоносієм. Розроблювачі розглядають її як прототип, що дозволить на

наступному етапі створити СЕС потужністю 100 МВт. Передбачається, що при такому масштабі СЕС цього типу виявиться конкурентноздатною з ТЕС на органічному паливі.

Починаючи із середини 80-х років, у Південній Каліфорнії компанією LUZ були створені й пущені в комерційну експлуатацію дев'ять СЕС із параболоциліндричними концентраторами (ПЦК) з одиничними потужностями, які нарощувались від першої СЕС до наступних від 13,8 до 80 МВт. Сумарна потужність цих СЕС досягла 350 МВт. У цих СЕС використані ПЦК із апертурою, що збільшувалася при переході від першої СЕС до наступних. Стежачи за сонцем на єдиній осі, концентратори фокусують сонячну радіацію на трубчастих приймачах, укладених у вакуумованих трубках. У середині приймача протікає високотемпературний рідкий теплоносій, що нагрівається до 380°C і потім віддає тепло водяної пари в парогенератор. У схемі цих СЕС передбачене також спалювання в парогенераторі деякої кількості природного газу для виробництва додаткової пікової електроенергії, а також для компенсації зменшеної інсоляції.

Зазначені СЕС були створені й експлуатувалися в той час, коли в США існували закони, які дозволяли СЕС беззбитково функціонувати. Закінчення терміну дії цих законів наприкінці 80-х років привело до того, що компанія LUZ збанкрутувала, а будівництво нових СЕС цього типу було припинено.

Компанія KJC (Kramer Junction Company), що експлуатувала п'ять із дев'яти побудованих СЕС (з 3 по 7), поставила перед собою завдання підвищити ефективність цих СЕС, скоротити витрати на їхню експлуатацію й зробити їх економічно привабливими в нових умовах. Тепер ця програма успішно реалізується.

Інший проект вежевої сонячної електростанції PNOEBUS реалізується німецьким консорціумом. Він передбачає спорудження сонячно-паливної електростанції потужністю 30 МВт з об'ємним ресивером для нагрівання атмосферного повітря, за допомогою якого виробляється водяна пара в

паровому котлі. На шляху підігрітого повітря від ресивера до котла передбачається горілка для спалювання природного газу, кількість якого регулюється таким чином, щоб протягом доби підтримувати потрібну потужність. Розрахунки показують, що, наприклад, для річного надходження сонячного випромінювання $6,5 \text{ ГДж/м}^2$ (що характерно для півдня України) ця станція з сумарною поверхнею геліостатів 160 тис. м^2 буде отримувати 290,2 ГВт·год/рік сонячної енергії, а кількість внесеної паливом енергії буде становити 176,0 ГВт·год/рік. При таких показниках електростанція виробить за рік 87,9 ГВт·год електроенергії із середньорічним ККД 18,8 %. При таких показниках вартість електроенергії буде на рівні теплових електростанцій на органічному паливі.

1.4.7 Сонячна фотоенергетика

Одним з перспективних способів перетворення енергії Сонця в електроенергію є пряме фотоелектричне перетворення з використанням напівпровідникових фотоелектричних перетворювачів.

Принцип дії фотоелектричного перетворювача базується на явищі внутрішнього фотоефекту в напівпровідниках та ефекту розділення фотогенерованих носіїв заряду (електронів, дірок) електронно-дірковим переходом або потенціальним бар'єром типу метал–діелектрик–напівпровідник (МДН).

Вперше явище фотоефекту дослідив французький фізик Беккерель 1839 року, отримавши потік електронів при освітленні сонячним світлом пластини оксиду міді. Винахід був широко впроваджений у життя після відкриття напівпровідників. Як світлочутлива зона фотоелементів використовуються селен (Se), кристалічний кремній (Si), аморфний кремній (SiGe) тощо. Фотоефект утворюється, коли фотон (світловий промінь) падає на елемент із

двох матеріалів з різним типом електричної провідності (дірчастий або електронний). Потрапивши в такий матеріал, фотон вибиває електрон з його комірки, утворюючи вільний від'ємний заряд і "дірку". В результаті рівновага так званого "р-п"-переходу порушується, і в колі виникає електричний струм. Будову кремнієвого фотоелемента показано на рис. 1.57. Найближчими "родичами" сонячних фотоелементів є транзистори, світлодіоди та інші електронні пристрої.

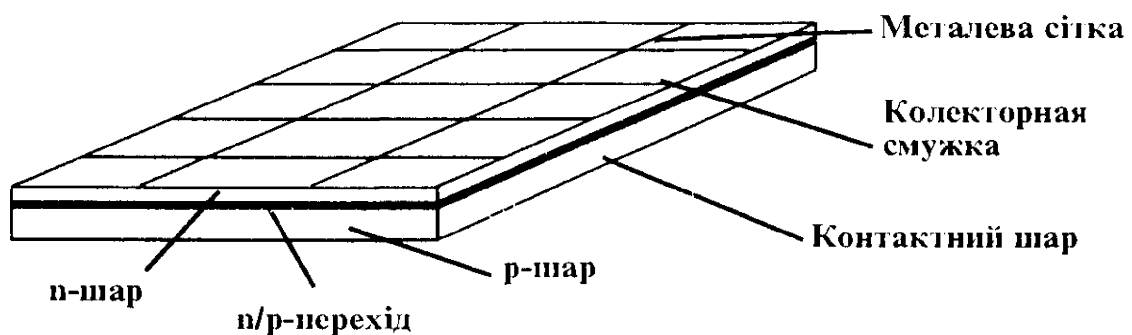


Рисунок 1.57 - Схема кремнієвою фотоелемента

Чутливість фотоелемента залежить від довжини хвилі падаючого світла та прозорості верхнього шару елемента. В ясну погоду кремнієві елементи виробляють електричний струм приблизно 0,5 В і 25 мА на 1 см² або 12...13 мВт/см². На даному етапі вдосконалення фотоелектричних перетворювачів найбільш перспективним напівпровідниковим матеріалом є кремній, який відрізняється високою технологічністю, великим строком служби, високою рухомістю носіїв заряду та поширеністю в природі. Кремнієві фотоелементи бувають монокристалічні та полікристалічні. Різниця між цими матеріалами полягає в специфіці отримання початкових кремнієвих заготовок при їх вирощуванні з розплавів. Монокристалічна заготовка більш однорідна, але дорожча. Полікристалічна – менш однорідна, але має нижчу вартість, що може

бути вирішальним фактором, коли йдеться про виготовлення фотоелементів. Теоретична ефективність кремнієвих елементів становить приблизно 28%, а практична – від 14 до 16 %.

Останнім часом зріс інтерес до сонячних елементів зі структурами метал–діелектрик–напівпровідник (МДН) і напівпровідник–діелектрик–напівпровідник (НДН). Створено сонячні МДН-елементи з ККД, який дорівнює 17,6 %, що є рекордним для кремнієвих елементів.

Найбільший ККД перетворення (22...23 %) забезпечують арсенід-галійові фотоелементи. Аналіз каскадної сонячної батареї, що складається з двох і більше фотоелементів, які послідовно електрично й оптично зв'язані між собою, показав можливість досягнення ККД перетворення понад 31 % для складу $\text{AlGaAs} - \text{GaInAs}$. У конструктивному відношенні слід виділити два типи фотоелектричних генераторів: площинні та з концентраторами сонячного випромінювання.

Найпростішим пристроєм, який збирає велику кількість сонячної енергії, є плоска батарея з багатьох сонячних елементів, з'єднаних у послідовні та паралельні групи для здобуття потрібної вихідної електричної потужності. Елементи батареї встановлюються нерухомо і можуть збирати енергію з усієї півсфери, що знаходиться перед нею. Можливий варіант конструкції її модулів складається з двох скляних листів, між якими розташовуються зкомутовані сонячні елементи, залиті оптично прозорим кремнійорганічним каучуком. Потужність сонячних батарей, що серійно випускаються промисловістю, становить 50-200 Вт. На сонячних фотоелектричних станціях сонячні батареї використовуються для складання фотоелектричних генераторів. Сонячні фотоелектричні станції використовуються для живлення водопідйомних насосів, телекомунікаційних систем, катодного захисту трубопроводів, в домашніх господарствах тощо.

Фотоелектричні перетворювачі відрізняються спектральною селективністю, але в них не використовується більша частина інфрачервоного

спектра, що призводить до нагрівання сонячних елементів і зниження ККД перетворення.

Для використання теплової енергії сонячного випромінювання розроблено термоелектричні генератори. Проте відносно низький ККД, висока вартість й обмежений ресурс роботи не дають змоги їм поки що конкурувати з фотоелектричними перетворювачами.

Основною перешкодою на шляху розвитку фотоенергетики є велика вартість встановленої потужності та, відповідно, генерованої електроенергії. За станом на 1997 р. середня вартість встановленої потужності сонячних батарей становила приблизно 8 грн./Вт, а вартість генерованої електроенергії 0,3...0,4 грн./кВт·год.

Вартість електроенергії, що виробляється фотоелектричними установками (ФЕУ), на сьогодні в декілька разів вища, ніж на електричних станціях з тепловим циклом. Незважаючи на це, ФЕУ активно впроваджуються як у розвинутих країнах, так і в країнах, що розвиваються. При цьому можна дослідити дві протилежні тенденції.

У країнах, що розвиваються, застосовують порівняно дрібні установки для електропостачання індивідуальних будинків, у віддалених селах для оснащення культурних центрів, де завдяки ФЕУ можна користуватися телевізорами й ін. При цьому на перший план виступає не вартість електроенергії, а соціальний ефект. Програми впровадження ФЕУ в цих країнах активно підтримуються міжнародними організаціями, у їхньому фінансуванні бере участь Світовий банк на основі висунутої їм "Сонячної Ініціативи". Так, наприклад, у Кенії за допомогою ФЕУ було електрифіковано 20 000 сільських будинків. Велика програма по впровадженню ФЕУ реалізується в Індії.

У промислово розвинених країнах активне впровадження ФЕУ пояснюється декількома факторами. По-перше, ФЕУ розглядаються як екологічно чисті джерела, здатні зменшити шкідливий вплив на навколишнє середовище. По-друге, застосування ФЕУ в приватних будинках підвищує

енергетичну автономію й захищає власника при можливих перебоях у централізованому електропостачанні. В-третьох, вартість прокладання ліній електроживлення у важкодоступній місцевості становить 5...15 тис. дол./км. В-четвертих, велике значення має динаміка зміни показників ФЕУ за останні два десятиліття, на основі якої на найближчий час прогнозується досягнення конкурентоспроможності ФЕУ для широкого використання.

У деяких країнах розробляються проекти великих пілотних ФЕУ, які дозволять набути необхідного досвіду, і водночас в результаті збільшення масштабу продукції знизиться ціна установок, а отже й вартість електроенергії.

У цьому контексті дуже цікавим є досвід Японії, де у префектурі Окінава будується ФЕУ потужністю 750 кВт. У США 90 енергетичних компаній утворили Фотоелектричну групу, яка впродовж 5 років планує ввести в експлуатацію ФЕУ загальною потужністю 47 МВт, з яких 17 МВт припадає на малі автономні установки і 30 МВт – на великі (від 100 кВт до 1 МВт).

На сьогодні понад 30 країн світу використовують процес прямого перетворення сонячної енергії на електричну. Сумарна потужність вироблених за рік фотоелектричних перетворювачів становить близько 65 МВт, з них по 1/3 у США та Японії, 20 % – в Європі.

У 1997 р. з'явилася така цифра 400 млн. уже встановлених фотоелектричних систем у світі. Щорічно кількість сонячних систем зростає на 80 тисяч.

Для розрахунку сьогоднішніх фінансових показників ФЕУ можна навести такий приклад. У 2003 р. відбулось офіційне відкриття системи площею 1870 м², інтегрованої у дах реконструйованого вокзалу у місті Берлін (Німеччина). 780 модулів різної форми по 100 елементів кожний встановлені під кутом нахилу 7...9°. Розмір монокристалічних елементів - 125 × 125 мм, активна поверхня елементів 1146 м². Електроенергія, що виробляється надходить у загальну енергомережу. Очікується, що щорічно від системи в неї постачатиметься 160000 кВт·год. Потужність цієї системи 189 кВт, вартість –

3,7 млн євро. За умови фіксованого тарифу 4,9 євроценти за 1 кВт·год неважко підрахувати річну економію від впровадження цієї системи, яка складе лише 7840 євро.

Незважаючи на це у Програмі державної підтримки розвитку нетрадиційної енергетики передбачено досягнення виробництва сонячних батарей 2010 р. до 96,5 МВт.

1.5 ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ ВІТРУ

Сила вітру – це одне з найстародавніших використовуваних людством джерел енергії, яке, безперечно, є одним з найбільш економічних. Прості вітряки були широко поширені в Китаї 2200 років тому. На Середньому Сході, в Персії, близько 200 року до н.е. почали використовуватися вітряки з вертикальною віссю для перемелювання зерна. В XI столітті в Європі почали поширюватися вітряки, що завозилися мандрівними купцями та лицарями з хрестових походів. Ці перші млини постійно вдосконалювалися, спочатку голландцями, потім англійцями, і врешті набули конструкції з горизонтальною віссю. Жителі Голландії виявили, що вітром дуже зручно користуватися для відкачування води, щоб осушити землю, що для цієї країни, яка розташована в низинах і тому потерпає від повеней, є дуже актуальним. Найбільш активно в допромисловій Європі вітряки використовувались у XVIII столітті, коли лише в одній Голландії їх було понад сто тисяч. З їхньою допомогою мололи зерно, качали воду й пиляли дрова. Згодом більшість вітряків, нездатних конкурувати з дешевим і надійним викопним паливом, було замінено паровими двигунами.

У старих вітряків лопаті були дерев'яними і могли використовувати близько 7 % енергії вітру. Завдяки новаторській праці Томаса Перрі, який

наприкінці XIX століття провів близько 5000 експериментів з різними видами "колеса" (тобто ротора), дерев'яні лопаті поступилися місцем лопатям з вигнутого металу, що збільшило ефективність установок вдвічі — до 15 %.

Використовували енергію вітру з давніх часів і в Україні. 1917 р. тут було близько 30 тисяч вітряків, потужність яких становила близько 200 тис. кВт. З початком колективізації кількість вітряків значно зменшилася, а прагнення до гігантизму в радянські часи практично витіснило їх із використання. Лише починаючи з 90-х років ситуація з вітроенергетикою в Україні змінилася на користь її розвитку.

Енергія вітру постійно поновлювана й невичерпна, поки гріє Сонце. Вітер утворюється на землі в результаті нерівномірного нагрівання її поверхні Сонцем.

Повітря над водною поверхнею впродовж світлої частини доби залишається порівняно холодним, оскільки енергія сонячного випромінювання витрачається на випаровування води та поглинається нею. Над сушею повітря нагрівається завдяки тому, що вона поглинає сонячну енергію менше, ніж поверхня води. Нагріте повітря розширюється і піднімається вгору, а його заміняє холодне повітря від поверхні води. Вночі суша охолоджується швидше, ніж вода, і температура над водою буде вище, ніж над сушею. Тому вітри міняють свій напрямок, і холодне повітря суші витісняє нагріте повітря водної поверхні.

Аналогічно відбуваються зміни напрямку вітрів у гірській місцевості, де протягом дня тепле повітря піднімається вздовж схилів, а вночі холодне повітря спускається в долини.

Повітря циркулює й внаслідок обертання Землі: рух відбувається в напрямку, протилежному напрямку руху годинникової стрілки в північній півкулі, та за напрямком руху годинникової стрілки — в південній.

1.5.1 Потенціал вітрової енергії в Україні

Україна має потужні ресурси вітрової енергії: річний технічний вітроенергетичний потенціал дорівнює 30 млрд. кВт·год.

Приведені нижче дані отримані в результаті обробки статистичних метеорологічних даних по швидкості та повторюваності швидкості вітру. Наведено районування території України по швидкостях вітру і питомий енергетичний потенціал вітру на різній висоті відповідно до зон районування.

В умовах України за допомогою вітроустановок можливим є використання 15...19 % річного об'єму енергії вітру, що проходить крізь перетин поверхні вітроколеса. Очікувані обсяги виробництва електроенергії з 1 м² перетину площі вітроколеса в перспективних регіонах складають 800...1000 кВт·год/м² на рік.

Застосування вітроустановок для виробництва електроенергії в промислових масштабах найбільш ефективно в регіонах України, де середньорічна швидкість вітру > 5 м/с: на Азово-Чорноморському узбережжі, в Одеській, Херсонській, Запорізькій, Донецькій, Луганській, Миколаївській областях, АР Крим та в районі Карпат.

Експлуатація тихохідних багатолопатевих вітроустановок з підвищеним обертаючим моментом для виконання механічної роботи (помолу зерна, підняття та перекачки води тощо) є ефективною практично на всій території України.

Вітроенергетика України має достатній досвід виробництва, проектування, будівництва, експлуатації та обслуговування як вітроенергетичних установок, так і вітроенергетичних станцій; в країні є достатньо високий науково-технічний потенціал і розвинена виробнича база. В останній час розвитку вітроенергетичного сектора сприяє державна підтримка, що забезпечує реалізацію ініціатив по удосконаленню законодавства, структури керування, створенню вигідних умов для внутрішніх і зовнішніх інвесторів.

Реалізація державних національних програм в галузі вітроенергетики на 2010 рік передбачає загальне річне виробництво електроенергії на вітроелектростанціях та автономних вітроустановках близько 5,71 млн. МВт·год; що дозволить забезпечити біля 2,5 відсотків від загального річного електроспоживання в Україні. На рисунку 1.58 показано енергетичний потенціал вітру на території України. В таблиці 1.5 наведено питомий енергетичний потенціал вітрової енергії в Україні.

Таблиця. 1.5 - Питомий енергетичний потенціал вітрової енергії в Україні

№ району	Середньорічна швидкість вітру, V_{cp}, м/с	Висота, м	Природний потенціал енергії вітру, кВт·год/м² рік	Технічно-досяжний потенціал енергії вітру, кВт·год/м² рік
1	< 4,25	15	1120	200
		30	1510	280
		60	2030	375
		100	2530	460
2	4,5	15	2010	390
		30	2710	520
		60	3640	700
		100	4540	850
3	5,0	15	2810	520
		30	3790	690
		60	5100	860
		100	6350	975
4	5,5	15	3200	620
		30	4320	830
		60	5810	1020
		100	7230	1150

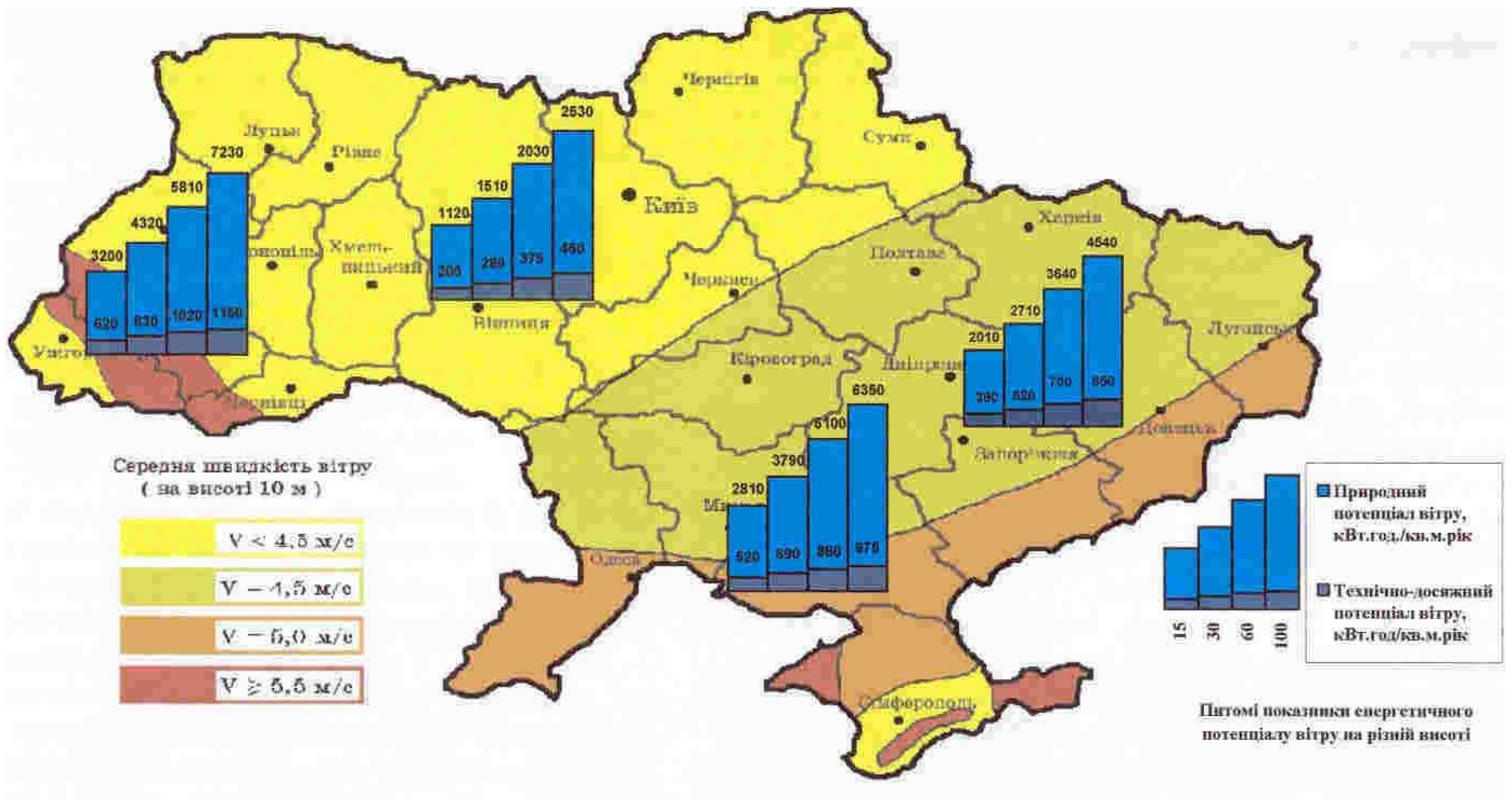


Рисунок 1.58 – Енергетичний потенціал вітру на території України

1.5.2 Вітроенергетичні установки та їх елементи

Два проценти усієї сонячної енергії, яка досягає зовнішніх шарів земної атмосфери, перетворюється на кінетичну енергію частинок повітря, які рухаються, тобто вітру. Кінетична енергія вітрового потоку дорівнює

$$A = \frac{m \cdot v^2}{2}, \quad (1.238)$$

де m - маса повітря, що рухається, кг;

v - швидкість вітру, м/с.

Енергія вітру має ряд специфічних особливостей: малу концентрацію, віднесену до одиниці об'єму повітряного потоку; випадковий характер зміни швидкості.

Потужність вітрового потоку визначається як

$$P = \frac{A}{\tau} = \rho \frac{F \cdot v^3}{2}, \quad (1.239)$$

де ρ — густина повітря, кг/м³;

F — площа, яку перетинає вітровий потік, м²;

v — швидкість вітру, м/с.

Вітрове колесо, розміщене в потоці повітря, може у кращому випадку теоретично перетворювати на потужність на його валу $16/27 = 0,59$ (критерій Бетца) потужності потоку повітря, що проходить через площу перерізу, охоплювану вітровим колесом. Цей коефіцієнт можна назвати теоретичним ККД ідеального вітрового колеса. Насправді ККД нижчий і досягає для найкращих вітряних колес приблизно 0,45. Це означає, наприклад, що вітрове

колесо з довжиною лопаті 10 м за швидкості вітру 10 м/с у найкращому випадку може мати потужність на валу 85 кВт.

Місцевості, придатні для розміщення вітроагрегатів, поділяються на декілька класів (згідно з типами нерівностей). Такий поділ (табл. 1.6) демонструє можливості забезпечення енергією вітроустановок в умовних одиницях (10 балів відповідає відсутності нерівностей, тобто 0-й клас поверхні), згідно з методикою європейської практики будівництва вітростанцій.

Таблиця 1.6 - Класифікація вітрового потенціалу місцевостей за характером нерівностей

Клас	Топографія місцевості	Енергопотенція
0	Відкрите море	10
1	Відкрита місцевість без високої рослинності та	6,8
2	Окремі будинки з відстанню 1000 м між ними	4,6
3	Забудований район, ліси, пересічена місцевість	2,4

Оцінка енергозабезпеченості за балами залежно від характеру місцевості не завжди однозначна. Відомо, що після забудови місцевості або після насадження дерев її аеродинаміка може різко змінитися, може збільшитися кількість вітрового часу й зрости сила вітру. Те саме стосується й гірської місцевості. Незважаючи на значні захаращення в окремих місцях, пересіченість місцевості може утворювати щось подібне до каналів, в яких швидкість вітру набагато вища, ніж на відкритій місцевості.

Для кожної місцевості зміна швидкості вітру за висотою (епюра швидкостей вітру) має характерний вигляд, наведений на рис. 1.59. На рисунку видно, що крім середньорічної швидкості для кожної місцевості є свій профіль швидкостей, який, впливає на величину швидкісного напору. Ось чому для

ефективного уловлювання вітру є своя оптимальна висота розташування вітроагрегату над рівнем землі. Так само, як і для середньорічної швидкості, попередньо робляться дослідження ефективної висоти розташування вітроагрегату при різних вітрових навантаженнях і потужностях самого вітроагрегату. Є дві принципово різні конструкції вітроустановок: з горизонтальною і вертикальною віссю обертання.

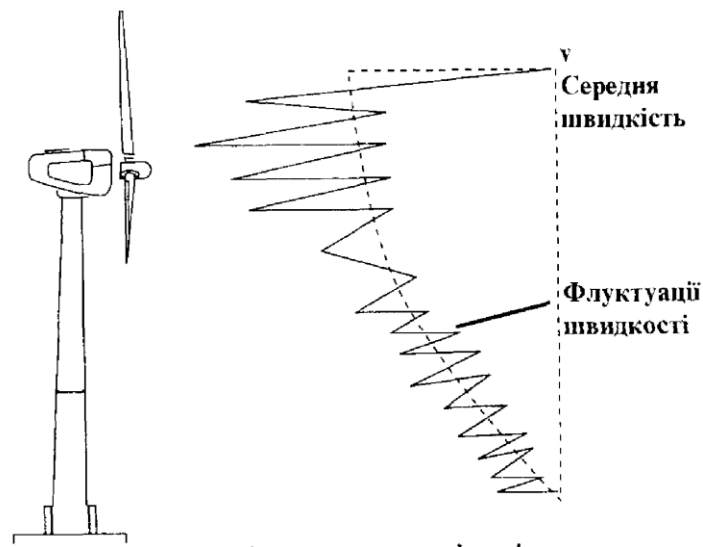


Рисунок 1.59 - Епюра швидкостей вітру над даною місцевістю

Більш поширені вітроустановки з горизонтальною віссю (рис. 1.60). Основними елементами вітроенергетичних установок є вітроприймальний пристрій (лопаті), редуктор передачі крутільного моменту до електрогенератора, електрогенератор і башта. Вітроприймальний пристрій разом з редуктором передачі крутільного моменту утворює вітродвигун. Завдяки спеціальній конфігурації вітроприймального пристрою в повітряному потоці виникають несиметричні сили, що створюють крутільний момент. Залежно від потужності генератора вітроустановки поділяються на класи, їхні параметри та призначення наведено в табл. 1.7.

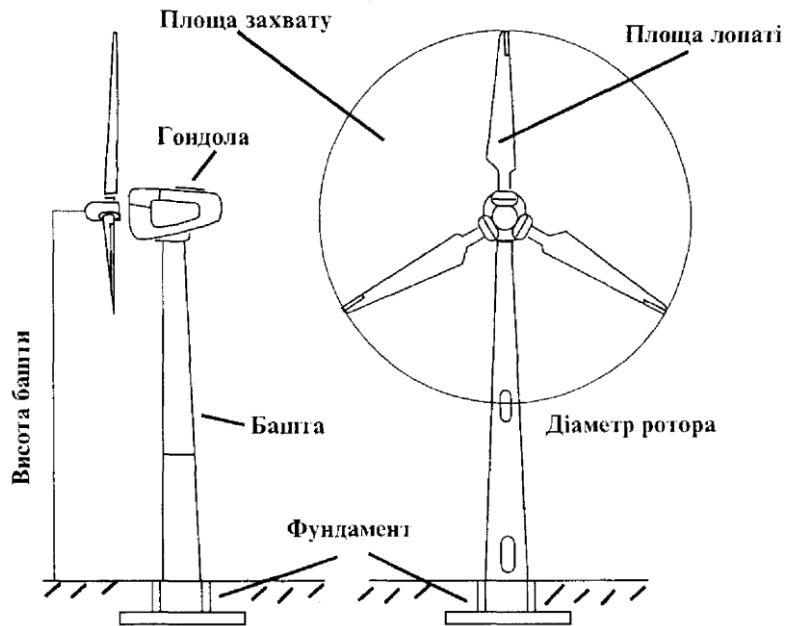


Рисунок. 1.60 - Принципова схема вітроустановки

Таблиця 1.7 - Класифікація вітроустановок

Клас установки	Потужність, кВт	Діаметр колеса, м	Кількість лопатей	Призначення
Малої потужності	15...50	3...10	3...2	Зарядження акумуляторів, насоси, побутові потреби
Середньої потужності	100...600	25...44	3...2	Енергетика
Великої потужності	1000...4000	> 45	2	Енергетика

Оскільки вітер може змінювати свою силу та напрямок, вітрові установки обладнуються спеціальними пристроями контролю та безпеки. Ці пристрої складаються з механізмів розвертання вісі обертання за вітром, нахилу лопатей

відносно землі за критичної швидкості вітру, системи автоматичного контролю потужності й аварійного відключення для установок великої потужності.

Вітроенергетичні установки з вертикальною віссю обертання мають перевагу перед установками з горизонтальною віссю, яка полягає насамперед в тому, що зникає необхідність у пристроях для орієнтації на вітер, спрощується конструкція та знижуються навантаження, які зумовлюють додаткову напругу в лопатях, системі передач та інших елементах установки.

Різновидом вітроустановок з вертикальною віссю є так звана вітрова гребля, де сконцентований повітряний потік спрямовується на установку за допомогою напрямлювачів у вигляді лісосмуг, штучних перегородок у вигляді панелей, надувних конструкцій, солом'яних блоків тощо. Схему вітрової греблі наведено на рис. 1.61.

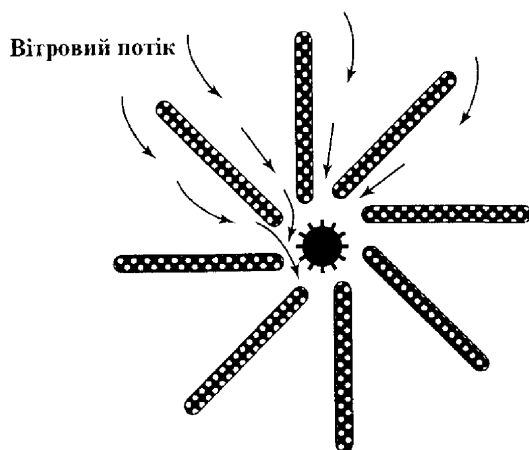


Рисунок. 1.61 - Вітрова гребля

Вітроустановки виробляють електроенергію практично без забруднення довкілля, але вплив на нього мають: відведення під будівництво значних територій та зміни ландшафту, шумові ефекти, радіоперешкоди.

Проблема зменшення шумів розв'язується шляхом розташування вітроустановок на значних відстанях (допустимих за рівнем шуму - 40-50

децибелів) від житла. Отже, відстань від вітроагрегату до житла має становити 150 м, вітростанції — 250 м.

1.6 ГЕОТЕРМАЛЬНА ЕНЕРГЕТИКА

Вираз «геотермальна енергія» буквально означає, що це енергія тепла землі. Основним джерелом цієї енергії є постійний потік тепла з розжарених надр, направлений до поверхні землі. Цього тепла достатньо, щоб розплавляти гірські породи під земною корою, перетворюючи їх на магму. Велика частина магми залишається під землею і, подібно до печі, нагріває породу навколо. Коли підземні води стикаються із цим теплом, вони теж нагріваються - іноді до температури 370 °С. У деяких місцях, особливо по краях тектонічних плит материків, а також у так званих «гарячих точках» теплота підходить так близько до поверхні, що її можливо добувати за допомогою геотермальних свердловин.

Електричну енергію з використанням геотермального резервуару сухої пари вперше було отримано 1904 року італійцем П. Джиноні Конті. Перший резервуар гарячої води, використаний для виробництва електричної енергії, був створений у Новій Зеландії в 50-ті роки. Перша комерційна геотермальна електростанція в США почала виробляти енергію 1960 року, сьогодні це друге щодо важливості та обсягу використання поновлюване джерело енергії. 1995 року потужність усіх геотермальних електростанцій світу становила 6000 МВт і 11 300 МВт - теплових станцій для прямого використання теплоти (1МВт достатньо для забезпечення побутових потреб 1000 жителів).

Поверхня Землі складається із 12 окремих тектонічних плит, величезних платформ земної кори, які постійно дуже повільно рухаються.

Геотермальний резервуар є насправді масою породи, що розтріскалася в земній корі й насичена гарячою водою чи паром, при цьому перший тип є найбільш поширеним. Щоб добути воду чи пар на поверхню, в резервуарі бурять свердловини. Розміри резервуарів - від кількох тисяч кубічних метрів до кількох кубічних кілометрів. Якщо вода достатньо гаряча, вона підіймається на поверхню природним шляхом, при більш низькій температурі може знадобитись насос.

Розрізняють чотири основні типи геотермальної енергії:

- нормальне поверхове тепло землі, яке використовується геотермальними тепловими насосами;

- гідротермальні системи, тобто резервуари пари, гарячої чи теплої води біля самої поверхні землі (нині для вироблення електроенергії використовуються саме ці ресурси);

- глибока коркова теплота, яка утримується під поверхнею землі, але може не мати води;

- енергія магми, теплота, що накопичена під вулканами; іноді магма частково буває в розплавленому стані.

Якби можна було використати всього 1 % геотермальної енергії земної кори (глибина 10 км), ми мали б у своєму розпорядженні кількість енергії, яка в 500 разів перевищувала б усі світові запаси нафти та газу.

У геологічному розумінні геотермальна теплота - це теплота при температурах, вищих за температуру навколишнього середовища. Запаси цієї теплоти становлять приблизно $8 \cdot 10^{30}$ Дж, ця кількість перевищує річне споживання енергії в усьому світі в 35 млрд. разів. Проте сьогодні дуже незначна кількість цих запасів може бути використана. Обмеження зумовлені в основному економічними причинами. На глибині більш ніж 5 км від поверхні Землі зміна температурного градієнта становить 30...35 °С на кожний кілометр. Різні регіони земної кулі відрізняються один від одного широким спектром зміни зазначеного градієнта. У деяких місцях Землі температурний градієнт

перевищує згадане значення в 10 разів; при цьому зміна температури на глибині 5 км досягає 500 °С.

Теплові потоки в надрах Землі, які проходять крізь тверді породи, мають відносно незначні параметри (вони в декілька тисяч разів менші за сонячну радіацію). Отже, теплота земних надр у вигляді теплових потоків, які передаються шляхом теплопровідності, не має суттєвого практичного значення.

Геотермальна енергія сьогодні використовується для теплопостачання (виробничі технологічні процеси харчової та обробної промисловості, опалення тощо) та вироблення електроенергії.

Експлуатація геотермальних джерел базується на попередньому геологічному дослідженні, щоб уникнути значного фінансового ризику за умови подальших капітальних витрат.

Отже для того, щоб визначити, чи має певна місцевість потенціал постачання геотермальної теплоти для промислових та побутових потреб, потрібен попередній пошук, що є однією з головних відмінностей геотермальної енергії від інших поновлюваних джерел енергії.

Підземні геотермальні резервуари поділяються на:

- заповнені в основному парою (перегрітою чи насиченою);
- заповнені в основному гарячою водою (з невеликим вмістом насиченої пари).

Потенціал геотермальної енергії в Україні. Україна має значні ресурси геотермальної енергії, загальний потенціал (табл. 1.8) яких в програмі державної підтримки розвитку нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії та малої гідро- та теплоенергетики оцінюється величиною еквівалентною запасам палива в обсязі 50×10^6 т у.п.

Геотермальні ресурси України представляють собою перш за все термальні води і тепло нагрітих сухих гірських порід. Крім цього, до перспективних для використання в промислових масштабах можна віднести

ресурси нагрітих підземних вод, які виводяться з нафтою та газом діючими свердловинами нафто-газових родовищ.

Таблиця 1.8 - Потенціал геотермальної енергії в Україні

№ п/п	Області	Кількість теплоносія, що видобувається при експлуатації з підтримкою пластового тиску, тис. м ³ /добу	Тепловий потенціал термальних вод, МВт	Річна економія, тис. т у.п.
1	Вінницька	0	0	0
2	Волинська	0	0	0
3	Дніпропетровська	0	0	0
4	Донецька	0	0	0
5	Житомирська	0	0	0
6	Закарпатська	239,4	490	510
7	Запорізька	0	0	0
8	Івано-Франківська	0	0	0
9	Київська	0	0	0
10	Кіровоградська	0	0	0
11	Луганська	0	0	0
12	Львівська	0	0	0
13	Миколаївська	1620	2820	1900
14	Одеська	1350	2350	1600
15	Полтавська	5,9	9,2	9,9
16	Рівненська	0	0	0
17	Сумська	4,2	15,8	17
18	Тернопільська	0	0	0
19	Харківська	0,4	1,3	1,4
20	Херсонська	2430	4230	2900
21	Хмельницька	0	0	0
22	Черкаська	0	0	0
23	Чернівецька	0	0	0
24	Чернігівська	37,2	58,3	62,7
25	АР Крим	21600	37600	25600
ВСЬОГО		585,4	47574,6	32601

Досить перспективним напрямком енергозберігаючої технологічної політики, що дозволяє забезпечити значну економію традиційного палива, є використання геотермальної енергії для опалення, водопостачання і кондиціонування повітря в житлових та громадських будинках і спорудах в містах і сільській місцевості, а також технологічне використання глибинного тепла Землі в різних галузях промисловості і сільського господарства.

Найбільш поширеним і придатним в даний час до технічного використання джерелом геотермальної енергії в Україні є геотермальні води.

Подальша стратегія розвитку геотермальної енергетики в Україні полягає в першочерговому розвитку найбільш підготовлених до практичної реалізації технологій геотермального теплопостачання населених пунктів і сільськогосподарських об'єктів та в частковому переорієнтуванні науково-технічної бази існуючих геологорозвідувальних та нафтодобувних організацій, завантаження яких знижено внаслідок виснаження в Україні запасів нафти та газу. Одним із перспективних напрямів розвитку геотермальної енергетики є створення комбінованих енерготехнологічних вузлів для отримання електроенергії, теплоти та цінних компонентів, що містяться в геотермальних теплоносіях.

З точки зору екології негативний вплив на оточуюче середовище при експлуатації геотермальних родовищ значно менший, ніж при застосуванні традиційних енергосистем. Новітні технології дозволяють звести негативний вплив, що виникає при експлуатації геотермальних джерел енергії, до мінімуму. Оцінки, зроблені рядом організацій, показали, що розвиток систем геотермального теплопостачання дозволить не тільки економити органічне паливо, але й спрощувати вирішення екологічних проблем для створення сприятливих санітарних та житлових умов життя і праці населення.

Найбільш перспективний для розвитку геотермальної енергетики регіон – це Закарпаття, де за геологічними даними на глибинах до 6 км температури гірських порід досягають 230...275 °С. Значні ресурси геотермальної енергії

має Крим, для якого найбільш перспективними є Тарханкутський і Керченський півострови. Окремі родовища є в Херсонській, Харківській та Полтавській областях (рис. 1.62).

Принципову схему геотермальної електростанції з паровою турбіною наведено на рис. 1.63, при цьому використовується резервуар сухої пари, яка зі свердловин подається в турбіну для вироблення електроенергії.

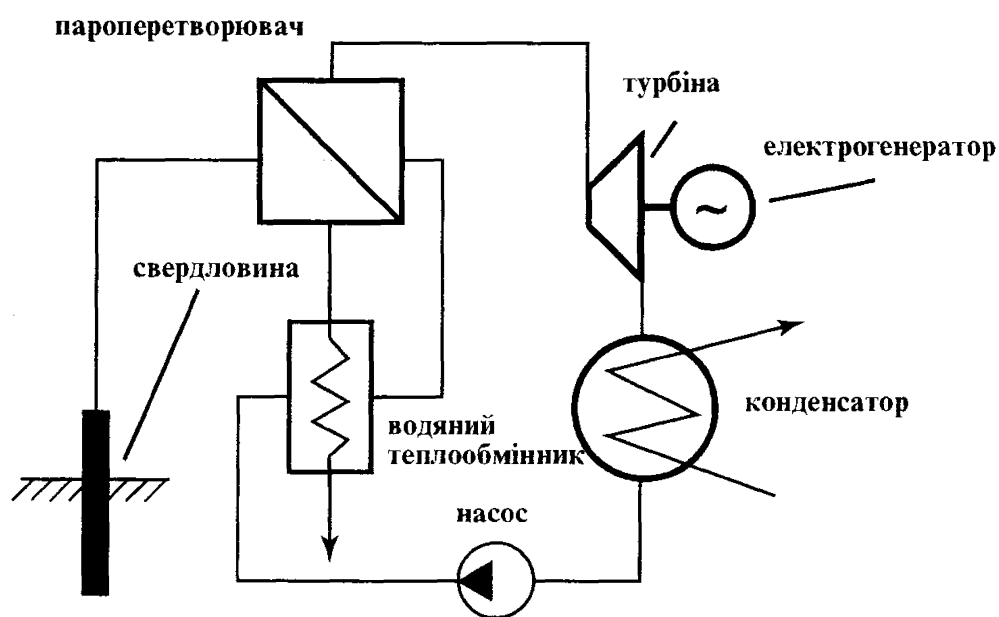


Рисунок. 1.63 - Принципова схема геотермальної електростанції

На станціях іншого типу використовується геотермальні води з температурою, вищою за 190 °С. Вода, яка природним чином підіймається вгору по свердловині, подається в сепаратор, де частина її кипить та перетворюється на пару. Пара використовується для одержання електроенергії. Електростанція з бінарним циклом ґрунтується на двох замкнених циклах – один для геотермальної води, другий – для робочої рідини чи газу з низькою температурою кипіння (наприклад, ізобутан). Робоча рідина, нагріта геотермальною водою, перетворюється на пару, яка надходить у теплообмінник та використовується для обертання турбіни.

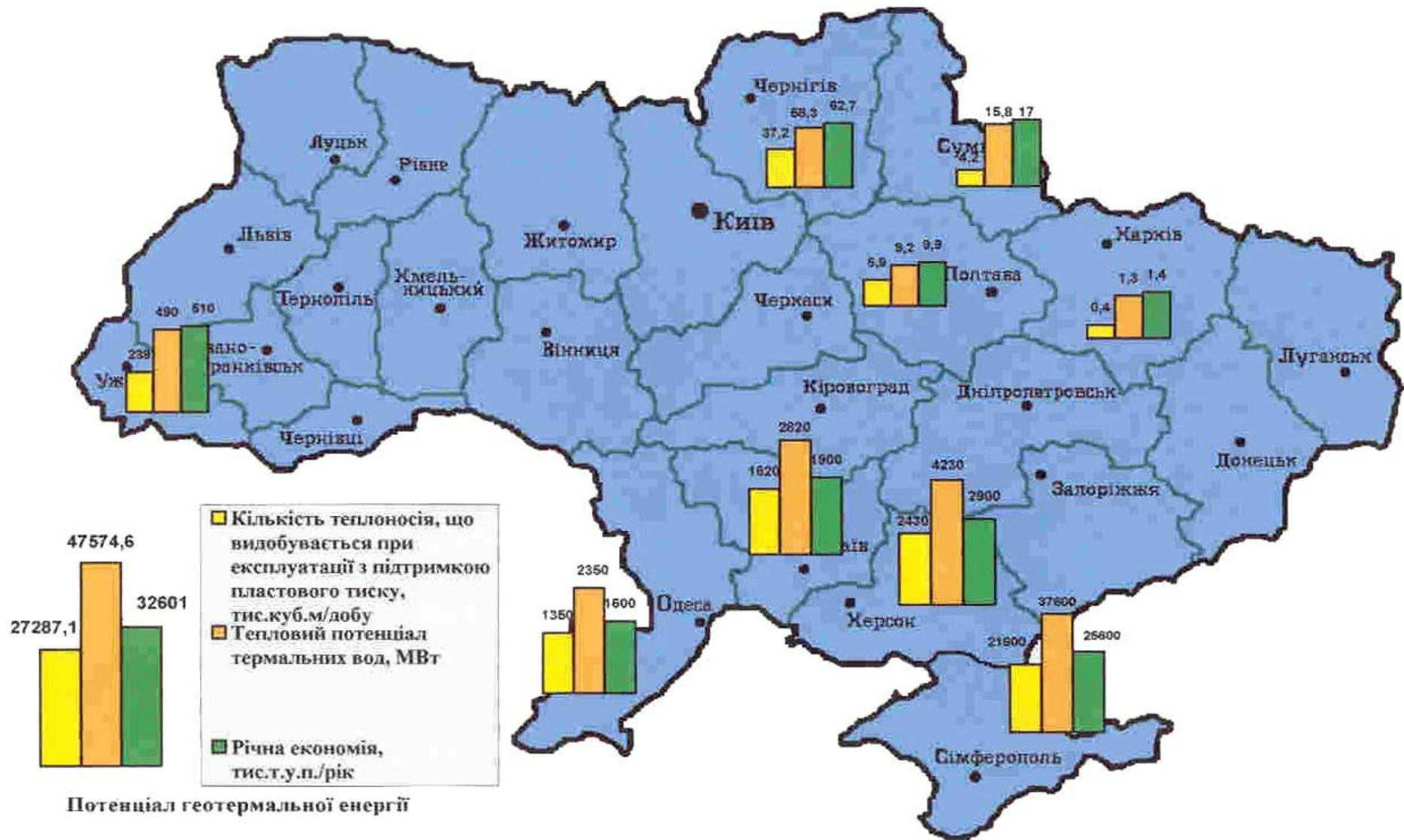


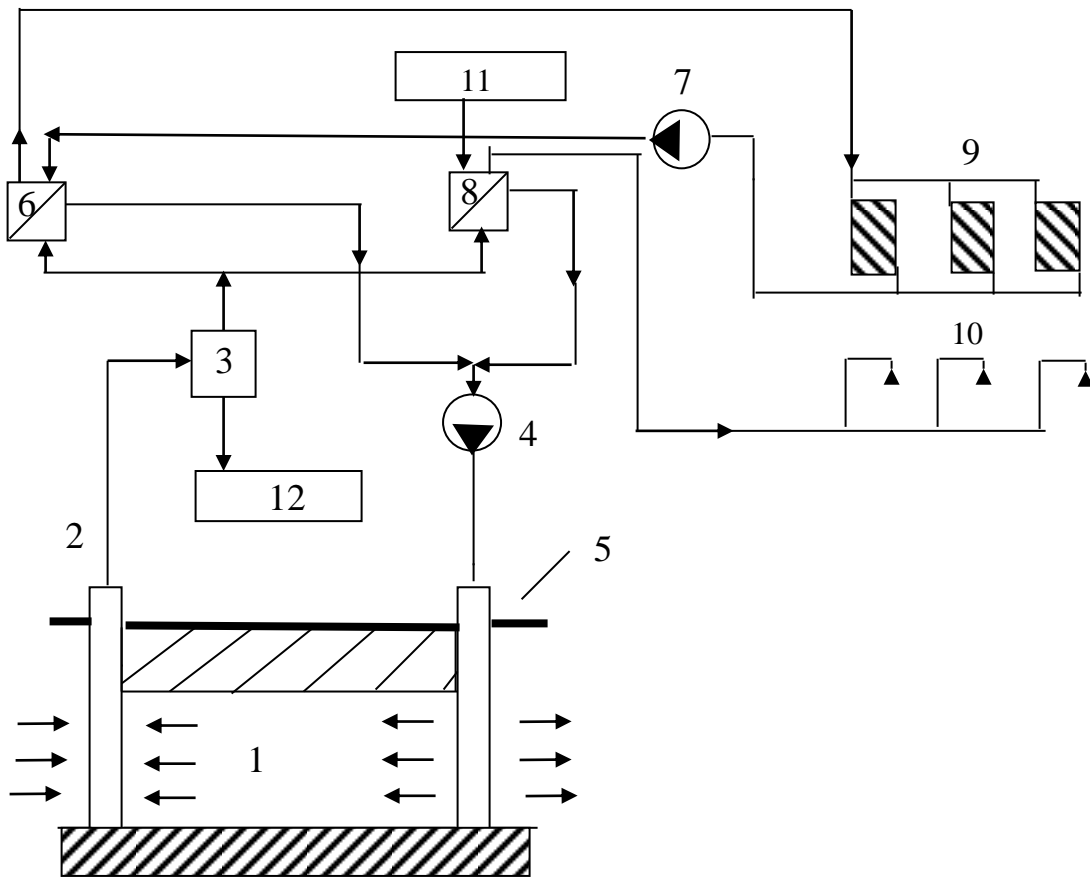
Рисунок 1.62 – Потенціал геотермальної енергії України

Оскільки обидва контури замкнені, немає практично ніяких викидів, що робить систему екологічно чистою. Робоча рідина випаровується при більш низькій температурі, ніж вода, тому бінарні станції працюють при значно нижчих температурах, ніж інші типи геотермальних станцій (100...190 °С). А оскільки джерела геотермальної води з температурою нижчою за 190 °С найбільш поширені, то в майбутньому цей тип станцій матиме перевагу.

Геотермальні води, які використовуються для теплопостачання, тожна умовно поділити на 3 групи:

1. води, які можуть безпосередньо використовуватися споживачам і підігріватися без будь-яких негативних наслідків, тобто води найбільш вигідної якості;
2. води, які можуть безпосередньо використовуватися споживачам для опалення, але не можуть підлягати підігріву через їхні агресивні властивості;
3. води підвищеної мінералізації та агресивності, які неможливо використовувати безпосередньо.

На рис. 1.64 подана схема системи геотермального теплопостачання, розроблена Інститутом механічної теплофізики НАН України, тепловою потужністю модуля 5 МВт (3 МВт – теплопостачання, 2 МВт – гаряче водопостачання) з температурою на виході з свердловини – 60...80 °С.



1 - підземний колектор; 2 – свердловина; 3 – газошламовідокремлювач;
 4 - нагнітальний насос; 5 - нагнітальна свердловина; 6 - теплообмінник
 опалювальної системи; 7 - насос опалювальної системи; 8 - теплообмінник
 системи гарячого водопостачання; 9 - опалювальна система; 10 - система гарячого
 водопостачання; 11 - джерело води для гарячого водопостачання;
 12 - система утилізації газів і шламів

Рисунок 1.64 - Схема системи геотермального теплопостачання

1.7 УТИЛІЗАЦІЯ ЕНЕРГІЇ ПОТОКІВ РІДИНИ І ГАЗІВ

Утилізацію енергії різних потоків також можна прирахувати до поновлюваних джерел енергії, бо ці джерела не потребують ніяких ресурсів, що можуть бути вичерпані.

До цього класу відновлюваних джерел можна віднести наступні:

- утилізація теплової енергії стічних вод;
- утилізація надлишкового тиску природного газу;
- утилізація надлишкового тиску доменного газу;
- утилізація шахтного метану;
- утилізація гідроенергоресурсів промислових водотоків;
- утилізація надлишкового тиску пари промислових підприємств.

Розглянемо деякі з перерахованих можливостей утилізації.

1.7.1 Утилізація теплової енергії стічних вод

Основними джерелами низько потенціальної скидної теплоти техногенного походження є вентиляційні викиди та охолоджуюча вода технологічного та енергетичного обладнання підприємств, промислові та комунально-побутові стоки.

Холодна вода надходить узимку в будинок з температурою 2...8 °С. По-тім вона прогрівається в трубопроводах, бачках, нагрівається, змішуючись із гарячою водою, і залишає будинок з температурою 20...30 °С. Каналізаційні стоки несуть із собою дуже велику кількість тепла. Сучасні теплонасосні установки дозволяють утилізувати тепло каналізаційних стоків.

Обсяг каналізаційних стоків, вироблених у величезних кількостях великими містами, практично не змінюється протягом року. Температура стічних вод нижче температури зовнішнього повітря в літню пору й вище в зимове. Це робить їхнім ідеальним джерелом низькопотенціального тепла для використання в теплових насосах. За деякими оцінками, у міській комунікації разом зі стічними водами скидається близько 40 % використаного тепла.

В Україні каналізаційні системи централізованого відведення комунально-побутових стоків функціонують в 427 містах, 515 селищах міського типу, 856 селах. Питомий обсяг комунально-побутових стоків становить 0,15...0,4 м³ на одного мешканця за добу. Цей показник значною мірою залежить від доступності води та соціально-економічних умов в окремих регіонах.

В Україні загальний річний об'єм комунально-побутових стоків становить близько 3740 млн. м³. Температура стоків (на очисних станціях) становить 12...20 °С залежно від сезону.

В таблиці 1.9 наведено потенціал низькопотенціальної теплової енергії стічних вод в областях України.

Завдяки роботі теплонасосних станцій можна зменшити споживання високоякісного палива в комунальних системах теплопостачання міст; при використанні теплових насосів з приводом від двигунів внутрішнього згоряння, паро- або газотурбінних установок значно збільшуються можливі обсяги виробництва товарної теплової енергії, а ефективність теплонасосних станцій зростає майже у два рази.

Потужні теплонасосні станції теплопостачання можуть розміщатися біля відвідних каналів очищених комунально-побутових вод. Можливим є створення окремих теплонасосних установок для утилізації теплоти умовно чистих стоків басейнів, спортивних комплексів, пральних комбінатів та інших об'єктів побутового і промислового призначення.

Таблиця 1.9 - Енергетичний потенціал низькопотенціальної теплової енергії стічних вод в областях України

№ п/п	Області	Потенціал низькопотенціальної теплової енергії стічних вод, тис. МВт·год/рік		
		Загальний потенціал	Технічний потенціал	Доцільно-економічний потенціал
1	Вінницька	1170	636	239
2	Волинська	761	383	144
3	Дніпропетровська	9398	4825	1809
4	Донецька	8550	4089	1533
5	Житомирська	1155	499	187
6	Закарпатська	903	378	142
7	Запорізька	3091	1535	576
8	Івано-Франківська	1869	912	342
9	Київська	9608	5086	1907
10	Кіровоградська	836	451	169
11	Луганська	2971	1329	498
12	Львівська	4979	2616	981
13	Миколаївська	1232	653	245
14	Одеська	3879	1735	651
15	Полтавська	1683	853	320
16	Рівненська	1701	523	196
17	Сумська	1024	456	171
18	Тернопільська	744	376	141
19	Харківська	5273	2825	1059
20	Херсонська	870	448	168
21	Хмельницька	1135	542	203
22	Черкаська	2229	774	290
23	Чернівецька	487	264	99
24	Чернігівська	924	478	179
25	АР Крим	3312	1273	477
ВСЬОГО		69781	33939	12726

В Японії, у Токіо, для вперше встановлена система централізованого тепло- і холодопостачання району ДНС (district heating and cooling), що використовує тепло неопрацьованих стічних вод.

Стічні води вже використовувалися в інших проектах як джерело низькопотенціального тепла для теплових насосів. Проте проект у Токійському районі Koraku 1-chome унікальний тим, що вперше в Японії використаються неочищені, неопрацьовані стічні води. Це дозволяє використати теплові насоси не тільки на очисних станціях, але й на станціях перекачування й у каналізаційних мережах.

Теплообмінники на ДНС-станції сконструйовані нижче насосної станції для перекачування стічних вод. Вони використовуються для передачі тепловому насосу тепла стічних вод, що течуть через насосну станцію. Тепловий насос дозволяє отримати охолоджену або підігріту воду. Ця система зменшує споживання енергії (електроенергії) на 20 % у порівнянні з тепловим насосом, що використовує повітря в якості низькопотенціального джерела тепла. Для видалення більшості зважених твердих часток у стоках застосовується автоматичний фільтр. Для захисту від корозії деталей насоса використовується нержавіюча сталь, для труб теплообмінника – титан. Труби теплообмінника очищаються встановленими усередині щітками. На ДНС-станції змонтовані три теплових насоси, два з охолоджувальною здатністю 10,5 МВт і нагрівальною здатністю 12,8 МВт кожний; і один тепловий насос із охолодною здатністю 3,9 Мвт, нагрівальною – 5 МВт. Цей насос використовується періодично, коли виникає необхідність подачі гарячої й холодної води одночасно. Витрата стічних вод, що проходять через ДНС-станцію, становить до 129 600 м³ на день. Станція проохолоджує воду до +7 °С і нагріває до +47 °С і забезпечує цією водою будинок загальною площею 126400м².

За перший рік своєї роботи станція ДНС забезпечила 37741 ГДж теплової енергії для охолодження води й 9151 ГДж для одержання гарячої води. У серпні коефіцієнт перетворення теплонасосної установки склав 4,3, у лютому – 3,9.

1.7.2 Утилізація енергії надлишкового тиску природного газу

Під терміном "потенціальна енергія надлишкового тиску природного газу" мається на увазі можливість виробництва механічної або електричної енергії при розширенні природного газу.

Транспортування природного газу здійснюється при тиску, що перевищує необхідний при використанні споживачами. Для узгодження умов експлуатації газотранспортної мережі та споживачів встановлюються дроселюючі пристрої, при цьому потенціальна енергія надлишкового тиску природного газу втрачається. Магістральними газопроводами природний газ транспортується при номінальному тиску 5,5 або 7,5 МПа. З магістральних газопроводів і газопровідних відводів газ тиском 1,5...6,5 МПа підводиться до промислових об'єктів та населених пунктів і редукується на газорозподільчих станціях до тиску 0,4; 0,6; 1,2 МПа. В подальшому на газоредукуючих пунктах підприємств та населених пунктів здійснюється зниження тиску до 0,3...0,6 МПа для потреб великих промислових споживачів і до 5 кПа для потреб побутових споживачів.

За допомогою детандерних установок можна здійснити зменшення тиску та утилізувати потенціальну енергію надлишкового тиску природного газу для виробництва електричної енергії.

В господарському комплексі України у 1999 році спожито 71,5 млрд. nm^3 природного газу. За розрахунками теоретичні ресурси потенціальної енергії, що

втрачається при дроселюванні природного газу, становлять біля 5021 тис. МВт·год щорічно.

Технічно доступні ресурси потенціальної енергії еквівалентні річному виробництву електроенергії 2335 тис. МВт·год.

Проте, у зв'язку зі значною сезонною та добовою нерівномірністю споживання природного газу, відсутністю в ряді випадків необхідних електричних мереж, економічно доцільні обсяги виробництва електроенергії за рахунок надлишкового тиску природного газу значно обмежуються. Найбільш сприятливі умови для встановлення турбодетандерних установок можуть бути на газорозподільчих станціях та газорегулюючих пунктах, що обслуговують енергетичні підприємства та власні потреби газотранспортної мережі.

Ресурси потенціальної енергії надлишкового тиску природного газу, визначені на основі статистичних даних про споживання природного газу в 1999 р., приймаються в якості прогнозу на найближчі роки (табл. 1.10).

1.7.3 Утилізація енергії надлишкового тиску доменного газу

Під терміном "потенціальна енергія надлишкового тиску доменного газу" мається на увазі можливість виробництва механічної або електричної енергії при розширенні доменного газу.

Одним із засобів інтенсифікації та підвищення ефективності доменного процесу є підвищення тиску колошникових (доменних) газів. В сучасних доменних печах тиск колошникових газів складає 0,35...0,50 МПа. Випуск газів з печі здійснюють через дросельну установку, після якої тиск доменного газу зменшується до 0,012 МПа. Потенціальна енергія надлишкового тиску доменного

газу може використовуватись в утилізаційних безкомпресорних турбінах для виробництва електричної енергії.

Таблиця 1.10 - Енергетичний потенціал ресурсів потенціальної енергії надлишкового тиску природного газу в області України

№ п/ п	Області	Потенціал надлишкового тиску природного газу, тис МВт·год/рік		
		Загальний потенціал	Технічний потенціал	Доцільно- економічний потенціал
1	Вінницька	156	73	39
2	Волинська	45	21	9,3
3	Дніпропетровська	680	316	146
4	Донецька	788	366	135
5	Житомирська	61	28	15
6	Закарпатська	65	30	5,5
7	Запорізька	270	126	80
8	Івано-Франківська	204	95	54
9	Київська	477	222	162
10	Кіровоградська	38	18	7,3
11	Луганська	369	172	61
12	Львівська	273	127	32
13	Миколаївська	92	43	23
14	Одеська	187	87	28
15	Полтавська	193	90	39
16	Рівненська	81	38	12
17	Сумська	118	55	31
18	Тернопільська	60	28	11
19	Харківська	361	168	106
20	Херсонська	42	20	8,5
21	Хмельницька	87	40	13
22	Черкаська	165	77	29
23	Чернівецька	31	14	5,1
24	Чернігівська	79	37	16
25	АР Крим	99	46	29
ВСЬОГО		5021	2337	1096,7

Доменний газ розглядається як суміш ідеальних газів: CH_4 - 3% об., CO - 27 % об., H_2 - 5 % об., N_2 - 55 % об., CO_2 - 12,5 % об., O_2 - 0,2 % об.

В Україні в 1999 році при виробництві 23 млн. т чавуну утворилося 37,56 млрд. m^3 доменного газу. Загальні ресурси енергії надлишкового тиску доменного газу еквівалентні 1536,6 тис. МВт·год (табл. 1.11).

Таблиця 1.11 - Енергетичний потенціал ресурсів потенціальної енергії надлишкового тиску доменного газу в областях України

№ п/п	Області	Потенціал надлишкового тиску доменного газу, тис МВт·год/рік		
		Загальний потенціал	Технічний потенціал	Доцільно-економічний потенціал
1	Дніпропетровська	533,4	309,1	103,7
2	Донецька	707,7	395,3	105,4
3	Запорізька	145,3	81,2	25,3
4	Луганська	130,3	72,8	7,3
ВСЬОГО		1536,6	858,4	241,7

Газове господарство металургійних заводів України являє собою складну інженерну систему, що сформувалася протягом багатьох десятиліть. Внесення докорінних змін в схему газового господарства заводів з метою встановлення утилізаційних безкомпресорних турбін у багатьох випадках може супроводжуватись невиправдано великими капітальними вкладеннями та організаційними ускладненнями. На найближчу перспективу економічно доцільною може бути утилізація надлишкового тиску лише тієї частини доменного газу, що споживається енергетичними установками.

Для гарантування стабільної та надійної роботи дросельної установки доменної печі пропускну спроможність утилізаційної безкомпресорної турбогенераторної установки приймають до 70-80% від номінальної витрати доменного газу. Технічно доступні ресурси потенціальної енергії надлишкового тиску доменного газу визначають, враховуючи, що коефіцієнт корисної дії утилізаційних безкомпресорних турбін становить близько 75 %.

Розвиток даного напрямку нетрадиційної енергетики дозволить підприємствам не тільки економити органічне паливо, але й спрощувати вирішення екологічних проблем для створення сприятливих санітарних та житлових умов життя і праці населення.

1.7.4 Утилізація енергії шахтного метану

За деякими оцінками ресурси метану в вугільних пластах в перерахунку на умовне паливо займають третє місце серед запасів горючих копалин на планеті після вугілля та природного газу. Однак при цьому необхідно враховувати, що до останнього часу шахтний метан розглядався не в якості палива, а тільки як небажаний супутник процесу вуглевидобутку; з огляду на це обсяги виділення метану оцінювались лише для усунення негативних наслідків виділення метану в шахтах. Тому в оцінках ресурсів шахтного метану часто існують значні розбіжності.

Одним з найбільш перспективних регіонів України для розвитку даної галузі нетрадиційної енергетики є Донбас; метаморфізм вугілля басейну Донбасу супроводжується утворенням великої кількості метану. Метан в басейні знаходиться в вугільних пластах, вміщуючих породах і в підземних водах. Українськими спеціалістами на основі аналізу інформації по всій вугільній галузі

України за період 1998-1999 р.р. визначено найбільш перспективні об'єкти для промислової розробки ресурсів шахтного метану в Україні - це 29 шахт Донецького басейну. Основними методами утилізації шахтного метану в якості палива є використання його як палива в парових котлах, газотурбінних установках, як моторного палива в двигунах внутрішнього згорання, а також переробка на газових заводах.

Найбільш простим і легкоздійсненним, хоча не самим економічно ефективним, способом утилізації шахтного метану є спалювання його замість вугілля з метою забезпечення промислових і побутових потреб шахт та для виробництва електроенергії на місцевих ТЕЦ.

Типова котельня шахти спалює в зимовий час 60...70 т/добу вугілля, в літній час - 30...40 т/добу. Застосування вугілля в котельних, крім необхідності спалювання гостродефіцитного твердого палива, потребує важкої праці по видаленню золи та шлаку. На шахтах, що добувають високоякісне коксівне вугілля, опалення проводиться привезеним енергетичним вугіллям, що значно збільшує загальні витрати через його транспортування. При переводі шахтних котельних на опалення шахтним метаном повністю виключається або різко скорочується споживання вугілля, за рахунок чого відповідно знижується кількість викидів в атмосферу шкідливих газів (CO_2 , SO_2 , H_2S , вуглеводи) і припиняється викид в атмосферу незгорілого вугільного пилу та золи; крім того, скорочується чисельність обслуговуючого персоналу котельні.

Питанням розробки шахтного метану в Україні в останній час (1998-1999 р.р.) приділялась велика увага, в цей період прийнято ряд законів і нормативних актів, які можуть сприяти реалізації метанових енергетичних проектів. У табл. 1.12 наведені дані про енергетичний потенціал шахтного метану.

Таблиця 1.12 - Енергетичний потенціал шахтного метану для промислового освоєння в областях України

№ п/ п	Області	Енергетичний потенціал шахтного метану		Обсяги заміщення ПЕР, тис. т у.п./рік
		Загальний потенціал, тис. МВт·год	Річний потенціал, МВт·год/рік	
1	Донецька	502500	8690	1069
2	Луганська	141580	1165	143
ВСЬОГО		644080	9855	1212

Питання для самоконтролю

1. Основи теплообміну.
2. Що таке теплопровідність?
3. Що таке конвективний теплообмін?
4. Що таке променистий теплообмін?
5. Рівняння кількості теплоти, яка переноситься конвективним теплообміном.
6. Рівняння передачі теплоти від стінки до рідини.
7. Основні режими руху рідини або газу.
8. Що таке тепловіддача?
9. Рівняння Ньютона-Ріхмана.
10. Коефіцієнт тепловіддачі.
11. Чинники, що впливають на числа подібності.
12. Число Нуссельта.
13. Число Рейнольдса.
14. Число Прандтля.
15. Число Пекле.
16. Число Грасгофа.
17. Що ви знаєте про визначальний лінійний розмір в числах подібності?
18. Поняття про теплоємність.
19. Середня теплоємність.
20. Дійсна теплоємність.
21. Масова, мольна та об'ємна теплоємність.
22. Тепломасообмінний апарат.
23. Теплоносії в тепломасообмінних апаратах і вимоги до нього.

24. Класифікація тепломасообмінних апаратів.
25. Як здійснюється передача теплоти в змішувальних апаратах.
26. Як здійснюється передача теплоти в апаратах поверхневого типу.
27. Які ви знаєте рухи середовищ?
28. Діаграма прямогоку і середня логарифмічна різниця температур?
29. Діаграма протитоку і середня логарифмічна різниця температур?
30. Шахове й коридорне розташування труб, їх основна характеристика.
31. Як здійснюється передача теплоти в рекуперативних теплообмінниках?
32. Як здійснюється передача теплоти в регенеративних теплообмінниках?
33. Теплообмінники, які здійснюють теплообмін, за рахунок внутрішніх джерел енергії.
34. Що таке паливо і його види?
35. Основні характеристики палива.
36. Що ви знаєте про торф, горючі сланці і антрацит?
37. Що ви знаєте про кам'яне та буре вугілля?
38. Що ви знаєте про нафту?
39. Що ви знаєте про мазут та його температури застигання і спалаху?
40. Газоподібне паливо і його характеристика.
41. Що таке коксовий та напівкоксний газ та їх походження?
42. Що ви знаєте про генераторні газ?
43. Що ви знаєте про доменний газ?
44. Що ви знаєте про природні газ?
45. Що ви знаєте про зріджені газ?
46. Що таке одоризація газів?
47. Основні вимоги до одорантам?

48. Схема горіння водню.
49. Схема горіння окису вуглецю.
50. Схема горіння вуглеводнів. Формальдегід - його необхідність у процесі горіння.
51. Схема горіння метану.
52. Що ви знаєте про теплоту горіння палива?
53. Що таке умовне паливо?
54. Горіння палива і його температури.
55. Що таке коефіцієнт витрати повітря?
56. Що ви знаєте про температуру жаропродуктивності горіння палива?
57. Що таке калориметрична температура?
58. Що таке теоретична температура горіння палива?
59. Що таке дійсна температура горіння палива?
60. Поняття пірометричного коефіцієнту?
61. Які явища відбуваються з процесом горіння палива при надлишку або нестачі окислювача?
62. Що таке температура займання?
63. Що таке верхній і нижній межі займання горючого газу?
64. У яких випадках відбувається відрив і проскакування полум'я?
65. Що ви знаєте про швидкість поширення полум'я?
66. Які умови необхідно створити для протікання процесу горіння?
67. Які ви знаєте способи спалювання палива?
68. Характеристики пальникових пристроїв?
69. Якими параметрами повинні володіти газові пальники?
70. Класифікація пальникових пристроїв?
71. Схема котельної установки.
72. Принцип роботи котельної установки.

73. Види котельних установок.
74. Основні елементи котельної установки.
75. Призначення пароперегрівача.
76. Регулюючі пристрої пароперегрівача.
77. Призначення водяного економайзера.
78. Призначення повітропідігрівника.
79. Підготовка живильної води для котельної установки.
80. Що таке регенерація?
81. Що таке дегазація?
82. Що таке деаерація?
83. Необхідність обмурівки котла.
84. Необхідність КИП і арматури.
85. Що є основним показником роботи котельної установки?
86. Формула середньої логарифмічної різниці температур.
87. Формула діаметра еквівалентного.
88. За рахунок чого виникає інтенсивна природна циркуляція води в опускних і підйомних трубах в котельній установці?
89. Принцип роботи пароохолоджувача, що вприскується.
90. Принцип роботи поверхневого пароохолоджувача.
91. Що таке жорсткість води і як її знизити?
92. Що таке теплове споживання?
93. Основні поняття про джерела фінансування й системи тепlopостачання.
94. Принципова схема ТЕЦ.
95. Принцип роботи схеми ТЕЦ.
96. Основні споживачі централізованого тепlopостачання.
97. Що становить систему тепlopостачання?

98. Що ви знаєте про сезонне і цілорічне навантаження?
99. Від яких параметрів залежить технологічне навантаження?
100. Завдання системи опалення. Як визначається сумарна кількість теплоти на опалення будівлі?
101. Формула визначення кількості теплоти на опалення будівлі?
102. Що ви знаєте про внутрішні тепловиділення?
103. Як визначаються теплові втрати через зовнішні огорожі?
104. Як визначаються теплові втрати з урахуванням інфільтрації?
105. Що таке розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення?
106. Якою має бути температура внутрішнього повітря в приміщенні?
107. Як визначається середньодобове навантаження гарячого водопостачання?
108. Що ви знаєте про вентиляцію та кондиціонування повітря?
109. Формула витрат теплоти на вентиляцію.
110. Види систем теплопостачання.
111. Види парових систем теплопостачання.
112. Види водяних систем теплопостачання.

2 ПРАКТИЧНА ЧАСТИНА

2.1 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №1. Параметри стану газів

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.1, наведено у п.1.1.2 даного навчального посібника.

Задача 1.1. Визначити питомий об'єм, $\text{м}^3/\text{кг}$, якщо газ масою m (табл. 2.1) займає об'єм V (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Вихідні данні для задачі 1.1

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$m, \text{г}$	1,5	3	0,9	11	4	5	6	9	1,8	1,2
$V, \text{см}^3$	1200	2700	1020	6750	2600	5300	4760	7700	1420	1090

Задача 1.2. Знайти густину газу за наведеними даними у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Вихідні данні для задачі 1.2

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$m, \text{г}$	1,4	3,1	0,9	14	4,8	5,3	6,4	9	1,9	1,25
$V, \text{л}$	1,3	2,68	1,12	5,13	3,7	5,34	4,08	7,66	1,52	1,94

Задача 1.3. Визначити тиск у Па і МПа, під яким знаходиться газ, якщо нормальна сила тиску на площу S складає F (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Вихідні данні для задачі 1.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
S , дм ²	2	4	6	8	1,3	7	12	33	14	0,6
F , кГ	10	0,01	1,2	300	17	10 ⁵	0,3	456	13	0,21

2.2 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2. Закони ідеальних газів

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.2, наведено у п.1.1.4 даного навчального посібника.

Приклад 2.1. Питомий об'єм газу – 0,8 м³/кг, тиск – 95 кПа. Визначити питомий об'єм і густину газу після ізотермічного стиснення до 1 МПа [9].

Рішення. Для ізотермічного процесу $p_1v_1 = p_2v_2$. Звідси, враховуючі, що 1МПа=1000кПа, маємо:

$$v_2 = \frac{p_1v_1}{p_2};$$

$$v_2 = \frac{95 \cdot 0,8}{1000} = 0,076 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0,076} = 13,16 \text{ кг/м}^3.$$

Задача 2.1. Газ густиною ρ (див. табл. 2.4) знаходиться під тиском 100 кПа і має температуру 15°C. Визначити густину і питомий об'єм газу після:

- а) ізотермічного стиснення до 2 МПа;
- б) нагріву при постійному тиску до 250°C.

Таблиця 2.4 – Вихідні данні для задачі 2.1

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ρ , кг/м ³	1,46	1,67	0,89	0,97	1,28	1,54	1,88	2,09	2,31	1,12

Задача 2.2. 1 кг кисню знаходиться у балоні ємністю 100 л при температурі 10°C. Знайти тиск. Як він зміниться при нагріві балону до температури t (див. табл. 2.5)?

Таблиця 2.5 – Вихідні данні для задачі 2.2

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t , °C	100	45	70	85	110	120	37	130	140	170

Задача 2.3. Початкові параметри газу: $v_1 = 0,9$ м³/кг, $T_1 = 280$ К, $p_1 = 98$ кПа. Кінцеві параметри: v_2 , T_2 наведені в табл. 2.6. Знайти p_2 .

Таблиця 2.6 – Вихідні данні для задачі 2.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
v_2 , м ³ /кг	0,1	1	0,07	1,4	2	3,5	1,76	0,8	1,3	6
T_2 , К	230	300	210	350	380	430	330	320	290	1020

Задача 2.4. У балоні об'ємом $V=10$ л знаходиться гелій під тиском $p_1 = 1$ МПа при температурі $T_1 = 300$ К. Після того, як був витрачений гелій масою m , температура у балоні знизилась до T_2 (див. табл. 2.7). Визначити тиск гелію, що зостався у балоні.

Таблиця 2.7 – Вихідні данні для задачі 2.4

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m , г	10	8	9	5	11	12	13	7,5	12,5	4
T_2 , К	290	296	294	297	285	281	274	295	280	293

Задача 2.5. Суміш газів складається з 50 об'ємних % азоту, 20% аргону, n % (див. табл. 2.8). кисню. Усе інше – гелій. Перерахувати склад на масові проценти. Знайти густину суміші за нормальних умов та її середню молекулярну масу.

Таблиця 2.8 – Вихідні данні для задачі 2.5

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n , %	15	25	20	18	22	13	10	8	5	2

Задача 2.6. Знайти склад у об'ємних і масових процентах суміші двооксиду вуглецю і азоту, якщо її густина за нормальних умов складає ρ (див. табл. 2.9).

Таблиця 2.9 – Вихідні данні для задачі 2.6

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ρ , кг/м ³	1,46	1,67	1,89	1,97	1,28	1,54	1,88	1,49	1,31	1,29

Задача 2.7. Суміш газів складається з 40 об'ємних % гелію, азоту і хлору. Знайти склад суміші у об'ємних і масових процентах, якщо її середня молекулярна маса – μ_c (див. табл. 2.10).

Таблиця 2.10 – Вихідні данні для задачі 2.7

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
μ_c , моль	20	23	26	29	30	32	34	38	40	42

2.3 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3. Реальні гази

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.3, наведено у п. 1.1.5 – п.1.1.7 даного навчального посібника.

Приклад 3.1. Для повітря коефіцієнти Ван-дер-Ваальса складають: $a=1,3078 \cdot 10^6 \text{ Нм}^4/\text{кмоль}^2$, $b = 0,114 \text{ м}^3/\text{кмоль}$. Розрахувати мольний об'єм повітря за рівнянням стану ідеального газу і за рівнянням Ван-дер-Ваальса, якщо $p=100\text{кПа}$, $T= 273 \text{ К}$. Знайти відхилення [8].

Рішення. З рівняння (1.10) знаходимо:

$$V_m = \frac{R_m T}{p};$$

$$V_m = \frac{8314 \cdot 273}{100000} = 22,7 \text{ м}^3/\text{кмоль}.$$

Підставляємо у рівняння (1.22) значення коефіцієнтів a і b , а у знаменник в перших дужках – знайдене значення V_m :

$$\left(100000 + \frac{1,3078 \cdot 10^6}{22,7^2}\right)(V_m - 0,114) = 8314 \cdot 273.$$

Отримаємо: $V_m = 22,25$ м³/кмоль. Після другого наближення знаходимо: $V_m = 22,23$ м³/кмоль. Відхилення:

$$\delta = \frac{22,7 - 22,23}{22,23} 100\% = 2,1\%.$$

Задача 3.1. Для азоту коефіцієнти Ван-дер-Ваальса складають: $a = 0,135 \cdot 10^6$ Нм⁴/кмоль², $b = 0,0386$ м³/кмоль. Розрахувати мольний об'єм азоту за рівнянням стану ідеального газу і за рівнянням Ван-дер-Ваальса для умов заданих в табл. 2.11. Знайти відхилення.

Задача 3.2. Для газу в табл. 2.12 задані коефіцієнти Ван-дер-Ваальса. Розрахувати мольний об'єм газу за рівнянням Ван-дер-Ваальса для $p = 80$ кПа, $T = 200$ К.

Таблиця 2.11 – Вихідні данні для задачі 3.1

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кПа	100	80	90	50	110	120	130	75	125	200
T , К	260	256	244	227	265	241	234	205	220	213

Таблиця 2.12 – Вихідні данні для задачі 3.2

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a \cdot 10^6$	0,1344	0,0245	0,1358	0,208	1,955	0,543	1,00	0,805	1,33	0,909
b	0,0322	0,0267	0,0317	0,017	0,127	0,064	0,11	0,106	0,098	0,072

Задача 3.3. Розрахувати коефіцієнта в рівнянні Ван-дер-Ваальса для заданих умов в табл. 2.13. Коефіцієнт b взяти з умов задачі 3.2.

Таблиця 2.13 – Вихідні данні для задачі 3.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кПа	100	80	90	150	110	120	130	95	125	100
T , К	260	276	274	287	265	271	284	305	300	313
V_m , м ³ /кмоль	21,3	28,1	25,14	15,7	19,9	18,65	17,8	26,1	19,4	25,5

Задача 3.4. Знайти відхилення мольного об'єму заданого газу (див. табл. 2.14), розрахованого за рівнянням Ван-дер-Ваальса від ідеального за нормальних умов.

Таблиця 2.14 – Вихідні данні для задачі 3.4

Варіант	Газ	Варіант	Газ
1	Азот	6	Кисень
2	Аргон	7	Неон
3	Водяна пара	8	Оксид вуглецю
4	Водень	9	Метан
5	Гелій	10	Двооксид вуглецю

2.4 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №4. Теплоємність

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.4, наведено у п.1.1.8 – п.1.1.11 даного навчального посібника.

Приклад 4.1. Ентальпія азоту при нагріві при постійному тиску з 20 до 60°C збільшилася на 41,5 кДж/кг. Знайти масову теплоємність азоту при постійному тиску та при постійному об'ємі [8].

Рішення. Теплоємність при постійному тиску з рівняння (1.63):

$$C_p = (i_2 - i_1) / (t_2 - t_1) = 41,5 / (60 - 20) = 1,038 \text{ кДж/кгК.}$$

Знайдемо газову сталу для азоту, враховуючі його молекулярну масу (рівняння 1.19):

$$R = R_u / \mu = 8314 / 28 = 297 \text{ Дж/кмольК} = 0,297 \text{ кДж/кмольК.}$$

З рівняння (1.37) маємо:

$$C_v = C_p - R = 1,038 - 0,297 = 0,741 \text{ кДж/кмольК.}$$

Задача 4.1. Ентальпія кисню при нагріві при постійному об'ємі з 10 до 70°C збільшилася на 39 кДж/кг. Знайти масову теплоємність кисню при постійному тиску і при постійному об'ємі та об'ємну теплоємність при постійному тиску.

Задача 4.2. За умов задачі 2.5 знайти теплоємності суміші при постійному тиску і постійному об'ємі.

Задача 4.3. Для заданих умов в табл. 2.15 знайти ентальпію газу та його внутрішню енергію.

Таблиця 2.15 – Вихідні данні для задачі 4.3

Варіант	Газ	p , кПа	T , °С
1	Азот	100	150
2	Кисень	150	50
3	Двооксид вуглецю	80	200
4	Повітря	101	25
5	Оксид вуглецю	170	500
6	Азот	170	320
7	Кисень	200	850
8	Двооксид вуглецю	140	440
9	Повітря	350	200
10	Оксид вуглецю	130	640

Задача 4.4. Знайти внутрішню енергію газу для заданих умов в табл. 2.16.

Таблиця 2.16 – Вихідні данні для задачі 4.4

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кПа	100	80	90	150	110	120	130	95	125	100
v , м ³ /кг	1,2	1,3	1,25	1,66	1,71	1,58	1,78	2,05	1,9	3,06
i , кДж/кг	202	250	240	306	320	340	450	440	470	600

Задача 4.5. Для заданого газу (див. табл. 2.17) визначити показник адіабати за допомогою додатків 3,4 для температур 100; 200; 300; 400; 500 °С. Знайти відхилення від теоретичного значення. Як воно змінюється з ростом температури?

Таблиця 2.17 – Вихідні данні для задачі 4.5

Варіант	1,2	3,4	5,6	7,8	9,10
Газ	Азот	Кисень	CO ₂	H ₂ O	Повітря

2.5 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №5. Процеси ідеальних газів

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.5, наведено у п.1.1.12 – п.1.1.13 даного навчального посібника.

Приклад 5.1. Повітря нагрівається при постійному об'ємі від 0 до 200°С. Знайти питомі: корисну роботу газу; кількість теплоти, переданій газу; зміну ентальпії внутрішньої енергії. Початковий тиск $p_1 = 100$ кПа [8].

Рішення. Густина повітря за нормальних умов $\rho = 1,29$ кг/м³. Звідси питомий об'єм $v = 1/1,29 = 0,775$ м³/кг. З відповідних рівнянь для ізохорного процесу маємо:

– кінцевий тиск знайдемо з рівняння (1.6):

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 100 \frac{473}{273} = 173 \text{ кПа};$$

– корисна робота 1 кг газу з рівняння (1.58):

$$l' = -v(p_2 - p_1) = -0,775(173000 - 100000) = -56600 \text{ Дж/кг};$$

– кількість теплоти дорівнює зміні внутрішньої енергії (див. рівняння (1.59) та (1.60). Для повітря у цьому інтервалі температур середня масова теплоємність $C_v = 0,72 \text{ кДж/кг}$ (додаток Б). Отже,

$$q = u_2 - u_1 = C_v(t_2 - t_1) = 0,72 \cdot 200 = 144 \text{ кДж} = 144\,000 \text{ Дж/кг}.$$

Зміна ентальпії (рівняння 1.61):

$$i_2 - i_1 = u_2 - u_1 + v(p_2 - p_1) = 144000 + 0,775 \cdot (173000 - 100000) = 200600 \text{ Дж/кг}.$$

Задача 5.1. Визначити кількість теплоти, що поглинув водень масою 200 г при нагріві від 0 до t °С (див. табл. 2.18) при постійному тиску. Знайти також зміну внутрішньої енергії газу і здійснену їм роботу.

Таблиця 2.18 – Вихідні данні для задачі 5.1

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t, \text{ °С}$	100	140	175	200	215	300	350	400	450	500

Задача 5.2. 1 кг кисню займає об'єм $V_1 = 0,5 \text{ м}^3$ і знаходиться під тиском $p_1=200 \text{ кПа}$. Газ нагріли спочатку при постійному тиску, доки його об'єм не збільшився до V_2 , а потім – при постійному об'ємі до тиску p_2 (див. табл. 2.19).

Побудувати графік процесу і знайти: зміну внутрішньої енергії; здійснену газом роботу; кількість теплоти, переданої газу.

Таблиця 2.19 – Вихідні данні для задачі 5.2

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_2, \text{м}^3$	1,5	1,7	2	2,5	0,8	1,3	1,9	2,7	3,1	3,3
$p_2, \text{кПа}$	300	350	400	500	220	240	370	450	600	700

Задача 5.3. Повітря при тиску 100 кПа і температурі 20°C нагріли при постійному об'ємі до температури t (див. табл. 2.20). Визначити кінцеві параметри газу і питомі: роботу газу; корисну роботу; теплоту процесу; зміну внутрішньої енергії, ентальпії, ентропії.

Таблиця 2.20 – Вихідні данні для задачі 5.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t, \text{°C}$	100	140	175	200	215	300	350	400	450	500

Задача 5.4. Розв'язати задачу 5.3 за умов ізобарного процесу.

Задача 5.5. Повітря при тиску 100 кПа і температурі 20°C ізотермічно стиснули до тиску p (див. табл. 2.21). Визначити кінцеві параметри газу і питомі: роботу газу; корисну роботу; теплоту процесу; зміну внутрішньої енергії, ентальпії, ентропії.

Таблиця 2.21 – Вихідні данні для задачі 5.5

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	0,3	0,5	0,7	1	1,5	2	3	4	5	8

Задача 5.6. Розв'язати задачу 5.5 за умов адіабатного процесу.

Задача 5.7. Розв'язати задачу 5.5 за умов політропного процесу. Показник політропи $n = 1+(N/10)$, де N – номер варіанту.

Задача 5.8. Початкові параметри газу: $p_1 = 98$ кПа; $v_1 = 0,8$ м³/кг. Кінцеві: $p_2=300$ кПа; v_2 (див. табл. 2.22). Визначити: показник політропи; теплоємність процесу; роботу газу; зміну ентропії.

Таблиця 2.22 – Вихідні данні для задачі 5.8

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Газ	повітря	CO ₂	O ₂	H ₂	Ar	N ₂	He	Ne	CO	NH ₃
v_2 , м ³ /кг	2,0	2,3	2,5	2,6	2,7	2,58	2,8	2,05	2,9	3,1

Задача 5.9. Визначити теплоємність політропного процесу для заданого у табл. 2.23 газу, якщо показник політропи $n = 2+(N/10)$, де N – номер варіанту.

Таблиця 2.23 – Вихідні данні для задачі 5.9

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Газ	Cl ₂	CO ₂	O ₂	H ₂	Ar	N ₂	He	Ne	CO	NH ₃

2.6 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №6. Цикли

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.6, наведено у п.1.1.14 даного навчального посібника.

Приклад 6.1. У циклі з ізохорним підводом тепла робоче тіло з температурою $T_2 = 400\text{K}$ стискається з 200 до 500 кПа. Відвід тепла здійснюється по ізобарі. При цьому температура знижується з 600 К до 350 К. Знайти термічний к. к. д. циклу. Властивості робочого тіла прийняти такими ж, як у повітря [8].

Рішення. Знайдемо температуру робочого тіла у кінці ізохорного процесу:

$$T_3 = T_2 \frac{p_3}{p_2} = 400 \frac{500}{200} = 1000\text{K} .$$

З *додатку Б* находимо середню теплоємність робочого тіла при постійному об'ємі в інтервалі температур $T_2 - T_3$: $C_v = 0,745$ кДж/кг К.

Кількість підведеної теплоти:

$$q_1 = C_v(T_3 - T_2) = 0,745(1000 - 400) = 447 \text{ кДж/кг}$$

З *додатку В* находимо середню теплоємність робочого тіла при постійному тиску в інтервалі температур $T_1 - T_4$: $C_p = 1,015$ кДж/кг К.

Кількість відведеної теплоти:

$$q_2 = C_p(T_4 - T_1) = 1,015(600 - 350) = 254 \text{ кДж/кг}$$

Термічний к. к. д. циклу:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{254}{447} = 0,43 = 43\% .$$

Задача 6.1. У циклі з ізобарним підводом тепла робоче тіло з температурою $T_2=450\text{K}$ змінює свій питомий об'єм з 0,43 до v_2 (табл. 2.24). Відвід тепла здійснюється теж по ізобарі. При цьому температура знижується з 550 К до 340 К. Знайти термічний к. к. д. циклу. Властивості робочого тілу прийняти такими ж, як у азоту.

Таблиця 2.24 – Вихідні данні для задачі 6.1

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$v_2, \text{м}^3/\text{кг}$	0,2	0,23	0,25	0,19	0,27	0,28	0,21	0,22	0,18	0,17

Задача 6.2. У циклі Карно, $\eta_t = 0,65$, $t_1 = 730^\circ\text{C}$. Визначити:

а) температуру t_2 ;

б) як треба підвищити температуру t_1 , щоб к.к.д. становив η_{t2} (табл. 2.25)?

в) як треба знизити температуру t_2 , щоб к.к.д. становив η_{t3} (табл. 2.25)?

Таблиця 2.25 – Вихідні данні для задачі 6.2

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
η_{t2}	0,67	0,68	0,69	0,66	0,7	0,72	0,73	0,76	0,78	0,85
η_{t3}	0,66	0,67	0,68	0,69	0,655	0,665	0,675	0,7	0,71	0,72

Задача 6.3. У циклі Карно, $\eta_t = 0,7$, $t_1 = 1000^\circ\text{C}$. Як зміниться к.к.д., якщо температури t_1 і t_2 збільшити на t (табл. 2.26)?

Таблиця 2.26 – Вихідні данні для задачі 6.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t, ^\circ\text{C}$	50	70	80	100	120	130	140	150	170	200

Задача 6.4. У циклі Отто задані $T_1 = 400 \text{ K}$, $p_1 = 100 \text{ кПа}$, $T_2 = 700 \text{ K}$, $T_3 = 1100 \text{ K}$, T_4 (див. табл. 2.27). Знайти термічний к.к.д. циклу, ступінь стиснення ε і ступінь підвищення тиску λ . Робоче тіло являє собою суміш $N\%$ азоту і двооксиду вуглецю.

Таблиця 2.27 – Вихідні данні для задачі 6.4

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_4, K	500	510	520	530	540	550	560	570	580	600
$N, \%$	70	75	80	82	85	86	88	90	73	84

Задача 6.5. Знайти ступінь стиснення циклу Отто по заданим в таблиці 2.28 термічному к.к.д. і показнику адіабати.

Таблиця 2.28 – Вихідні данні для задачі 6.5

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
k	1,4	1,38	1,39	1,42	1,41	1,4	1,37	1,44	1,36	1,39
η_t	0,43	0,60	0,57	0,45	0,48	0,55	0,62	0,49	0,65	0,57

Задача 6.6. У циклі Дизелю задані $T_1 = 400 \text{ K}$, $p_1 = 100 \text{ кПа}$, $T_2 = 700 \text{ K}$, $T_3 = 1100 \text{ K}$, T_4 (див. табл. 2.29). Знайти термічний к.к.д. циклу, ступінь стиснення ε і

ступінь попереднього розширення ρ . Робоче тіло являє собою суміш $N\%$ азоту (див. табл. 2.29) і двооксиду вуглецю.

Таблиця 2.29 – Вихідні данні для задачі 6.6

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_4, K	500	510	520	530	540	550	560	570	580	600
$N, \%$	70	75	80	82	85	86	88	90	73	84

Задача 6.7. Знайти ступінь стиснення циклу Дизеля по заданим термічному к.к.д. і ступеню попереднього розширення (див. табл. 2.30). Показник адіабати $k=1,38$.

Таблиця 2.30 – Вихідні данні для задачі 6.7

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ρ	3	3	2	2	1,5	1,4	1,6	1,4	1,6	1,9
η_t	0,43	0,46	0,52	0,54	0,55	0,58	0,6	0,66	0,65	0,53

2.7 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №7. Основи теплопровідності

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.7, наведено у п.1.2.1 – п.1.2.2 даного навчального посібника.

Задача 7.1. Визначити тепловий потік через бетонну стіну будинку товщиною δ , висотою h і довжиною l (див. табл. 2.31), якщо температури на її поверхнях $t_{c1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{c2} = -10 \text{ }^\circ\text{C}$, а коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 1 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Таблиця 2.31 – Вихідні данні для задачі 7.1

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
δ , мм	200	100	120	150	180	220	250	210	170	280
h , м	2,5	1	1,5	2	1,8	2,2	2,8	2	2,5	2,3
l , м	2	1,5	2,2	2,5	2	3	3,2	2,8	2	3

Задача 7.2. Визначити коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки товщиною 50 мм, якщо щільність теплового потоку через неї 100 Вт/м^2 , а різниця температур на поверхнях наведено в таблиці 2.32.

Таблиця 2.32 – Вихідні данні для задачі 7.2

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Δt , $^\circ\text{C}$	20	15	25	30	17	23	35	18	27	32

Задача 7.3. Плоску поверхню необхідно ізолювати так, щоб втрати теплоти з одиниці поверхні в одиницю часу не перевищували 450 Вт/м^2 . Температура поверхні під ізоляцією t_{c1} (див. табл. 2.33), температура зовнішньої поверхні ізоляції $t_{c2}=50^\circ\text{C}$. визначити товщину ізоляції, виконаної із совеліта, для якого $\lambda=0,09 + 0,0000874 \cdot t$.

Таблиця 2.33 – Вихідні данні для задачі 7.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{c1}, ^\circ\text{C}$	450	470	480	500	320	350	430	410	400	380

Задача 7.4. Розподіл температури за товщиною плоскої стінки з $\lambda = 2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ має вигляд $t_x = 100 + 150 \cdot x$, де температура t виражена в градусах Цельсія, а координата x - у метрах і вимірюється від однієї поверхні стінки. Знайти щільність теплового потоку через стінку. Нарисувати розподіл температур у стінці товщиною δ наведеною в табл. 2.34. У яку сторону спрямований тепловий потік ?

Таблиця 2.34 – Вихідні данні для задачі 7.4

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\delta, \text{ см}$	20	30	40	45	50	10	5	25	35	15

Задача 7.5. Щільність теплового потоку q через плоску стінку товщиною 50мм наведено в табл. 2.35. Визначити різницю температур на поверхнях стінки й чисельне значення градієнта температури в стінці. Матеріал, з якого виконано стінку наведено в табл. 2.35. Коефіцієнт теплопровідності для: а) латуні [$\lambda = 70 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$]; червоної цегли [$\lambda = 0,7 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$]; пробки [$\lambda = 0,07 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$].

Задача 7.6. Плоска стінка бака площею 5 м^2 покрита двошаровою тепловою ізоляцією. Стінка бака сталева, товщиною $\delta_1 = 8 \text{ мм}$ із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_1 = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Перший шар ізоляції виконаний з новоасбозуріту товщиною $\delta_2 = 50 \text{ мм}$ ($\lambda_2 = 0,144 + 0,00014 \cdot t$). другий шар ізоляції товщиною $\delta_3 = 10 \text{ мм}$ являє собою вапняну штукатурку [$\lambda_3 = 0,698 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$].

Температура внутрішньої поверхні стінки бака $t_{c1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ и зовнішньої поверхні ізоляції $t_{c4} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Обчислити кількість теплоти, переданої через стінку, температури на границях шарів ізоляції й побудувати графік розподілу температури.

Таблиця 2.35 – Вихідні данні для задачі 7.5

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$q, \text{Вт/м}^2$	50	70	80	100	120	130	140	150	170	200
Матеріал стінки	латунь	червона цегла	пробка	латунь	червона цегла	пробка	латунь	червона цегла	пробка	латунь

Задача 7.7. Стіни сушильної камери виконані із шару червоної цегли товщиною δ_1 (див. табл. 2.36) [$\lambda_1 = 0,7 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$] із шару будівельної повсті [$\lambda_2=0,0465 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$]. Обчислити температуру в площині зіткнення шарів і товщину повстяного шару за умови, що теплові втрати рівні 0.

Таблиця 2.36 – Вихідні данні для задачі 7.7 та 7.8

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\delta, \text{мм}$	250	120	150	100	220	210	200	170	210	280

Задача 7.8. Стінка неекранованої топкової камери парового котла виконана із шару піношамота ($\lambda_1 = 0,28 + 0,00023 \cdot t$) товщиною δ_1 (див. табл. 2.36) і шару червоної цегли ($\lambda_2 = 0,7 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$) товщиною $\delta_2 = 500 \text{ мм}$. Шари щільно прилягають один до одного. Температура на внутрішній поверхні топкової камери

$t_{c1} = 1100\text{ }^{\circ}\text{C}$, а на зовнішньої $t_{c3} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Обчислити щільність теплового потоку й температуру в площині зіткнення шарів.

Задача 7.9. Нафтопровід із зовнішнім діаметром 1220 мм і товщиною стінки $\delta_{\text{тр}} = 10\text{ мм}$ [$\lambda_{\text{тр}} = 55\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$] має три шари ізоляції товщиною $\delta_1 = 8\text{ мм}$, $\delta_2 = 12\text{ мм}$, $\delta_3 = 25\text{ мм}$. Коефіцієнти теплопровідності ізоляції $\lambda_1 = 0,0035\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\lambda_2 = 0,06\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\lambda_3 = 0,12\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Температура на внутрішній поверхні труби $t_{\text{вн}}$ наведена в табл. 2.37, а на зовнішній поверхні ізоляції $t_{\text{зов}} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Визначити лінійну щільність теплового потоку.

Таблиця 2.37 – Вихідні данні для задачі 7.9

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{\text{вн}},\text{ }^{\circ}\text{C}$	60	70	80	100	120	130	140	150	110	90

Задача 7.10. Залізо-бетонний димар [$\lambda_2 = 1,1\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$] внутрішнім діаметром $d_2 = 800\text{ мм}$ і зовнішнім діаметром $d_3 = 1300\text{ мм}$ повинен бути футерований усередині вогнетривом [$\lambda_1 = 0,5\text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$]. Визначити товщину футеровки й температуру зовнішньої поверхні труби t_{c3} з умов, щоб теплові втрати з 1 м труби не перевищували 2000 Вт/м, а температура внутрішньої поверхні залізобетонної стінки t_{c2} не перевищувала 200 $^{\circ}\text{C}$. В таблиці 2.38 наведена температура внутрішньої поверхні футеровки t_{c1} .

Таблиця 2.38 Вихідні данні для задачі 7.10

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{c1},\text{ }^{\circ}\text{C}$	450	420	400	470	410	330	360	350	380	430

Задача 7.11. У приладі для визначення коефіцієнта теплопровідності рідин за методом «нагрітої нитки» до кільцевого зазору між платиновою ниткою й кварцовою трубкою залито випробуване трансформаторне масло. Діаметр і довжина платинової нитки $d_1 = 0,12$ мм й $l = 90$ мм; внутрішній і зовнішній діаметри кварцової трубки $d_2 = 1$ мм, $d_3 = 3$ мм, коефіцієнт теплопровідності кварцу $\lambda_{\text{кв}} = 1,4$ Вт/(м·К). Обчислити коефіцієнт теплопровідності й середню температуру трансформаторного масла, якщо за витрати теплоти через кільцевий шар масла $Q = 1,8$ Вт, температура платинової нитки $t_{c1} = 106,9$ °С и температура зовнішньої поверхні кварцової трубки t_{c3} дана в табл. 2.39.

Таблиця 2.39 – Вихідні данні для задачі 7.11

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_{c3} , °С	30,6	32,5	31,8	30,9	31,6	32	32,8	33,2	33	30,2

2.8 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №8. Теплопередача

Задача 8.1. Обчислити втрати теплоти через одиницю поверхні цегельного обмуровування парового котла в зоні розміщення водяного економайзера, якщо товщина стінки $\delta = 250$ мм, температура газів $t_{ж1}$, й повітря в котельні $t_{ж2}$ наведені в табл. 2.40. Коефіцієнт тепловіддачі від газів до поверхні стінки $\alpha_1 = 23$ Вт/(м²·°С) і від стінки до повітря $\alpha_2 = 12$ Вт/(м²·°С). Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda = 0,7$ Вт/(м·°С).

Таблиця 2.40 – Вихідні данні для задачі 8.1

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{ж1}, ^\circ\text{C}$	500	700	800	600	550	750	650	800	850	900
$t_{ж2}, ^\circ\text{C}$	30	27	33	28	29	32	31	34	29	35

Задача 8.2. Обчислити температури на поверхнях стінки, якщо задані наступні величини: температура димових газів $t_{ж1} = 1000\text{ }^\circ\text{C}$, киплячої води $t_{ж2}=200^\circ\text{C}$; коефіцієнти тепловіддачі від газів до стінки $\alpha_1 = 100\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$ і від стінки до киплячої води $\alpha_2 = 5000\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки $\lambda = 50\text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ і товщина стінки $\delta = 12\text{ мм}$. Вирішити завдання за умови, що в процесі експлуатації поверхня нагрівання парового котла з боку димових газів покрилася шаром сажі товщиною $\delta_3 = 1\text{ мм}$ [$\lambda_3 = 0,08\text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$] і з боку води шаром накипу $\delta_n = 1\text{ мм}$ [$\lambda_n = 50\text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$]. Обчислити щільність теплового потоку через 1 м^2 забрудненої поверхні нагрівання й температури на поверхнях відповідних шарів $t_{c1}, t_{c2}, t_{c3}, t_{c4}$. Намалювати розподіл температури по шарах стінки.

Задача 8.3. Обчислити щільність теплового потоку $q, \text{Вт}/\text{м}^2$, у пластинчастому повітропідігрівнику, якщо відомо, що середня температура газів $t_{ж1} = 315\text{ }^\circ\text{C}$ и середня температура повітря $t_{ж2} = 135\text{ }^\circ\text{C}$, відповідно коефіцієнти тепловіддачі $\alpha_1 = 23\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$ і $\alpha_2 = 30\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$. Товщина листів підігрівника дана в табл. 2.41 2мм. Коефіцієнт теплопровідності матеріалу листів $\lambda = 50\text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$.

Таблиця 2.41 – Вихідні данні для задачі 8.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
δ , мм	2	2,5	1,5	3	3,5	2,2	3,2	3,7	2,7	1,7

Задача 8.4. Визначити температури на поверхнях цегельної стіни приміщення товщиною в дві цегли ($\delta = 510$ мм) з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda=0,8\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$. Температура повітря усередині приміщення $t_{ж1} = 18$ °С; коефіцієнт тепловіддачі до внутрішньої поверхні стінки $\alpha_1 = 7,5$ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$; температура зовнішнього повітря $t_{ж2} = -30$ °С; коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни, яка обдувається вітром, $\alpha_2 = 20$ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$. Вирішити завдання, якщо стіна покрита зовні шаром теплової ізоляції товщиною 50 мм із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 0,08$ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$. Зрівняти втрати теплоти через ізольовану й неізольовану стінки. Намалювати розподіл температур за шарами стінки.

Задача 8.5. Визначити тепловий потік через зовнішню стіну холодильника розміром 40 х 6 м. Температура зовнішнього повітря t_1 наведено в табл. 2.42, температура повітря в холодильнику $t_2 = -20$ °С. Стіна холодильника товщиною 250 мм із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda = 1,28$ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$ покрита шарами: пароізоляції $\delta_{п}=5\text{мм}$ й $\lambda_{п} = 0,82$ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$, теплоізоляції $\delta_{т} = 250$ мм й $\lambda_{т} = 0,05$ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$, штукатурки $\delta_{ш} = 20$ мм й $\lambda_{ш} = 0,78$ $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$. Коефіцієнти тепловіддачі: від зовнішнього повітря до стіни $\alpha_1 = 23,3$ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$; від внутрішніх стін до повітря в холодильнику $\alpha_2 = 10,5$ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{K})$.

Таблиця 2.42 – Вихідні данні для задачі 8.5

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_l, ^\circ\text{C}$	28	30	32	34	25	22	36	20	18	15

Задача 8.6. Стіна будинку виконана з будівельної цегли товщиною δ (див. табл. 2.43), по обидва боки покрита штукатуркою товщиною 20 мм. Коефіцієнти тепловіддачі; від зовнішнього повітря до стіни $\alpha_1 = 25,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, від стіни до повітря в приміщенні $\alpha_2 = 8,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Температура зовнішнього повітря $t_n = -30 ^\circ\text{C}$, температура всередині приміщення t_{np} (див. табл. 2.43). Визначити питомий тепловий потік і температуру внутрішньої поверхні стіни τ_y , якщо коефіцієнти теплопровідності цегли $\lambda_{ц} = 0,81 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ і штукатурки $\lambda_{ш} = 0,78 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Якими стануть тепловий потік і температура внутрішньої поверхні стін, і якщо стіни усередині обклеїти гофрованим папером $\lambda_6 = 0,064 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ товщиною 5 мм.

Таблиця 2.43 – Вихідні данні для задачі 8.6

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{np}, ^\circ\text{C}$	22	20	25	27	29	21	18	30	23	24
$\delta, \text{мм}$	250	350	280	320	220	250	200	350	300	280

Задача 8.7. Знайти площу поверхні нагрівання секційного водяного підігрівника продуктивністю Q (див. табл. 2.44) за умови, що середня температура нагріву води $t_{ж2}$ (див. табл. 2.44). Поверхня нагрівання виконана з латунних трубок діаметром $d_1/d_2 = 14/16 \text{ мм}$ із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_3 = 120 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$. На внутрішній поверхні трубок є шар накипу $\delta_n = 0,2 \text{ мм}$ із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_n = 2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$. Коефіцієнт тепловіддачі з боку води, що гріє α_1

= 10000 Вт/(м²·°С) і з боку води, що нагрівається $\alpha_2 = 4000$ Вт/(м²·°С). Тому що відношення діаметрів $d_1/d_2 = <1,8$, то розрахунок можна провести за формулою для плоскої стінки.

Таблиця 2.44 – Вихідні данні для задачі 8.7

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q, КВт	1500	1700	1800	1400	1200	1300	1100	1900	1600	2000
t _{ж2} , °С	77	80	90	86	82	75	74	92	88	96

Задача 8.8. Обчислити втрату теплоти з 1м неізолюваного трубопроводу діаметром $d_1/d_2 = 150/165$ мм, прокладеного на відкритому повітрі, якщо усередині труби протікає вода із середньою температурою $t_{ж1}$ (див. табл. 2.45) й температура навколишнього повітря $t_{ж2}$ (див. табл. 2.45). Коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби $\lambda = 50$ Вт/(м·°С). Коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки труби $\alpha_1 = 1000$ Вт/(м²·°С) і від труби до навколишнього повітря $\alpha_2 = 12$ Вт/(м²·°С). Визначити так само температури на внутрішній і зовнішній поверхнях труби.

Задача 8.9. Ізолюваним сталевим трубопроводом діаметром 50 x 3,5 мм тече холодний реагент температурою -25 °С, коефіцієнт тепловіддачі від стіни до холодного реагента $\alpha_2 = 1520$ Вт/(м²·К). Температура повітря в приміщенні $t_{пр}$ (див. табл. 2.46), коефіцієнт тепловіддачі від повітря до поверхні трубопроводу $\alpha_1 = 12,5$ Вт/(м²·°С). Ізоляцією служить шар скловати товщиною δ (див. табл. 2.46). Визначити втрати холоду з ізоляцією й без її.

Таблиця 2.45 – Вихідні данні для задачі 8.8

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{ж1}, ^\circ\text{C}$	75	74	92	88	96	77	80	90	86	82
$t_{ж2}, ^\circ\text{C}$	-15	-10	-5	0	2	-3	5	1	15	10

Таблиця 2.46 – Вихідні данні для задачі 8.9

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{пр}, ^\circ\text{C}$	22	20	25	27	29	21	18	30	23	24
$\delta, \text{мм}$	170	150	100	110	120	130	90	85	140	80

Задача 8.10. Трубопроводом, покритим ізоляцією, із зовнішнім діаметром 280 мм і довжиною l (див. табл. 2.47), протікає холодний агент з температурою $t_x = -17^\circ\text{C}$; температура навколишнього повітря $t_b = 18^\circ\text{C}$, коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні $\alpha_1 = 25,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, коефіцієнт теплопередачі $0,36 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Визначити тепловий потік до холодного агента й температуру на зовнішній поверхні трубопроводу.

Таблиця 2.47 – Вихідні данні для задачі 6.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$l, \text{м}$	20	30	25	17	15	27	10	13	22	35

2.9 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №9. Паливо

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.7, наведено у п.1.3.2 даного навчального посібника.

Приклад 9.1. У твердому паливі міститься 65 мас. % вуглецю, 15 % водню, 3% кисню. Вологість палива – 5%, зольність – 12%. Перерахувати склад палива з робочою маси на суху і горючу [8].

Рішення

Застосовуючи рівняння (1.182) і (1.183), перерахуємо склад палива на суху масу:

$$C^C = C^P \frac{100}{100 - W^P} = 65 \frac{100}{100 - 5} = 68,4\% ;$$

$$H^C = H^P \frac{100}{100 - W^P} = 15 \frac{100}{100 - 5} = 15,8\% ;$$

$$O^C = O^P \frac{100}{100 - W^P} = 3 \frac{100}{100 - 5} = 3,2\% .$$

Перерахуємо зольність:

$$A^C = A^P \frac{100}{100 - W^P} = 12 \frac{100}{100 - 5} = 12,6\% .$$

Перерахуємо склад палива на горючу масу:

$$C^G = C^P \frac{100}{100 - W^P - A^P} = 65 \frac{100}{100 - 5 - 12} = 78,3\% ;$$

$$H^r = H^p \frac{100}{100 - W^p - A^p} = 15 \frac{100}{100 - 5 - 12} = 18,1\% ;$$

$$O^r = O^p \frac{100}{100 - W^p - A^p} = 3 \frac{100}{100 - 5 - 12} = 3,6\%.$$

Задача 9.1. В таблиці 2.48 заданий склад сухої маси палива. Зробити перерахунок на робочу та горючу масу, якщо вологість палива $W^p = 8\%$.

Таблиця 2.48 – Вихідні данні для задачі 9.1

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
C^c	45	68	70	67	64	55	53	79	78	62
H^c	12	8	9	10	11	14	12	10	9	13
O^c	6	1,5	3	5	6	1	3	1	3	5
N^c	16	10	7	8	8,5	15	13	2	3	7
S_d^c	2	2,5	1,5	1	0,5	2	1	1,5	1	3

Задача 9.2. За умовами задачі 9.1 знайти нижчу і вищу теплоту згорання твердого палива.

Задача 9.3. За заданою у табл. 2.49 теплотою згорання палива і вмістом компонентів знайти вміст вуглецю у робочій масі палива.

Задача 9.4. Розрахувати нижчу теплоту згорання газоподібного палива, якщо заданий його склад у об. % наведено у табл. 2.50.

Таблиця 2.49 – Вихідні данні для задачі 9.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
H^P , %	12	8	9	10	11	14	12	10	9	13
O^P , %	6	1,5	3	5	6	1	3	1	3	5
S_n^P	2	2,5	1,5	1	0,5	2	1	1,5	1	3
W^P , %	10	6	5	7	8	4	2	6	9	12
Q_n^P , МДж/кг	34	32	30	33	31	35	29	30	28	27

Таблиця 2.50 – Вихідні данні для задачі 9.4

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CH_4	90	85	70	50	7	1	30	20	1,5	64
C_2H_6	5	9	10	30	5	2	13	20	1,5	12
C_3H_8	2	3	8	6	5	40	1	20	2	9
C_4H_{10}	1	0,5	2	4	3	37	1	20	2	5
H_2	1	1	8	2	70	0,5	15	4	50	6
CO	1	1,5	2	8	10	9,5	40	6	43	4

Задача 9.5. За умовами задачі 9.4 знайти теоретичні і дійсні витрати повітря та склад і кількість продуктів згорання, якщо коефіцієнт витрати повітря надано у табл. 2.51.

Таблиця 2.51 – Вихідні данні для задачі 9.5

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
α	1,04	1,05	1,07	1,08	1,1	1,12	1,14	1,15	1,17	1,2

Задача 9.6. У металургійній печі спалюється природно-доменна суміш. Склад природного газу, об. %: $\text{CH}_4 - 92$; $\text{C}_2\text{H}_6 - 3$; $\text{C}_3\text{H}_8 - 2$; $\text{C}_4\text{H}_{10} - 2$. Склад доменного газу, об. %: $\text{CO} - 25$; $\text{H}_2 - 10$; $\text{CH}_4 - 2$. Визначити, яку частку у суміші повинен складати доменний газ, щоб теплота згорання суміші відповідала заданій у табл. 2.52.

Таблиця 2.52 – Вихідні данні для задачі 9.6

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_n^P , МДж/кг	8	9,5	10	13	11	9	12	14	11,5	17

Задача 9.7. Спалюються органічні відходи з брутто-формулою $\text{C}_{20}\text{H}_{32}\text{N}_5\text{S}_3\text{O}_2$ з коефіцієнтом витрати повітря $\alpha=1,2$. Знайти витрати повітря та склад і кількість продуктів згорання. Скільки продуктів згорання утвориться при спалюванні 30 т відходів?

2.10 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №10. Котлові установки

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.10, наведено у п.1.3.3 та у додатку Д даного навчального посібника.

Задача 10.1. Скласти тепловий баланс котельної установки, якщо початкова температура живильної води 25°C . Параметри пари, що йде споживачам: $P=5\text{МПа}$; $t = 300^\circ\text{C}$. Паропроductивність $D = 10$ кг/с. У топці спалюється вугілля з

$Q_n^P=40$ МДж/кг у кількості 2815 кг/год. Фізичне тепло палива та повітря – 200кДж/кг. Втрати тепла з газами, що відходять складають 2100 кВт; втрати через стінки агрегату – 300 кВт; втрати від механічного недопалу -100 кВт; від хімічного недопалу – 150 кВт. Інші втрати – зі шлаком.

Задача 10.2. Визначити витрати газу з $Q_n^P= 33$ МДж/м³ для отримання 100 т пари у годину із заданими у табл. 2.53 параметрами, якщо втрати тепла складають: $q_2 = 4\%$; $q_3=q_4=0$; $q_5=1,5 \%$. Фізичне тепло палива та повітря складає 2% від хімічного тепла палива.

Таблиця 2.53 – Вихідні данні для задачі 2.44

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, ^\circ\text{C}$	440	450	460	470	480	500	450	470	440	475
$P, \text{МПа}$	6	7	6,5	8	8,5	9	9,5	10	7,5	8

Задача 10.3. Визначити паропроодуктивність котельної установки за заданими у табл. 2.54 параметрами пари та витратам твердого палива B . $Q_n^P = 36 500$ кДж/кг; $q_2 = 4\%$; $q_3= 0,3\%$; $q_4=0,5\%$; $q_5=1,5\%$; $q_6= 0,2\%$. Фізичне тепло палива та повітря складає 0,5% від хімічного тепла палива. Температура живильної води 18^oС.

Таблиця 2.54 – Вихідні данні для задачі 2.45

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, ^\circ\text{C}$	440	450	460	470	480	500	450	470	440	475
$P, \text{МПа}$	6	7	6,5	8	8,5	9	9,5	10	7,5	8
$B, \text{т/год.}$	3	4	5	0,8	8	10	21	16	1,5	18

2.11 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №11. Рекуператори

Теоретичні матеріали, необхідні для вирішення задач п.2.11, наведено у п.1.3.5 даного навчального посібника.

Приклад 11.1. У рекуператорі димові гази нагрівають повітря. Витрати газів $G_{\Gamma} = 20\,000$ м³/год., повітря – $G_{\Pi} = 15\,000$ м³/год. (за н. у.). Початкова температура димових газів $t'_{\Gamma} = 800^{\circ}\text{C}$, повітря $t'_{\Pi} = 20^{\circ}\text{C}$. Температура газів на виході з рекуператора $t''_{\Gamma} = 350^{\circ}\text{C}$. До якої температури нагрівається повітря? Прийняти, що теплоємність димових газів приблизно дорівнює теплоємності повітря [8].

Рішення.

Запишемо рівняння теплового балансу, приймаючи, що теплоємність димових газів приблизно дорівнює теплоємності повітря ($C_{\Gamma} = C_{\Pi} = C$):

$$G_{\Gamma}C (t'_{\Gamma} - t''_{\Gamma}) = G_{\Pi}C (t''_{\Pi} - t'_{\Pi}).$$

Звідси знайдемо температуру до якої нагрівається повітря:

$$t'_{\Pi} = \frac{G_{\Gamma}(t'_{\Gamma} - t''_{\Gamma})}{G_{\Pi}} + t'_{\Pi} = \frac{20000(800 - 350)}{15000} + 20 = 620^{\circ}\text{C}.$$

Задача 11.1. У рекуператорі гарячим теплоносієм є двооксид вуглецю, холодним – повітря. Витрати CO_2 - 30 000 м³/год., повітря – 25 000 м³/год. (за н.у.). Початкова температура CO_2 500°C, повітря 10 °C. Температура повітря на виході з рекуператора 220°C. До якої температури охолоджується двооксид вуглецю?

Задача 11.2. Визначити необхідні витрати димових газів заданого у табл. 2.38 складу для нагріву 40 000 (н)м³/год. повітря від 20 до 400°С, якщо початкова температура газів $t, ^\circ\text{C}$ (див. табл. 2.55), кінцева - 450°С.

Таблиця 2.55 – Вихідні данні для задачі 11.2

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t, ^\circ\text{C}$	850	870	700	750	900	1000	680	740	800	950
CO ₂ , %	30	25	20	33	27	32	18	19	22	16
H ₂ O, %	10	12	14	9	8	11	13	15	7	12
O ₂ , %	3	1	2	4	5	3	2,5	0,5	6	4

Задача 11.3. За умов задачі 11.2 знайти необхідну поверхню теплообміну, якщо заданий коефіцієнт теплопередачі k (див. табл. 2.56). Схема руху теплоносіїв – протитік.

Таблиця 2.56 – Вихідні данні для задачі 11.3

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$k, \text{Вт/м}^2\text{К}$	33	34	22	25	37	45	20	23	30	40

Задача 11.4. Розв'язати задачу 11.3, якщо схема руху теплоносіїв – прямотік. Коефіцієнт $\varphi=0,98$.

Задача 11.5. Розв'язати задачу 11.3, якщо схема руху теплоносіїв – перехресний тік. Рекуператор є кожухотрубним, з 4 ходами по руху холодного теплоносія, $\varphi=0,95$.

Задача 11.6. За умов задачі 11.5 знайти необхідну кількість труб заданих у табл. 2.57 розмірів.

Таблиця 2.57 – Вихідні данні для задачі 11.6

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Довжина l , м	4	3	3,5	5	4,5	2,8	3,2	4,3	3,7	4,2
Діаметр d , мм	25	30	35	40	50	55	60	28	70	80

ДОДАТКИ

Додаток А - Коефіцієнти в рівнянні Ван-Дер-Ваальса [9]

Газ	Формула	$a, \text{Н} \cdot \text{м}^4/\text{моль}^2$	$b, \text{см}^3/\text{моль}$
Азот	N_2	0,1350	38,620
Аргон	Ar	0,1344	32,213
Водяна пара	H_2O	0,5451	30,410
Водень	H_2	0,0245	26,653
Повітря	-	1,3078	114,127
Гелій	He	0,00338	23,606
Кисень	O_2	0,1358	31,671
Неон	Ne	0,2088	16,971
Оксид вуглецю	CO	0,14536	39,492
Метан	CH_4	0,2256	42,719
Двооксид вуглецю	CO_2	0,36088	42,840
Хлор	Cl	0,6497	56,241
Етан	C_2H_6	1,955	126,841

Додаток Б - Середня масова теплоємність газів при постійному об'ємі,
кДж/кг К [6]

<i>t, °C</i>	<i>O₂</i>	<i>N₂</i>	<i>CO</i>	<i>CO₂</i>	<i>H₂O</i>	<i>SO₂</i>	<i>Повітря</i>
0	0,6548	0,7352	0,7427	0,6259	1,398	0,477	0,7164
100	0,6632	0,7365	0,7448	0,677	1,4114	0,507	0,7193
200	0,6753	0,7394	0,7494	0,7214	1,4323	0,532	0,7243
300	0,69	0,7448	0,757	0,7599	1,4574	0,557	0,7319
400	0,7051	0,7524	0,7666	0,7938	1,4863	0,578	0,7415
500	0,7193	0,7616	0,7775	0,824	1,516	0,595	0,7519
600	0,7827	0,7716	0,7892	0,8508	1,5474	0,607	0,7624
700	0,7448	0,7821	0,8009	0,8746	1,5805	0,624	0,7733
800	0,7557	0,7926	0,8122	0,8964	1,614	0,632	0,7842
900	0,7658	0,803	0,8231	0,9157	1,6483	0,645	0,7942
1000	0,775	0,8127	0,8336	0,9332	1,6823	0,653	0,8039
1100	0,7834	0,8219	0,8432	0,9496	1,7158	0,662	0,8127
1200	0,7913	0,8307	0,8566	0,9638	1,7488	0,666	0,8215
1300	0,7984	0,839	0,8608	0,9772	1,7815	-	0,8294
1400	0,8051	0,847	0,8688	0,9893	1,8129	-	0,8369
1500	0,8114	0,8541	0,8763	1,0006	1,8434	-	0,8441
1600	0,8173	0,8612	0,883	1,0107	1,8728	-	0,8508
1700	0,8231	0,8675	0,8893	1,0203	1,9016	-	0,857
1800	0,8286	0,8738	0,8956	1,0291	1,9293	-	0,8633
1900	0,834	0,8792	0,9014	1,0371	1,9552	-	0,8688
2000	0,839	0,894	0,9064	1,0446	1,9804	-	0,8742

<i>t, °C</i>	<i>O₂</i>	<i>N₂</i>	<i>CO</i>	<i>CO₂</i>	<i>H₂O</i>	<i>SO₂</i>	<i>Повітря</i>
2100	0,844	0,900	0,912	1,052	2,005	-	0,879
2200	0,849	0,905	0,916	1,058	2,028	-	0,884
2300	0,854	0,909	0,921	1,064	2,050	-	0,889
2400	0,858	0,914	0,925	1,070	2,072	-	0,893
2500	0,863	0,918	0,929	1,075	2,093	-	0,897
2600	0,868	0,920	0,931	1,080	2,113	-	0,900
2700	0,872	0,923	0,934	1,084	2,132	-	0,903
2800	0,875	0,926	0,936	1,089	2,151	-	0,906
2900	0,878	0,929	0,939	1,093	2,168	-	0,908
3000	0,881	0,931	0,941	1,097	-	-	0,911

Додаток В - Середня масова теплоємність газів при постійному тиску, кДж/кг К [6]

<i>t, °C</i>	<i>O₂</i>	<i>N₂</i>	<i>CO</i>	<i>CO₂</i>	<i>H₂O</i>	<i>SO₂</i>	<i>Повітря</i>
0	0,9148	1,0304	1,0396	0,8148	1,8594	0,607	1,0036
100	0,9282	1,0316	1,0417	0,8658	1,8728	0,636	1,0061
200	0,9353	1,0346	1,0463	0,9102	1,8937	0,662	1,0115
300	0,95	1,04	1,0538	0,9487	1,9192	0,687	1,0191
400	0,9651	1,0475	1,0634	0,9826	1,9477	0,708	1,0283
500	0,9793	1,0567	1,0748	1,0128	1,9778	0,724	1,0387
600	0,9927	1,0668	1,0861	1,0396	2,0092	0,737	1,0496
700	1,0048	1,0777	1,0978	1,0639	2,0419	0,754	1,0605

<i>t</i> , °C	<i>O</i> ₂	<i>N</i> ₂	<i>CO</i>	<i>CO</i> ₂	<i>H</i> ₂ <i>O</i>	<i>SO</i> ₂	<i>Повітря</i>
800	1,0157	1,0881	1,1091	1,0852	2,0754	0,762	1,071
900	1,0258	1,0982	1,12	1,1045	2,1097	0,775	1,0815
1000	1,035	1,1078	1,1304	1,1225	2,1436	0,783	1,0907
1100	1,0434	1,117	1,1401	1,1384	2,1771	0,791	1,0999
1200	1,0509	1,1258	1,1493	1,153	2,2106	0,795	1,1082
1300	1,058	1,1342	1,1577	1,166	2,2429	-	1,1166
1400	1,0647	1,1422	1,1656	1,1782	2,2743	-	1,1242
1500	1,0714	1,1497	1,1731	1,1895	2,3048	-	1,1313
1600	1,0773	1,1564	1,1798	1,1995	2,3346	-	1,138
1700	1,0831	1,1631	1,1865	1,2091	2,363	-	1,1443
1800	1,0886	1,169	1,1924	1,2179	2,3907	-	1,1501
1900	1,094	1,1748	1,1983	1,2259	2,4166	-	1,156
2000	1,099	1,191	1,2033	1,2334	2,4422	-	1,161
2100	1,104	1,197	1,208	1,240	2,466	-	1,166
2200	1,109	1,201	1,213	1,247	2,490	-	1,171
2300	1,114	1,206	1,218	1,253	2,512	-	1,176
2400	1,118	1,210	1,222	1,259	2,533	-	1,180
2500	1,123	1,214	1,226	1,264	2,554	-	1,185
2600	1,127	1,216	1,231	1,271	2,574	-	1,189
2700	1,131	1,222	1,235	1,275	2,594	-	1,103
2800	1,135	1,226	1,238	1,284	2,612	-	1,197
2900	1,139	1,231	1,242	1,288	2,630	-	1,201
3000	1,143	1,235	1,245	1,292	-	-	1,206

За н. у. : аміак – 2,24; аргон – 0,52; водень – 14,26; гелій – 5,29; неон – 1,03; хлор – 0,52

Додаток Г - Середня об'ємна теплоємність газів при постійному тиску,
кДж/м³ К [6]

<i>t, °C</i>	<i>O₂</i>	<i>N₂</i>	<i>CO</i>	<i>CO₂</i>	<i>H₂O</i>	<i>SO₂</i>	<i>Повітря</i>
<i>0</i>	1,3059	1,2946	1,2992	1,5998	1,493	1,733	1,2971
<i>100</i>	1,3176	1,2958	1,3017	1,7003	1,502	1,813	1,3004
<i>200</i>	1,3352	1,2996	1,3071	1,7873	1,5223	1,888	1,3071
<i>300</i>	1,3561	1,3067	1,3167	1,8627	1,5424	1,955	1,3172
<i>400</i>	1,3775	1,3163	1,3289	1,9297	1,5654	2,018	1,3289
<i>500</i>	1,398	1,3276	1,3427	1,9887	1,5897	2,068	1,3427
<i>600</i>	1,4168	1,3402	1,3574	2,0411	1,6148	2,114	1,3565
<i>700</i>	1,4344	1,3536	1,372	2,0884	1,6412	2,152	1,3708
<i>800</i>	1,4499	1,367	1,3862	2,1311	1,668	2,181	1,3842
<i>900</i>	1,4645	1,3796	1,3396	2,1692	1,6957	2,215	1,3976
<i>1000</i>	1,4775	1,3917	1,4126	2,2035	1,7229	2,236	1,4097
<i>1100</i>	1,4892	1,4034	1,4248	2,2349	1,7501	2,261	1,4214
<i>1200</i>	1,5005	1,4143	1,4361	2,2638	1,7769	2,278	1,4327
<i>1300</i>	1,5106	1,4252	1,4465	2,2898	1,8028	-	1,4432
<i>1400</i>	1,5202	1,4348	1,4566	2,3136	1,828	-	1,4528
<i>1500</i>	1,5294	1,444	1,4658	2,3354	1,8527	-	1,462
<i>1600</i>	1,5378	1,4528	1,4746	2,3555	1,8761	-	1,4708
<i>1700</i>	1,5462	1,4612	1,4825	2,3743	1,8996	-	1,4867
<i>1800</i>	1,5541	1,4687	1,4901	2,3915	1,9213	-	1,4867
<i>1900</i>	1,5617	1,4758	1,4972	2,4074	1,9423	-	1,4939
<i>2000</i>	1,5692	1,4825	1,5039	2,4221	1,9628	-	1,501

<i>t</i> , °C	<i>O</i> ₂	<i>N</i> ₂	<i>CO</i>	<i>CO</i> ₂	<i>H</i> ₂ <i>O</i>	<i>SO</i> ₂	<i>Повітря</i>
2100	1,5759	1,4955	1,5102	2,4359	1,9824	-	1,5072
2200	1,5830	1,5018	1,5160	2,4489	2,0009	-	1,5135
2300	1,5897	1,5072	1,5215	2,4602	2,0189	-	1,5194
2400	1,5964	1,5127	1,5269	2,4710	2,0365	-	1,5253
2500	1,6027	1,5177	1,5320	2,4811	2,0528	-	1,5303

Додаток Д - Ентальпія перегрітої пари [5]

<i>P</i> , МПа	<i>t</i> , °C								
	300	400	440	460	480	500	520	540	560
Ентальпія <i>I</i> , кДж/кг									
5	2925	3197	3293	3340	3387	3434	3480	3527	3573
6	2885	3179	3278	3327	3375	3422	3470	3517	3564
8	2785	3140	3247	3299	3349	3399	3448	3496	3545
10	-	3099	3215	3269	3322	3374	3425	3475	3525
12	-	3053	3180	3239	3295	3349	3402	3454	3505
14	-	3004	3144	3207	3266	3323	3378	3433	3486
16	-	2950	3106	3173	3236	3296	3354	3410	3465
18	-	2889	3065	3138	3205	3269	3329	3388	3445
20	-	2820	3022	3101	3173	3240	3303	3365	3424

Додаток Е – Густина газів за н. у. [5]

Газ	ρ_0 , кг/м ³	Газ	ρ_0 , кг/м ³
Азот	1,25	Йодистий водень	5,789
Аміак	0,771	Кисень	1,429
Аргон	1,784	Криптон	3,74
Ацетилен	1,171	Ксенон	5,89
Бромистий водень	3,644	Метан	0,717
Бутан	2,703	Неон	0,900
Водень	0,0899	Озон	2,22
Водяна пара насичена, 100 °С	0,59	Оксид азоту, N ₂ O	1,98
Повітря сухе	1,293	Оксид азоту, NO	1,34
Повітря, 60% вологості, 20°С	1,164	Оксид вуглецю, CO	1,25
Повітря, 100% вологості, 20°С	1,153	Пропан	2,004
Гелій	0,1785	Пропілен	1,915
Діоксид сірки, SO ₂	2,927	Радон	9,73
Діоксид вуглецю, CO ₂	1,968	Сірководень	1,54
Доменний газ	1,266	Сілан, SiH ₄	1,44
Ізобутан	2,668	Формальдегід	1,34
Фреон 12	5,51	Хлористий водень	1,64
Фтор	1,695	Ціаністий водень, HCN	0,901
Фтористий водень	0,921	Етан	1,355
Хлор	3,24	Етилен	1,261

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. **Константинов С. М.** Теоретичні основи теплотехніки [Текст]: підручник / С.М. Константинов, Є.М. Панов. - К. : Золоті ворота, 2012. - 592 с. – Бібліогр.: с. 589. - 30 прим. - ISBN 978-966-2246-24-7.
2. **Бэр Г. Д.** Техническая термодинамика [Текст] / Г.Д. Бэр; пер. с нем. Є.А. Ашратова, О.А. Кардасевича; под. ред. В.М. Бродянского и Г.Н. Костенко. – М. : Мир, 1997. – 519 с. – Библиогр.: с. 513.
3. **Драганов Б. Х.** Теплотехніка [Текст] : підручник для студ. вищ. техн. навч. закл. / Б.Х. Драганов [та ін.]; За ред. Б.Х. Драганова. - К. : ІНКОС, 2005. - 504 с. - Бібліогр.: с. 589. – 100 прим. - ISBN 966-8347-23-4
4. **Баскаков А. П.** Теплотехника [Текст] / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт [и др.]; под ред. А.П. Баскакова. - 2-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.: ил. – Библиогр.: с. 220. - Предм. указ.: с. 221 – 222. – 60000 экз. - ISBN 5-283-00121-0.
5. **Лариков Н. Н.** Теплотехника [Текст]: учеб. для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1985. - 432с. : ил. - Библиогр.: с. 425. – Предм. указ.: с. 426 – 429. - 50000 экз.
6. **Сидельковский Л. Н., Юренов В.Н.** Котельные установки промышленных предприятий [Текст]: учеб. для вузов. – 3-е изд., перераб. – М. : Энергоатомиздат, 1988. - 528с.: ил. - Библиогр.: с. 520. – Предм. указ.: с. 521 – 522. - 35000 экз.
7. **Кривандин В.А.** Филимонов Ю.П. Теория, конструкции и расчеты металлургических печей [Текст]. В 2 т. Т. 1. Теория и конструкции металлургических печей: учебник для техникумов / под ред. В.А. Кривандина. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Металлургия, 1986. - 479 с. – Библиогр.: с. 472. - Предм. указ.: с. 474 – 478. – 12560 экз.

8. **Павлов К.Ф.** Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии [Текст]: учеб. пособие для вузов / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков; под. ред. П.Г. Романкова. – 10–е изд., перераб. и доп. - Л. : Химия, 1987. - 576 с.: ил. - Библиогр.: с. 502 - 509.
9. **Элементарный учебник физики** [Текст]. В 3 т. Т. 1. Механика. Теплота. Молекулярная физика: учеб. пособие / под ред. Г.С. Ландсберг. - 13-е изд., перераб. - М. : Физматлит, 2004. - 606 с. : ил. – 10000 экз. - ISBN 5-9221-0349-0.

Методичне видання

Ю. В. Куріс
д.т.н., професор
В. Г. Рижков
к.т.н., доцент
І. О. Кутузова
асистент

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ КЛІМАТИЧНОЇ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ ТЕХНІКИ

Навчально-методичний посібник

для студентів ЗДІА

*спеціальностей 183 «Технології захисту навколишнього середовища» та
263 «Цивільна безпека»*

Підписано до друку 22.05.2017р. Формат 60x84 1/32. Папір офсетний.

Умовн. друк. арк. 14,4. Наклад 1 прим.

Внутрішній договір № 75/17

Запорізька державна інженерна академія
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
видавничої справи ДК № 2958 від 03.09.2007 р.

Віддруковано друкарнею
Запорізької державної інженерної академії
з оригінал-макету авторів

69006, м. Запоріжжя, пр. Соборний, 226
ЗДІА