

# 15. ТЕРМОДИНАМІКА

## ТЕПЛОСИЛОВИХ ПАРОВИХ ЦИКЛІВ

- Принцип дії і конструктивний склад паросилової установки
- Основні характеристики та тепловий баланс котельного агрегату
- Теплосилові парові цикли
- Цикли парогазових установок
- Теплофікаційні цикли
- Цикли ядерних енергетичних установок

Використання у конкретних умовах типу двигуна визначається економічними потребами, заданою потужністю, наявними видами палива, експлуатаційними вимогами тощо.

Першими тепловими двигунами, які отримали промисловий розвиток, були поршневі парові машини, що широко почали застосовуватися з XVIII ст. Парова машина майже сто років панувала на залізничному транспорті, надводному флоті, промислових підприємствах з силовим та тепловим споживанням тощо. Ці машини сприяли значному поширенню комерційного використання теплових двигунів в економіці і були енергетичною основою промислової революції XVIII ст. Але з плином часу вони втратили свій панівний стан і були замінені на більш економічні типи силових установок – двигуни внутрішнього згорання, парові турбіни, електромотори. На сьогодні парова машина збереглась тільки на теплових електростанціях та потужних теплоенергетичних установках.

У сучасній стаціонарній теплоенергетиці, в основному, використовують парові теплосилові установки з паровими турбінами, які формально є різновидом парових машин і за допомогою яких у світі виробляється майже 80 % всієї електроенергії. Вони мають певні особливості і суттєво відрізняються від теплосилових установок, які працюють з газоподібними робочими тілами. Продукти згорання палива у цих установках виступають тільки проміжним теплоносієм, на відміну від двигунів внутрішнього згорання або газотурбінних установок. Основним робочим тілом у них є вода та водяна пара – найбільш доступний, екологічний та дешевий енергоносіє. До цього робочого тіла висувають низку специфічних вимог, серед яких основні – це бажано щоб за атмосферного тиску та кімнатної температури воно знаходилося у рідкому стані, а також можливість легкого переходу з рідкого стану у газоподібний, за відносно незначного діапазону зміни температури.

Основний зміст цієї теми – аналіз робочих циклів паросилових установок (ПСУ) і встановлення їх термодинамічних особливостей.

### 15.1. Принцип дії і конструктивний склад паросилової установки

Енергетичне господарство в основному базується на перетворенні теплоти у механічну роботу і в електроенергію. Процеси перетворення теплоти, отриманої під час згорання палива, в механічну роботу або в інші види енергії найчастіше здійснюються в паросиловій установці, загальна компоновальна схема якої зображена на рис. 15.1. Основними елементами цієї установки є паровий котел 2, пароперенагрівач 3, парова турбіна 4, генератор електричного струму 5, конденсатор 6 та живильний насос 1.

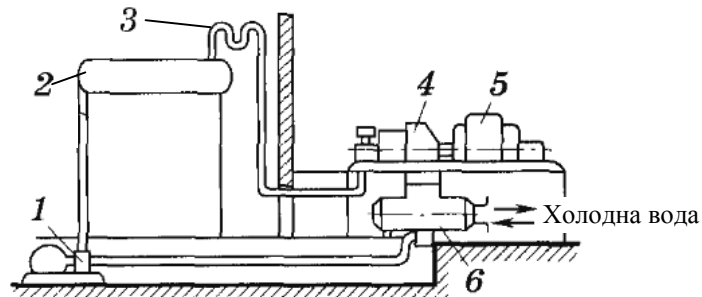


Рис. 15.1 – Принципова компоновальна схема паросилової установки

Робочим тілом у паросиловій установці, як вже зазначалося, є вода, яка в паровому котлі перетворюється спочатку на насичену, а потім у пароперегрівачі – на перегріту пару. З пароперегрівача водяна пара надходить у турбіну, де, розширюючись, набуває значної кінетичної енергії, за рахунок якої виробляється корисна робота. Відпрацьована пара конденсується у конденсаторі-теплообміннику, а конденсат за допомогою живильного насоса знову повертається у паровий котел. Ще раз нагадаємо, що характерною особливістю циклу паросилових установок є фазове перетворення робочого тіла.

З технологічної точки зору, сучасна потужна паросилова установка представляє собою велику інженерну споруду, складний комплекс технічних пристроїв та механізмів, це фактично єдиний блок “котельний агрегат–турбіна–електрогенератор”, в якому можна виділити три технологічні тракти:

1) **паливний** – комплекс обладнання (дробарки, бункери, живильники сирого палива і паливного пилу, млини для помелу вугілля, сепаратори, транспортери і паливопроводи) для подачі та підготовки твердого палива до спалювання;

2) **пароводяний** – представляє систему послідовно розташованих по ходу робочого тіла елементів обладнання (економайзер, топкові екрани, пароперегрівачі, деаераційна установка, насоси) по яких переміщується живильна вода, пароводяна суміш і перегріта пара;

3) **газовітряний**, що складається з послідовно розташованих повітряного та газового трактів. Перший з них включає в себе сукупність обладнання (продувні вентилятори, жолоби холодного та гарячого повітря, повітряні калорифери і пальники) для відбору повітря з атмосфери і подачі його у топку котла, а другий – комплекс елементів (вогнева топка, конвективна шахта котла, золоуловлювачі, димососи і димова труба), якими здійснюється рух продуктів горіння і викидання їх в атмосферу.

Крім цього, паросилова установка передбачає наявність різноманітного допоміжного теплотехнічного обладнання з розвинутою мережею трубопроводів подачі води та пари, конденсаторопроводів, дренажів тощо. Поряд з котлом або безпосередньо на ньому монтують водо-водяні теплообмінники, призначені для підігріву сирого води, а також для утилізації низькопотенціальних теплових викидів. Підготовка води заданої якості здійснюється в деаераторах і в обладнанні хімоводоочистки, що забезпечує її очищення від розчинених солей та газів. Переміщення потоків води, повітря і продуктів згорання виконується за допомогою живильних і циркуляційних насосів, вентиляторів та димососів.

Центральним елементом паросилової установки, її “серцем” є паровий котел, тому розглянемо більш детально його конструктивні схеми, класифікаційні ознаки, основні характеристики та параметри.



**Паровий котел** – це замкнута посудина, призначена для генерації насиченої або перегрітої пари заданого тиску, як правило, значно більшого атмосферного, за рахунок використання енергії палива, що спалюється у топці, або за рахунок утилізації теплоти, яка виділяється в інших установках.

Основними елементами котла є вогнева топка та теплообмінні поверхні. Останні, за характером процесів, що виконуються у них, поділяють на нагрівні, випарні та перегрівальні, а за способом перенесення теплоти – на радіаційні, конвективні та радіаційно-конвективні.

До радіаційних поверхонь відносять екрани, фестони (розріджений пучок труб заднього екрана на виході гарячих газів з топки для зменшення їх аеродинамічного опору), пароперегрівачі, що розміщені всередині топки. Радіаційно-конвективними поверхнями виступають ширмові поверхні пароперегрівача та випаровувальні поверхні нагрівання, які розміщені за топкою. Далі, за рухом димових газів у газоходах котла, розміщені конвективні поверхні нагрівання: випаровувачі, пароперегрівачі, економайзери і повітропідігрівачі.

Взаємне розташування вогневої топки і газоходів, в яких розміщені теплообмінні поверхні нагрівання (компоновка котла), визначається властивостями палива, що застосовується, паропродуктивністю і вихідними параметрами пари. Залежно від цього розрізняють П-, Т- та N-подібну, а також баштову компоновку котлів (рис. 15.2).

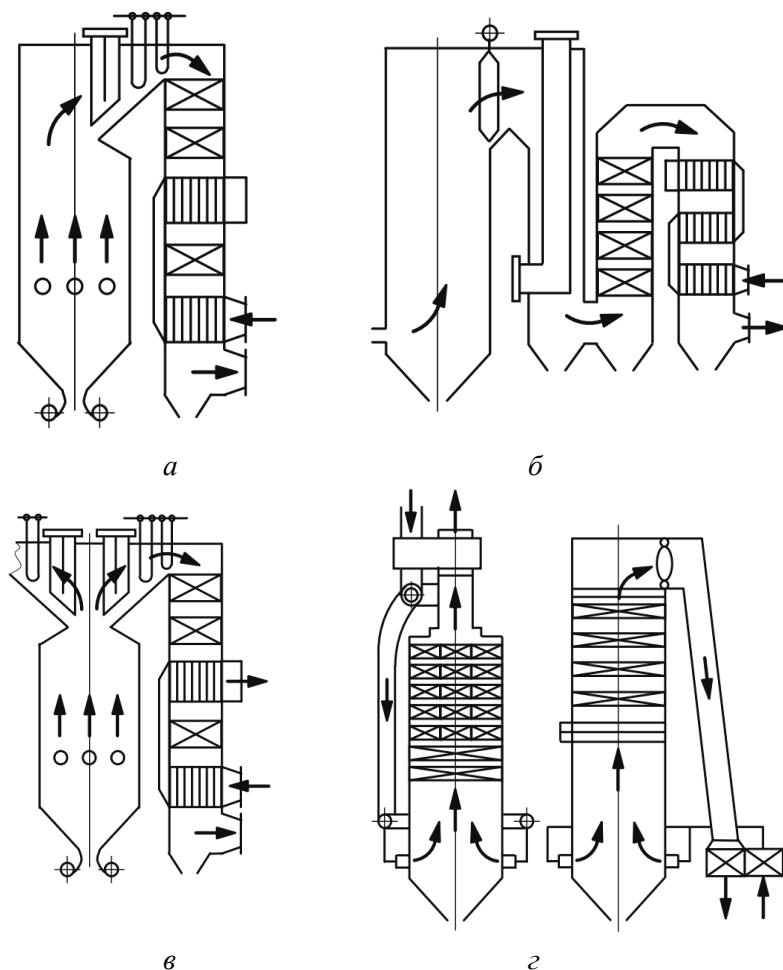


Рис. 15.2 – Основні компоновки котлів: *а* – П-подібна; *б* – N-подібна; *в* – Т-подібна; *г* – баштова

При спалюванні мазуту або природного газу, як правило, використовують П-подібну компоновку (див. рис. 15.2, *а*), за якої котел має два вертикальних газоходи (топкову камеру та конвективну шахту) і з'єднувальний горизонтальний газохід. При спалюванні твердого палива цю компоновку використовують у котлах паропродуктивністю 1000–1600 т/год.

N-подібну компоновку котла (див. рис. 15.2, б) використовують при спалюванні палива з великим вмістом у золі оксиду кальцію та лугів. Котел виконують три- або чотириходовим, з підйомною або інвертною топкою і з додатковими ширмами у проміжних газоходах.

T-подібна компоновка (див. рис. 15.2, в) дозволяє зменшити глибину конвективної шахти та висоту з'єднувального газоходу і використовується для потужних котлів (паропродуктивністю більше 1000 т/год), що працюють на твердому паливі. Для вугілля з високоабразивною золою, цю компоновку використовують у котлах, які мають продуктивність більше 500 т/год.

Для потужних котлів при спалюванні газу і мазуту або твердого палива (включно з бурим вугіллям, яке має великий вміст високоабразивної золи) може бути використана баштова компоновка (див. рис. 15.2, г) в поєднанні з відкритою або напіввідкритою компоновкою котельної установки.

Залежно від виду палива, яке спалюється, розрізняють парові котли для газоподібного, рідкого та твердого палива. За фазовим станом шлаку, який виходить з топки – котли з твердим та рідким шлаковидаленням. За видом газоповітряного тракту розрізняють котли з зрівноваженою тягою та котли з наддувом. За видом пароводяного тракту виділяють котли барабанного і прямооточного типу, з природною та багатократною примусовою циркуляцією, а також з комбінованою циркуляцією. Парові котли з природною і примусовою циркуляцією, які на сьогодні є найбільш поширеними, принципово відрізняються між собою тільки організацією гідродинаміки у випарних поверхнях нагріву.

За відносним рухом теплообмінних середовищ (димових газів, води та пари) парові котли розділяють на дві групи: *газотрубні* (жаротрубні, димогарні) та *водотрубні*.

**Газотрубний котел** – це паровий або водогрійний котел, у якого поверхня нагрівання складається з трубок невеликого діаметра, всередині яких переміщуються гарячі продукти згорання палива. Теплообмін відбувається завдяки нагріванню робочого тіла, який знаходиться ззовні трубок. За конструкцією розрізняють жаротрубні, димогарні і жаротрубно-димогарні котли: у жарових трубах відбувається горіння, а в димогарних – тільки переміщення продуктів горіння. Як правило, жарові труби більш товстіші, а їх кількість – менша.

За напрямом руху димових газів, жаротрубні котли можна розділити на *прольотні*, де гарячі гази, що проходять через вогневу камеру і жарові трубки, не змінюють свого напрямку руху та *оборотні*, де димові гази здійснюють поворот у вогневій камері. Найбільш поширена конструкція таких котлів – циліндричний корпус, розміщений горизонтально, всередині якого знаходяться гаряча вода та паровий об'єм. На передньому торці кожної жарової трубки встановлюється надувний пальник, розрахований на спалювання газоподібного або рідкого палива, тобто жарові трубки виконують роль топкової камери.

**Водотрубний котел** – паровий або водогрійний котел, у якого поверхня нагрівання (екран) складається з кип'ятильних трубок, всередині яких рухається робоче тіло. Теплообмін у ньому здійснюється шляхом нагрівання трубок гарячими продуктами згорання палива. Розрізняють прямооточні та барабанні водотрубні котли. За конструкцією і схемою руху робочого тіла та продуктів згорання вони є протилежністю газотрубних котлів.

Прямоточні котли, як правило, представляють собою змійовик, який розміщений у вогневій топці. Вода або інший теплоносій, прокачується через нього за допомогою насоса.

Прямоточні котли не мають барабана. Через випарні труби вода проходить одnorазово, поступово перетворюючись на пару. Зону, де закінчується пароутворення, називають перехідною. Після випарних труб, пароводяна суміш (волога пара) поступає у пароперегрівач. Прямоточний котел є розімкнутою гідравлічною системою, в якій немає чітких меж між зонами. Ці котли можуть працювати не тільки за докритичного, але й за надкритичного тиску, тому для їх роботи необхідна чітка синхронізація подачі води, палива і повітря, оскільки вони мають значно менший об'єм акумульованого робочого тіла.

Барабанні котли мають дещо іншу конструкцію. Вода в них, після проходження економайзера (економайзер – агрегат котельної установки, призначений для підігріву живильної води теплою димових газів), поступає у барабан, розміщений на вершині котла, і під дією сили тяжіння (у котлах з природною циркуляцією) попадає в опускні (які не підігріваються), а потім у підйомні трубки (які нагріваються), де відбувається пароутворення.

Підйомні та опускні трубки утворюють циркуляційний контур. Завдяки різниці температури і, як наслідок цього, – різниці густини середовища у циркуляційному контурі, вода піднімається у барабан, де відбувається розділення пароводяної суміші на пару та рідину. Після цього вода знову поступає в опускні трубки, а насичена пара направляєється у пароперегрівач. У котлах з природною циркуляцією кратність циркуляції води через контур змінюється в межах 5–30 разів. У котлах з примусовою циркуляцією, додатково встановлений насос, який формує напір у контурі, і для них кратність циркуляції становить 3–10 раз, однак такі котли мають досить обмежене використання. Це пов'язано з тим, що за високих тисків у таких котлах ускладнюється їхня конструкція, а також умови роботи циркуляційних насосів, які працюють з водою, що має температуру біля 300 °С.

Більшість барабанних котлів працюють на тисках, які менші критичного.

За призначенням, парові котли розділяють на такі основні групи:

- енергетичні – виробляють пару, яка використовується у парових турбінах на теплових електростанціях. Їх продуктивність обраховується сотнями та тисячами тонн пари за годину, а тиск пари сягає 10–30 МПа;

- промислові – виробляють пару тільки для технологічних потреб (парогенератори);

- котли-утилізатори – використовують для отримання пари за рахунок вторинних енергетичних ресурсів або гарячих газів, які утворюються у супутньому технологічному процесі, наприклад, при роботі доменних печей або роботі газотурбінних установок. Вони виробляють пару низького тиску (до 1,5 МПа) у межах від кількох сотень кілограмів до однієї тонни за годину;

- енерго-технологічні (водогрійні або опалювальні котли), які виробляють гарячу воду для потреб опалення і гарячого водопостачання та водяну пару низького тиску.

На практиці найбільш часто використовують класифікацію парових котлів, яка наведена на рис. 15.3.

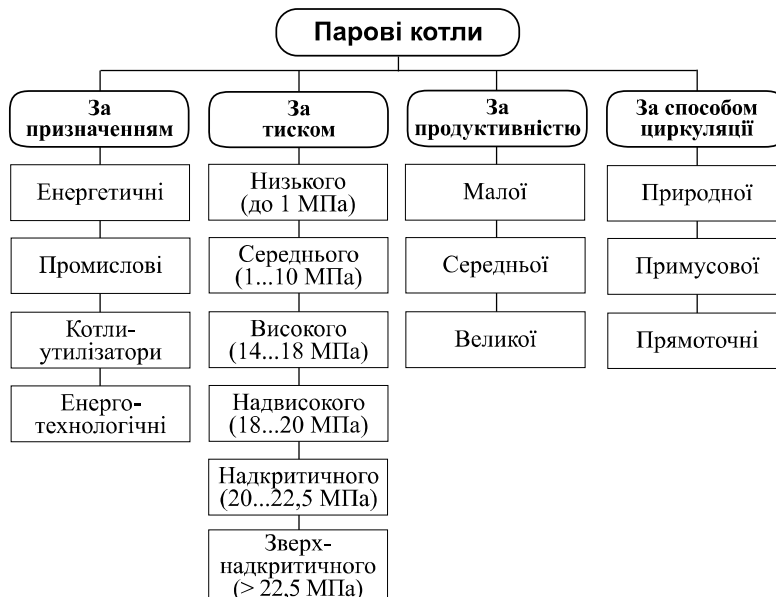


Рис. 15.3 – Класифікація парових котлів

## 15.2. Основні характеристики та тепловий баланс котельного агрегату

Парові котли характеризують такими основними параметрами: номінальною паропродуктивністю, тиском і температурою пари (основного і проміжного перегріву) та води. Розрізняють номінальну і мінімальну продуктивність, а також номінальні параметри пари.

**Номінальна паропродуктивність** – найбільша кількість пари за одиницю часу, яку стаціонарний котел повинен забезпечувати в тривалій експлуатації при спалюванні основного палива, або при підведенні номінальної кількості теплоти за номінальних значень параметрів пари та живильної води з урахуванням допустимих відхилень ( $D_{\text{пс}}$ , т/год або кг/с).

**Номінальний тиск** – тиск пари, яка повинна забезпечуватись безпосередньо перед паропроводом споживача за номінальної паропродуктивності котла ( $p_{\text{п}}$ , МПа).

**Номінальна температура** – температура пари, яка забезпечується безпосередньо у паропроводі споживача за номінальних значень тиску пари, температури живильної води, паропродуктивності, а також номінальних значень інших параметрів пари ( $t_{\text{п}}$ , °С)

**Номінальна температура проміжного перегріву пари** – температура пари за проміжним пароперегрівачем котла при його номінальних значеннях тиску, температури живильної води та паропродуктивності ( $t_{\text{пп}}$ , °С).

**Номінальна температура живильної води** – температура води, яку необхідно забезпечити перед входом в економайзер або інший підігрівач, що відноситься безпосередньо до котла (за їх відсутності – перед входом у барабан) за номінальної паропродуктивності ( $t_{\text{жв}}$ , °С).

**Мінімальна продуктивність** – найменша паропродуктивність, за якої агрегат може тривало працювати без порушення режимів циркуляції води в трубах і згорання палива.

Ефективність використання палива в котельному агрегаті залежить в основному від двох факторів: а) ступеня згорання палива; б) глибини охолодження продуктів згорання.

Для оцінки к.к.д. котельного агрегату і визначення витрати палива складають його тепловий баланс, що впливає із закону збереження енергії – співвідношення між кількістю наявної теплоти палива, що поступає в котел, і сумою корисно використаної теплоти разом з тепловими втратами. Тепловий баланс виражається у параметрах енергії, віднесеної до одиниці маси твердого або рідкого палива чи об'єму газоподібного палива (позначають літерою  $Q$ ). Також можливий запис цього балансу у відносному вигляді – у відсотках від наявної теплоти (позначають рядковою літерою  $q$ ):

$$q_i = \left( Q_i / Q_p^p \right) \cdot 100.$$

Рівняння теплового балансу котельного агрегату за сталого режиму роботи має вигляд (кДж/кг або кДж/м<sup>3</sup>):

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (15.1)$$

або у відносній формі:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6. \quad (15.2)$$

У цих виразах:  $Q_p^p$  – наявна теплота;  $Q_1(q_1)$  – корисно використана теплота в котлоагрегаті для отримання пари;  $Q_2(q_2)$  – втрати теплоти з продуктами згорання, що викидаються в атмосферу;  $Q_3(q_3)$  – втрати теплоти від хімічної неповноти згорання палива;  $Q_4(q_4)$  – втрати палива від механічної неповноти згорання палива;  $Q_5(q_5)$  – втрати теплоти в навколишнє середовище;  $Q_6(q_6)$  – втрати теплоти з фізичною теплотою шлаку.

Кількість теплоти, що поступила в котельний агрегат і віднесена до 1 кг твердого чи рідкого палива (кДж/кг) або до 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива (кДж/м<sup>3</sup>), називають **наявною теплотою**:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{в.п.} + Q_{ф.т.} + Q_{ф.} - Q_k, \quad (15.3)$$

де  $Q_n^p$  – нижча теплота згорання палива в робочому стані;  $Q_{в.п.}$  – теплота, що вноситься в котельний агрегат з повітрям, яке нагріте перед котлом зовнішнім джерелом;  $Q_{ф.т.}$  – фізична теплота (ентальпія) палива;  $Q_{ф.}$  – теплота, яка вноситься на форсунку (топку) з агентом який розпилює паливо (пара або повітря);  $Q_k$  – теплота, яка витрачається на розкладання карбонатів  $\text{CaCO}_3$  та  $\text{MgCO}_3$  з утворенням газоподібних окисів типу  $\text{CO}_2^n$ .

Всього за одиницю часу вноситься енергія в кількості:

$$Q_p = Q_p^p \cdot B, \quad (15.4)$$

де  $B$  – витрата палива.

**1.** Основною складовою рівняння (15.3) виступає нижча теплота згорання палива  $Q_n^p$ , яка визначається залежно від виду енергоносія:

– для робочої маси твердого або рідкого палива

$$Q_n^p = 338C^p + 1025H^p - 108,5(O^p - S_{л}^p) - 25W^p, \quad (15.4, a)$$

де  $C^p, H^p, O^p, S_{л}^p, W^p$  – вміст елементів у робочій масі палива у відсотках;

– для газоподібного палива

$$Q_n^p = 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 591C_2H_4 + 638C_2H_6 + 860C_3H_6 + 913C_3H_8 + 1135C_4H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_2 + 1403C_6H_6, \quad (15.4, б)$$

де  $H_2, CO_2, H_2S, CH_4$  і т.д. – об'ємний вміст газів, що входять до складу палива, %.

**2.** Зовнішня теплота від повітря, що надходить у котельний агрегат, з урахуванням його підігріву парою котлоагрегату або іншим джерелом, визначається виразом:

$$Q_{в.п.} = (\beta_{г.п.} + \Delta\alpha_{п.п.}) \cdot (H_{в.п.}^0 - H_{х.п.}^0), \quad (15.5)$$

де  $\beta_{г.п.}$  – відношення наявної кількості гарячого повітря до теоретично необхідної;  $\Delta\alpha_{п.п.}$  – підсмоктування повітря у повітропідігрівачі;  $H_{в.п.}^0, H_{х.п.}^0$  – відповідно, ентальпія теоретичного об'єму повітря на вході в повітропідігрівач, яка визначається за температурою  $t_{в.п.}$  і ентальпія холодного повітря.

**3.** Фізична теплота (ентальпія) палива, яка визначається виразом:

$$Q_{ф.п.} = c_m \cdot t_m, \quad (15.6)$$

де  $c_m$  – питома теплоємність палива (кДж/кг·°C або кДж/м<sup>3</sup>·°C);  $t_m$  – температура палива, °C.

**4.** Теплота, що вноситься в котельний агрегат з парою для дуття або розпилення палива:

$$Q_{ф.} = G_{ф.} \cdot (h_{ф.} - 2510), \quad (15.7)$$

де  $G_{ф.}, h_{ф.}$  – витрата та ентальпія пари на дуття або розпилення (кг/кг або кДж/кг).

**5.** Теплота, що затрачується на розкладання карбонатів при спалюванні палива:

$$Q_k = 44,5 \cdot k(\text{CO}_2^n), \quad (15.8)$$

де  $k$  – коефіцієнт розкладання карбонатів, який приймається залежно від способу спалювання палива: шарами – 0,7, при камерному спалюванні – 1,0.

За відсутності підігріву повітря і палива від зовнішніх джерел, а також за відсутності витрати пари на розпилення палива, наявна теплота для всіх видів палива (крім сланців) відповідає його нижній теплоті згорання:  $Q_p^p = Q_n^p$ .

**6.** Кількість теплоти, яка корисно затрачена у котельному агрегаті (кВт):  
– для парового котла

$$Q_1 = D_{п.п.} (h_{п.п.} - h_{ж.в.}) + D_{н.п.} (h_{н.п.} - h_{ж.в.}) + (D_{п.п.} + D_{н.п.}) \cdot \frac{P}{100} \cdot (h_{к.в.} - h_{ж.в.}),$$

де  $D_{п.п.}$ ,  $D_{н.п.}$  – витрата перегрітої та насиченої пари, відповідно;  $h_{п.п.}$ ,  $h_{н.п.}$ ,  $h_{ж.в.}$ ,  $h_{к.в.}$  – відповідно, ентальпія перегрітої, насиченої пари та живильної і котлової води (кДж/кг);  $P$  – величина безперервної продувки парового котла, яку приймають в розмірі 3...10 %;  
– для водогрійного котла

$$Q_1 = G_v \cdot (h_{г.в.} - h_{х.в.}),$$

де  $G_v$  – витрата води через водогрійний котел (кг/с);  $h_{г.в.}$ ,  $h_{х.в.}$  – відповідно, ентальпія гарячої та холодної води (на виході та вході котла).

**7.** Втрати теплоти з газами, що залишають котельний агрегат:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_n^p} \cdot 100 = \frac{(H_{в.г.} - \alpha_{ек} \cdot H_{х.п.}^0)(100 - q_4)}{Q_n^p}, \quad (15.9)$$

де  $H_{в.г.}$  – ентальпія газів, що залишають агрегат, яку визначають спеціальною  $H-t$ -діаграмою димових газів, за температурою, що встановлюється після економайзера (кДж/кг, кДж/м<sup>3</sup>);  $H_{х.п.}^0$  – ентальпія холодного повітря ( $H_{х.п.}^0 = V^0 \cdot c_{х.п.} \cdot t_{х.п.}$ , тут температура холодного повітря відповідає температурі в приміщенні:  $t_{х.п.} = 25...30$  °С);  $\alpha_{ек}$  – коефіцієнт надлишку повітря на виході з економайзера.

**8.** Втрати теплоти з хімічною неповнотою згорання (вони враховують вихід газоподібних продуктів неповного згорання палива):

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_n^p} \cdot 100 = \frac{237(C^r + 0,375 \cdot S_{л}^r) \cdot \frac{CO}{RO_2 + CO}}{Q_n^p} \cdot 100. \quad (15.10)$$

Для попередніх розрахунків можна приймати ці втрати в наступних межах: для твердого палива – 0,5...1,0 %; природного газу – 1...1,5 %; мазуту – 1...2,0 %.

Втрати з хімічною неповнотою згорання палива залежать від коефіцієнта надлишку повітря обернено експотенціально.

**9.** Втрати теплоти від механічної неповноти згорання, %:

$$q_4 = q_4^{пп} + q_4^{шп} + q_4^{yh}, \quad (15.11)$$

де  $q_4^{пп}$  – втрати на провал (не більше 0,5...2,0 %, залежать від довершеності колосникової решітки і гранулометричного складу (тонини) палива);  $q_4^{шп}$  – втрати зі шлаком;  $q_4^{yh}$  – втрати на винос, чим вища швидкість продуктів згорання тим більший винос.

Для попередніх розрахунків величину втрати теплоти від хімічної та механічної неповноти згорання можна приймати за таблицею 15.1.



**Таблиця 15.1 – Втрати теплоти від хімічної та механічної неповноти згорання палива**

Вид палива	Сумарні втрати $q_3 + q_4$ , у відсотках, при навантаженні котла:		
	100 %	70...100 %	< 70 %
Мазут	0,1...0,15	0,15...0,20	0,3...0,4
Газ	0,05...0,07	0,05...0,10	0,1...0,15

**10.** Втрати теплоти в навколишнє середовище визначають за спеціальною номограмою “Втрати теплоти – паропроодуктивність котла”, яка має обернено пропорційну залежність – із зростанням продуктивності котла, ці втрати знижуються (від 3,4 % до 0,2 %). Для попередніх розрахунків можна користуватись даними таблиці 15.2.

**Таблиця 15.2 – Втрати теплоти в навколишнє середовище**

$D$ , кг/с	25	75	100	125	150	175	200	$\geq 250$
$q_s$ , %	0,75	0,5	0,45	0,4	0,3	0,275	0,25	0,2

**11.** Втрати теплоти з фізичною теплоотою шлаків, %:

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_H^p} \cdot 100 = \frac{(1 - \alpha_{\text{шл}}) \cdot c \cdot t_{\text{шл}} \cdot A^p}{Q_H^p}, \quad (15.12)$$

де  $\alpha_{\text{шл}}$  – частка золи у шлаку;  $c \cdot t_{\text{шл}}$  – тепловміст (ентальпія) шлаків за їх температури (температуру шлаків за сухого шлаковидалення приймають 500...700 °С, у випадку рідкого шлаковидалення їх температура може сягати 1500 °С);  $A^p$  – зольність робочої маси шлаків.

Відношення корисно витраченої теплоти до наявної називають **коефіцієнтом корисної дії котельного агрегату брутто**:

$$\eta_{\text{бр}}^k = q_1 = \frac{Q_1}{Q_p^k} \cdot 100, \% . \quad (15.13)$$

Є два методи визначення к.к.д. котла брутто – прямий (15.13) і за зворотним балансом:

$$\eta_{\text{бр}}^k = 100 - \sum_{i=2}^6 q_i, \% . \quad (15.14)$$

Однак к.к.д. котельного агрегату брутто не враховує затрати теплоти та енергії на власні потреби котла (витрата електроенергії на приведення в рух димососів і вентиляторів, витрата теплоти на обдування, на привод живильних та парових насосів тощо). Тому розрізняють ще також к.к.д. котельного агрегату нетто:

$$\eta_{\text{нт}}^k = \eta_{\text{бр}}^k - q_{\text{вл}}, \quad (15.15)$$

де  $q_{\text{вл}}$  – кількість теплоти, що використовується на власні потреби котельного агрегату (приймають як відсоток від наявної теплоти).

З рівняння прямого теплового балансу можна визначити **витрату палива**, яке подається в топку котла:

$$B = \frac{Q_1}{Q_p^p \cdot \eta_{\text{бр}}^k} \cdot 100. \quad (15.16)$$

Розрахункова витрата твердого палива:

$$B_{\text{розр.}} = B \left( 1 - \frac{q_4}{100} \right), \text{ кг/с.}$$

Розрахункова витрата палива для газу та мазуту:  $B_{\text{розр.}} = B, \text{ м}^3/\text{с.}$

### 15.3. Теплосилові парові цикли

У сучасній теплоенергетиці в основному використовують парові теплосилові установки. Теплосилові установки, в яких робочим тілом є пара, мають деякі особливості і переваги, які суттєво відрізняють їх від теплосилових установок з газоподібним робочим тілом.

Найпоширенішим робочим тілом теплосилових парових циклів виступає водяна пара, яку використовують як в перегрітому, так і в насиченому станах.

**1. Цикл Карно.** Використання робочого тіла, яке змінює протягом циклу свій агрегатний стан, дозволяє здійснити на практиці цикл Карно.

Нагадаємо, що цикл Карно складається із двох ізотерм та двох адіабат. Практичне здійснення адіабатних процесів не викликає особливих складностей. Відхилення реальних адіабатних процесів розширення і стиснення від ізентропи, обумовлених необоротністю процесів, призводять до зниження термічного к.к.д. циклу, однак це зниження не надто велике.

Практичне здійснення ізотермічних процесів підведення і відведення теплоти у газових теплосилових установках пов'язане зі значними труднощами. Для наближення реальних процесів до ізотермічних, застосовують багатоступінчасте стиснення повітря з проміжним охолодженням (у компресорах) і ступінчасте підведення теплоти (у ГТУ).

Зовсім іншу ситуацію маємо при здійсненні паросилових циклів. У випадку потоку речовини, технічно найпростішим процесом підведення чи відведення теплоти є ізобарний процес. Раніше були встановлені умови реалізації ізобарного процесу підведення чи відведення теплоти за постійної температури – це здійснення фазового переходу речовини з рідкого у газоподібний стан. Насправді, всередині двофазної області станів речовини ізобари збігаються з ізотермами; відповідно, ізобарний процес підведення теплоти до вологої пари (пароутворення), як і ізобарний процес відведення теплоти від вологої пари (конденсація), які легко виконуються на практиці, є водночас ізотермічними процесами. Отже, якщо використовувати вологу пару як робоче тіло і здійснювати цикл, що складається з двох адіабат і двох ізобар (які одночасно є ізотермами), то це й буде цикл Карно.

Схема теплосилової установки, в якій здійснюється цикл Карно на вологій парі, представлена на рис. 15.4, а. У паровий котел 1 поступає волога водяна пара низького ступеня сухості  $x$ . За рахунок згорання у топці котла палива до неї підводиться теплота, і степінь сухості пари підвищується до значення  $x$ , близького до одиниці. Процес підведення теплоти у котлі відбувається за постійного тиску  $p_1$  і постійної температури  $T_1$ . Із котла пара поступає у парову турбіну 2. При розширенні у турбіні потік пари набуває значної кінетичної енергії, яка на лопатках робочого колеса турбіни перетворюється у кінетичну енергію його обертання і надалі в електроенергію завдяки електрогенератору 3.

На виході з турбіни волога пара має тиск  $p_2$  і відповідну цьому тиску температуру  $T_2$ . Після цього пара поступає у конденсатор 4 – теплообмінник, у якому за допомогою охолоджувальної води від неї відводиться теплота, пар конденсується зі зменшенням ступеня сухості. Процес відведення теплоти у конденсаторі здійснюється за постійного тиску.

Після конденсатора волога пара поступає у компресор 5, у якому він адіабатно стискається до тиску  $p_1$ . Далі волога пара знову поступає у котел, і цикл замикається.

Таким чином, на ділянці циклу від виходу з компресора до входу в турбіну, тиск пари дорівнює  $p_1$ , а на ділянці циклу від виходу з турбіни і до входу в компресор – тиск робочого тіла –  $p_2$ ; внаслідок неминучих гідравлічних втрат при течії пари у трубопроводах тиск вздовж потоку дещо знижується, але цими втратами в першому наближенні нехтують. Описаний цикл зображений у  $p$ - $v$ - та  $T$ - $s$ -координатах на рис. 15.4, б, в.

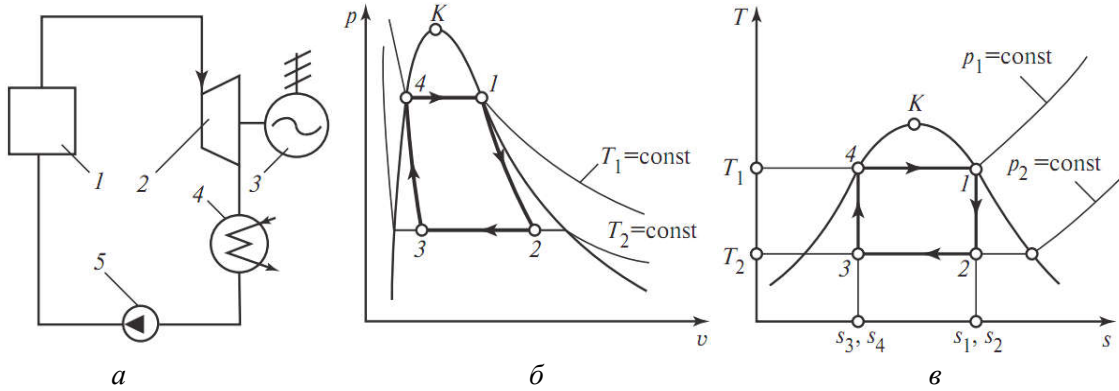


Рис. 15.4 – Схема теплосилової установки з циклом Карно (а) та її робоча (б) і тепла діаграми (в)

Підведення теплоти  $q_1$  до пари у котлі здійснюється по ізобарі-ізомермі 4–1; процес розширення у паровій турбіні – адиабатою 1–2; відведення теплоти  $q_2$  у конденсаторі – по ізобарі-ізомермі 2–3; стиснення пари у конденсаторі – адиабатою 3–4. При розширенні по адиабаті від стану біля правої граничної кривої степінь сухості пари зменшується; при адиабатному стисненні у стані біля лівої граничної кривої – вологість пари зростає. Відведення теплоти у конденсаторі має здійснюватися, поки волога пара не досягне стану, який визначається наступною умовою: **при стисненні по адиабаті від стану 3 з тиском  $p_2$  до тиску  $p_1$ , кінцевий стан робочого тіла не повинен вийти за межі області насичення.**

Термічний к.к.д. оборотного циклу Карно, який відбувається у вологій парі, визначається рівнянням:

$$\eta_m = \frac{T_1 - T_2}{T_1}.$$

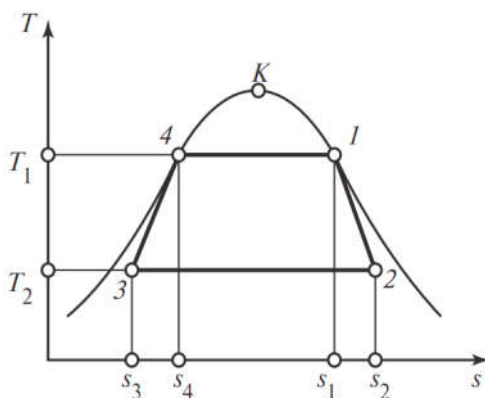


Рис. 15.5 – Теплова діаграма циклу Карно з урахуванням втрат

Реальний цикл, який здійснюється у вологій парі складений з двох ізобар-ізомер і двох адиабат, умовно зображений у  $T-s$ -координатах (рис. 15.5) з урахуванням необоротних втрат на тертя при розширенні пари у турбіні і при його стисненні у компресорі. Тут  $s_2 - s_1$  – збільшення ентропії пари у процесі адиабатного розширення, обумовлене тертям, а  $s_4 - s_3$  – збільшення ентропії пари при його стисненні у компресорі. Із сказаного випливає, що здійснення циклу Карно у вологій парі цілком можливе. Оскільки критична температура води порівняно невисока ( $374,15^\circ\text{C}$ ), невеликий і інтервал температур між нижньою ( $\approx 25^\circ\text{C}$ ) і верхньою (не вище  $340-350^\circ\text{C}$ ) температурами циклу, адже при більшому наближенні

до критичної точки різко звужується довжина ізобарно-ізомермічної ділянки 4–1 і, відповідно, відносно значну роль починають відігравати неізоентропні ділянки 1–2 і 3–4, які знижують термічний к.к.д. циклу; степінь заповнення циклу зменшується. Однак, навіть у цьому, порівняно вузькому інтервалі граничних температур, величина  $\eta_m$  для оборотного циклу Карно, який відбувається у вологій парі, виявляється досить високою:

$$\eta_m = 1 - \frac{25 + 273,15}{350 + 273,15} = 0,52.$$

Разом з тим, враховуючи умови роботи теплосилового обладнання, практичне здійснення цього циклу недоцільне, оскільки при роботі на вологій парі, яка являє собою потік сухої насиченої пари з розпиленими у ній краплинами води, виникають складні умови роботи проточних частин турбін і компресорів. Потік стає газодинамічно недосконалим і внутрішній відносний к.к.д. цих машин  $\eta_{0i}$  знижується, зростають затрати на стиснення пари. Внаслідок цього внутрішній абсолютний к.к.д. циклу  $\eta_i = \eta_m \eta_{0i}$  падає, а ефективність використання теплоти зменшується. Важливе і те, що компресор для стиснення вологої пари з малими тисками і великими питомими об'ємами являє собою доволі габаритний, незручний в експлуатації пристрій, на привід якого витрачається значна енергія.

Через ці причини цикл Карно у вологій парі не знайшов практичного застосування.

**2. Цикл Ренкіна.** Перераховані недоліки, властиві паросилової установці, де здійснюється цикл Карно у вологій парі, можуть бути частково усунені, якщо відведення теплоти від вологої пари у конденсаторі виконувати, поки уся пара повністю не сконденсується.

У цьому випадку стисненню від тиску  $p_2$  до тиску  $p_1$  підлягає не волога пара малої густини, а вода. Порівняно з питомим об'ємом вологої пари у точці 3 (див.  $T$ - $s$ -діаграму на рис. 15.4, в) питомий об'єм води досить незначний, а її стисливість надзвичайно мала порівняно із стисливістю вологої пари. Для переміщення води із конденсатора у котел з одночасним підвищенням її тиску застосовуються не компресори, а насоси, компактні та прості за конструкцією, які споживають значно менше енергії для свого приводу.

Такий цикл був запропонований у 50-х роках XIX ст. майже одночасно У. Ренкіном та Р. Клаузіусом; зазвичай цей цикл називають **циклом Ренкіна**. Схема теплосилової установки, яка працює за циклом Ренкіна, аналогічна схемі установки, наведеної на рис. 15.4, а, з тією лише різницею, що у схемі, яка працює за цим циклом, позиція 5 – не компресор вологої пари, а водяний насос.

Цикл Ренкіна у  $T$ - $s$ -координатах зображений на рис. 15.6. Волога пара у конденсаторі повністю конденсується по ізобарі  $p_2 = \text{const}$  (точка 3). Далі вода стискається насосом від тиску  $p_2$  до тиску  $p_1$ ; цей адиабатний процес показаний вертикальним відрізком 3–5.

Довжина відрізка 3–5 досить мала: в області рідини ізобари у  $T$ - $s$ -координатах розміщені близько одна від одної. Наприклад, при ізоентропному стисненні води, що знаходиться при температурі 25 °С і тиску насичення 3,1 кПа, до тиску 29400 кПа, її температура зростає менше, ніж на 1 °С, і тому можна з достатньою точністю вважати, що в області рідини, ізобари води практично збігаються з лівою граничною кривою. Мала довжина відрізка адиабати 3–5 також свідчить про незначну роботу, витрачену насосом на стиснення води. Мала робота стиснення порівняно з роботою, виконаною водяною парою у процесі розширення 1–2, є важливою перевагою циклу Ренкіна.

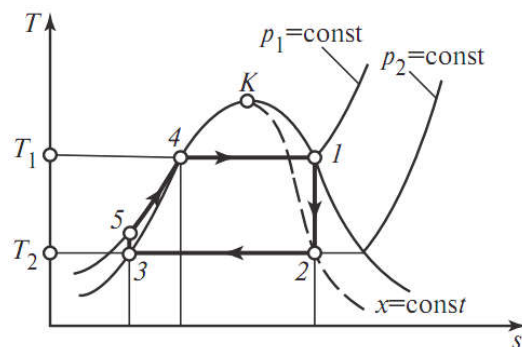


Рис. 15.6 – Теплова діаграма циклу Ренкіна

Із насоса вода під тиском  $p_1$  поступає у котел, де до неї в ізобарному процесі  $p_1 = \text{const}$  підводиться теплота. Спочатку вода у котлі нагрівається до кипіння (ділянка 5–4 на рис. 15.6), а далі після досягнення температури кипіння, відбувається процес паротворення (ділянка 4–1). Суха насичена пара, що утворюється у котлі, поступає у турбіну;

процес розширення у турбіні зображується адіабатою  $1-2$ . Відпрацьована волога пара поступає у конденсатор і цикл замикається.

Щодо термічного к.к.д., то цикл Ренкіна є менш вигідним, ніж оборотний цикл Карно, оскільки степінь заповнення циклу (як і середня температура підведення теплоти) для циклу Ренкіна виявляється меншим, ніж для циклу Карно. Однак, враховуючи реальні умови здійснення циклу і значно менший вплив необоротності процесу стиснення води порівняно зі стисненням вологої пари на загальний к.к.д. циклу, економічність циклу Ренкіна суттєво вища економічності циклу Карно. Також заміна великогабаритного компресора для стиснення вологої пари компактним водяним насосом дозволяє суттєво знизити затрати на виготовлення теплосилової установки і спростити її експлуатацію.

Завдяки відміченим обставинам внутрішні абсолютні к.к.д. порівнюваних циклів будуть приблизно однаковими.

Для того, щоб збільшити термічний к.к.д. циклу Ренкіна, застосовують так званий **перегрів пари** у спеціальному елементі котла – пароперегрівачі ПП (рис. 15.7, а), де пара нагрівається до температури, що перевищує температуру насичення при заданому тиску  $p_1$ . Цикл Ренкіна з перегрітою парою у  $T-s$ -координатах показаний на рис. 15.7, б. У цьому випадку середня температура підведення теплоти збільшується порівняно з температурою підведення теплоти у циклі без перегріву і, відповідно, термічний к.к.д. циклу зростає.

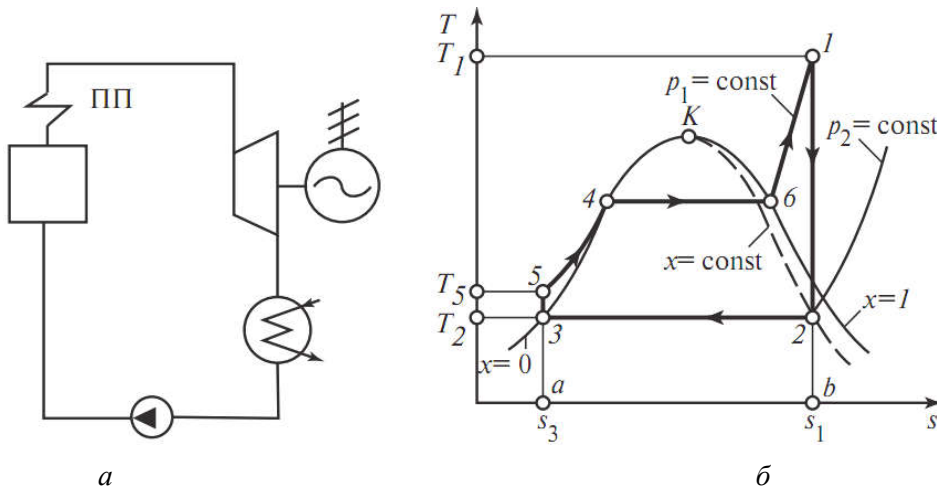


Рис. 15.7 – Схема ПСУ, яка працює з перегрівом пари (а) та тепла діаграма її циклу (б)

Із рис. 15.7, б видно, що для циклу з перегрівом процес розширення пари у турбіні  $1-2$ , здійснюваний до того самого, що й раніше тиску  $p_2$ , закінчується всередині двофазної області у районі більш високих степенів сухості, ніж для циклу, зображеного на рис. 15.6. Завдяки цьому умови роботи проточної частини турбіни виявляються більш оптимальними і, відповідно, підвищуються внутрішній відносний к.к.д. турбіни  $\eta_{0i}$  і внутрішній к.к.д. циклу  $\eta_i$  збільшується як за рахунок зростання  $\eta_m$ , так і за рахунок зростання  $\eta_{0i}$ .

Цикл Ренкіна з перегрівом пари є основним циклом теплосилових установок, що застосовується у сучасній теплоенергетиці.

Кількість теплоти  $q_1$ , що підводиться до робочого тіла у циклі, зображена у  $T-s$ -координатах (рис. 15.7, б) площею  $a-3-5-4-6-1-b-a$ , відведена теплота  $q_2$  еквівалентна площі  $a-3-2-b-a$ , а робота циклу – площі  $3-5-4-6-1-2-3$ .

Оскільки процеси підведення і відведення теплоти у циклі Ренкіна здійснюються по ізобарах, а в ізобарному процесі кількість підведеної та відведеної теплоти відповідає

різниці ентальпій робочого тіла на початку і в кінці процесу, то можна записати (індекси біля величин  $h$  відповідають позначенням станів робочого тіла на рис. 15.7, б):

$$q_1 = h_1 - h_5; \quad (15.17)$$

$$q_2 = h_2 - h_3, \quad (15.18)$$

де  $h_1$  – ентальпія перегрітої водяної пари на виході із котла (за тиску  $p_1$  і температури  $T_1$ );  $h_5$  – ентальпія води на вході у котел, тобто на виході із насоса (за тиску  $p_1$  і температури  $T_5$ );  $h_2$  – ентальпія вологої пари на виході із турбіни, тобто на вході у конденсатор (при тиску  $p_2$  і степеня сухості  $x$ ),  $h_3$  – ентальпія води на виході із конденсатора (вона дорівнює ентальпії води на лінії насичення  $h'$  за температури насичення  $T_5$ , яка однозначно визначається величиною тиску  $p_2$ ).

Враховуючи ці співвідношення отримуємо із загального рівняння термічного к.к.д. циклу стосовно оборотного циклу Ренкіна наступний вираз:

$$\eta_m = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_5) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_5} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{h_1 - h_5}. \quad (15.19)$$

Різниця  $h_1 - h_2$  є наявним перепадом ентальпії, яка перетворюється на кінетичну енергію потоку, а потім у наявну роботу турбіни, різниця  $h_5 - h_3$  – це технічна робота насоса. Таким чином, роботу циклу можна розглядати як різницю робіт, отриманої в турбіні і затраченої на привід насоса.

У подальшому приймемо позначення:  $l_m^{\text{теор}} = h_1 - h_2$  та  $l_{\text{нас}}^{\text{теор}} = h_5 - h_3$  і тоді:

$$l_{\text{ц}}^{\text{обр}} = l_m^{\text{теор}} - l_{\text{нас}}^{\text{теор}}, \quad (15.20)$$

де індекси “теор” і “обр” показують, що ці величини відносяться до теоретичного оборотного циклу без урахування втрат, зумовлених необоротністю реальних процесів; індекси “ $m$ ” та “ $\text{нас}$ ” – величини, які відносяться до турбіни та насоса, відповідно.

Слід зазначити, що хоча величина  $l_m^{\text{теор}}$  не тотожна роботі розширення, а  $l_{\text{нас}}^{\text{теор}}$  – роботі стиснення в циклі, але різниця цих величин відповідає роботі циклу.

З урахуванням рівняння для технічної роботи насоса  $l_{\text{нас}} = h_5 - h_3 = v_e(p_1 - p_2)$ , співвідношення (15.19) запишеться у вигляді:

$$\eta_m = \frac{(h_1 - h_2) - v_e(p_1 - p_2)}{h_1 - h_5}. \quad (15.21)$$

Технічна робота насоса досить мала, наприклад, якщо вода стискається від тиску  $p_2 = 3,1$  кПа до тиску  $p_1 = 49030$  кПа, то вона дорівнює  $l_{\text{нас}} = 49$  кДж/кг.

Отримані рівняння (15.19) та (15.21) показують, що розрахунки циклу доцільно здійснювати за допомогою  $h$ - $s$ -діаграми або таблиць термодинамічних властивостей води і водяної пари. Це дозволяє визначити величину термічного к.к.д. оборотного циклу Ренкіна за відомими значеннями так званих початкових параметрів пари (тобто параметрів пари на вході у турбіну) при  $p_1$  та  $T_1$  і тиску пари у конденсаторі.

На рис. 15.8 цикл Ренкіна зображений у  $h$ - $s$ -координатах. Очевидно, що за рівнянням (15.19) у цій діаграмі відстань по ординаті між точками 1 та 2 відповідає роботі, що виконується турбіною, між точками 5 та 3 – роботі, що витрачається у насосі, між точками 1 та 5 – теплоті  $q_1$ , що підводиться у циклі, а між точками 2 та 3 – теплоті  $q_2$ , яка відводиться у циклі.

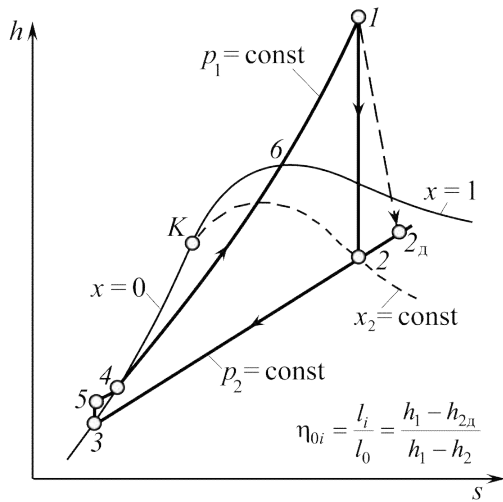


Рис. 15.8 – Ентальпійно-ентропійна діаграма циклу Ренкіна

Якщо знехтувати роботою насоса ( $h_5 - h_3$ ) внаслідок її незначущості порівняно з наявним перепадом ентальпії ( $h_1 - h_2$ ) у турбіні, тобто вважати, що ентальпія  $h_3 \approx h_5$ , то вираз (15.19) можна записати наступним чином:

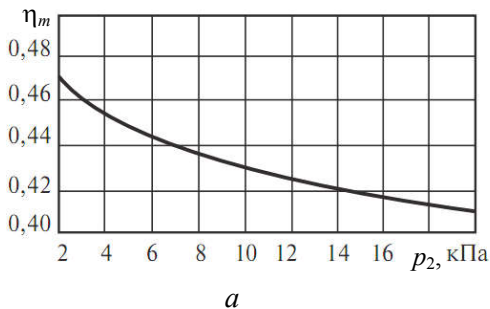
$$\eta_m \approx \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3}. \quad (15.22)$$

Це співвідношення цілком придатне для проектних розрахунків циклів паросилових установок низького тиску. Для установок високого тиску роботою насоса нехтувати не можна.

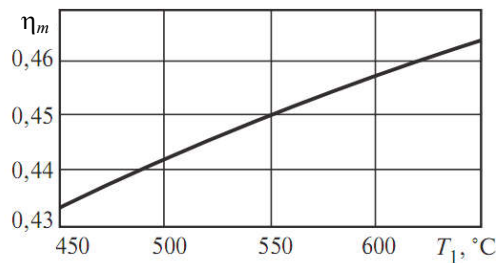
З'ясуємо залежність термічного к.к.д. циклу Ренкіна від параметрів водяної пари. За однакових значень початкових параметрів пари ( $p_1$  та  $T_1$ ) зниження тиску у конденсаторі  $p_2$  буде приводити до зростання  $\eta_m$  – у двофазній області

тиск однозначно пов'язаний з температурою і зменшення  $p_2$  означає зниження температури відведення теплоти  $T_2$ ; таким чином, температурний інтервал циклу розширюється, а, відповідно, термічний к.к.д. зростає.

Характер залежності  $\eta_m$  від  $p_2$  ілюструється графіком, представленим на рис. 15.9, а.



а



б

Рис. 15.9 – Залежність термічного к.к.д. циклу Ренкіна від тиску (а) та температури (б)

Однак, термічний к.к.д. циклу Ренкіна більше залежить від початкових параметрів пари ( $p_1$ ,  $T_1$ ). Із зростанням температури перегріву пари  $T_1$  за однакового тиску  $p_1$  термічний к.к.д. збільшується, оскільки зростає середня температура підведення теплоти у циклі. Як приклад, на рис. 15.9, б наведений графік залежності  $\eta_m$  від  $T_1$  для циклу Ренкіна, в якому початковий тиск пари  $p_1 = 16,67$  МПа, а тиск пари у конденсаторі –  $p_2 = 4$  кПа.

Якщо верхня температура у циклі  $T_1$  постійна, то підвищення тиску пари  $p_1$  також приводить до зростання термічного к.к.д. циклу – чим вищий тиск  $p_1$ , тим більший степінь заповнення циклу і тим вища середня температура підведення теплоти (рис. 15.10, а).

Однак у міру зростання тиску  $p_1$  при тій самій температурі перегріву, вологість пари на виході із турбіни зростає, що тягне за собою зменшення внутрішнього відносного к.к.д.  $\eta_{0i}$  турбіни. Тому при збільшенні початкового тиску бажано також збільшувати і температуру пари перед турбіною. На рис. 15.10, б наведений графік залежності  $\eta_m$  від тиску  $p_1$  для циклу Ренкіна за  $T_1 = 550$  °C та  $p_2 = 4$  кПа.

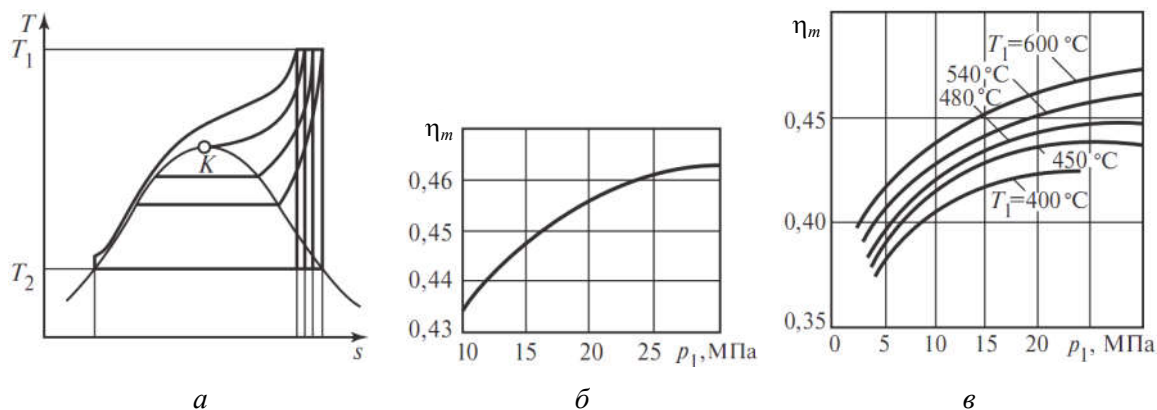


Рис. 15.10 – Ефективність циклу Ренкіна для різних початкових параметрів пари

Очевидно, що чим вищий тиск пари  $p_1$  і температура  $T_1$ , тим вищий термічний к.к.д. На рис. 15.10, в наведена залежність  $\eta_m$  оборотного циклу Ренкіна від тиску  $p_1$  для різних значень температури  $T_1$ .

Таким чином, для збільшення термічного к.к.д. циклу Ренкіна в принципі необхідно прагнути до підвищення початкових термодинамічних параметрів пари.

Сьогодні на промислових електростанціях використовується в основному пара з початковими параметрами  $p_1 = 23,5$  МПа та  $T_1 = 545$  °С. Є також окремі дослідні установки з параметрами пари  $p_1 = 29,4$  МПа і початковою температурою 600...650 °С. В останні роки за кордоном введено в експлуатацію промислові енергоблоки з початковою температурою пари 600...620 °С; активно ведуться розробки енергоблоків з початковими тиском пари до 35 МПа та температурою до 700...750 °С.

Однак, подальше підвищення початкових параметрів пари обмежується можливостями наявних конструкційних матеріалів: при високих тисках і температурах міцнісні характеристики перлітних сталей погіршуються і їх доводиться замінювати значно дорожчими аустенітними сталями. Хоча при цьому за рахунок підвищення  $p_1$  та  $T_1$  термічний к.к.д. циклу дещо зростає, але збільшуються і капітальні затрати на установку. З цієї точки зору подальше підвищення початкових параметрів пари, особливо в районах з дешевим паливом, виявляється недоцільним, тому це вирішується на основі всебічного техніко-економічного аналізу.

**3. Аналіз циклу Ренкіна з врахуванням втрат від необоротності.** Реальний цикл Ренкіна має втрати, які викликаються необоротністю виконуваних термодинамічних процесів. На сьогодні використовують два способи оцінки цих втрат і факторів, від яких вони залежать: метод коефіцієнтів корисної дії та ексергетичний метод.

**Метод коефіцієнтів корисної дії** передбачає врахування втрат на процесах циклу та при течії пари в різних конструктивних пристроях, що входять в установку: насосах, турбіні (в соплових апаратах і на робочих лопатках), паровому котлі, паропроводах тощо.

Якщо проаналізувати за допомогою цього методу теплосилу паротурбінну установку, що працює за циклом Ренкіна, то можна встановити, що вона перетворює на роботу, яка віддається зовнішньому споживачу (електроенергія направлена в мережу) 33 % теплоти, яка виділяється при згоранні у топці котла (нагадаємо, що теоретичне значення термічного к.к.д. оборотного циклу Ренкіна становить  $\eta_m^{\text{Ренкіна}} = 0,46$ , а циклу Карно  $\eta_m^{\text{Карно}} = 0,63$ ). Таким чином, втрати в реальних паросилових установках досить значні.

**Ексергетичний метод** оцінки ефективності роботи паросилових установок оснований на використанні наступних залежностей:



1) ексергія одиниці маси потоку робочого тіла:  $e = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$ ;

2) ексергія потоку теплоти  $q$ :  $e_q = q \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$ ;

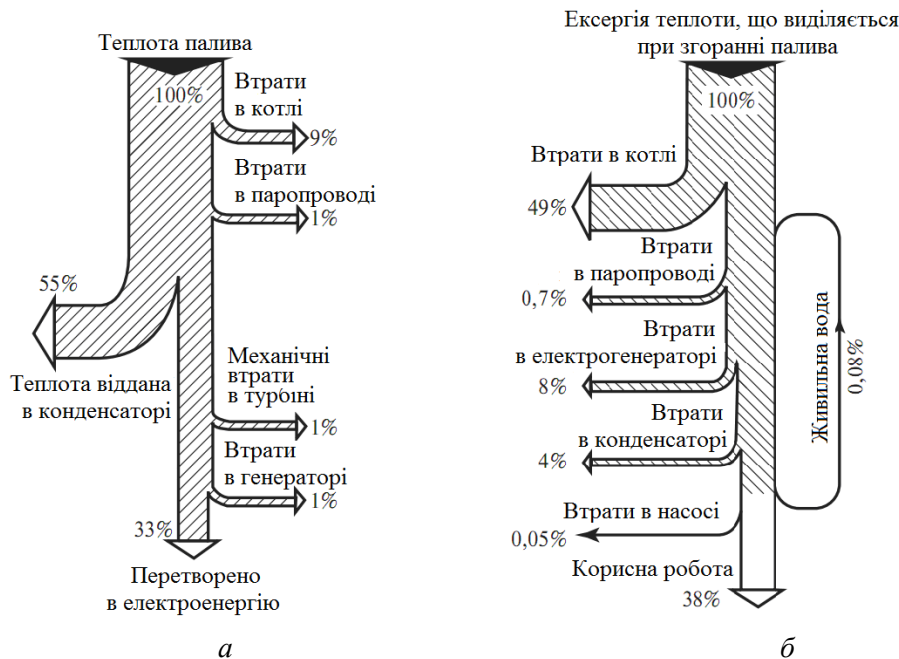
3) втрата ексергії потоку робочого тіла, яка проходить через тепловий апарат, до якого одночасно підводиться теплота  $q$ :

$$d = [(e_{вх} + e_{qвх}) - e_{вих}] - l_{корис.}$$

де  $l_{корис.}$  – робота, яка виконується цим апаратом і віддається зовнішньому середовищу.

До величини  $d$  входять втрати ексергії, обумовлені як тертям, так і теплообміном при заданій різниці температур, а також втрати теплоти, обумовлені теплообміном з навколишнім середовищем.

Упускаючи детальний аналіз втрат у цих елементах, можна навести узагальнюючі діаграми теплових потоків установки, що працює за реальним циклом Ренкіна і яка показує основні джерела тепловтрат (рис. 15.11, а), та потоків ексергії для кожного з елементів цієї теплосилової установки (рис. 15.11, б).



**Рис. 15.11** – Узагальнюючі діаграми теплових втрат циклу Ренкіна:

**а** – за результатами метода коефіцієнтів корисної дії; **б** – діаграма потоків ексергії

Діаграма ексергії в певній мірі нагадує діаграму потоків теплоти, однак ця схожість чисто зовнішня. Ексергія теплоти, яка виділялась при спаленні палива в топці котла, прийнята за 100 %, діаграма показує, в яких елементах установки і яка частка потоку ексергії втрачається. Необхідно підкреслити, що частина (досить незначна) потоку ексергії повертається в цикл – мова йде про ексергію конденсату, який подається в насос.

Наведені результати аналізу втрат ексергії показують, що найбільші втрати ексергії викликаються необоротним характером теплообміну у котлі (біля 65 % усієї суми втрат ексергії в установці). Котел характеризується найнижчим ексергетичним к.к.д. ( $\eta_{екс}^{ка} = 0,506$ )

із усіх елементів установки. Цей результат добре ілюструє висновок про те, що котел – тепловий пристрій, доволі ефективний з позиції першого закону термодинаміки, – виявляється зовсім недосконалим з позиції другого закону, через значну різницю температури топкових газів і робочого тіла, що призводить до недовикористання температурного потенціалу теплоти, отриманої при спалюванні палива. Для зменшення втрат ексергії необхідно, у першу чергу, зменшити ступінь незворотності процесу теплообміну у котлі. Очевидно, що суттєвих результатів можна досягнути шляхом зменшення різниці температури продуктів згорання палива у котлі і робочого тіла. У свою чергу, зменшення цієї різниці можна досягти двома шляхами – або зменшенням температури продуктів згорання у топці котла, або ж збільшенням середньої температури робочого тіла у процесі підведення теплоти. Нескладно встановити, що перший із цих шляхів не дає бажаного результату: при зменшенні температури згорання у котлі втрати ексергії дійсно знижуються, однак при цьому точно на таке саме значення знизиться і ексергія потоку теплоти  $e_q$ .

Очевидно, що зменшення втрат ексергії системи можна досягнути лише другим із названих шляхів – за рахунок підвищення температури робочого тіла; однак, як відмічалося раніше, цей метод, вигідний з точки зору термодинаміки, тягне за собою збільшення капітальних затрат на побудову установки, яке економічно не виправдовується.

**4. Цикл з проміжним перегрівом пари.** Якщо у турбіні тече пара, що має значну вологу, то гідродинамічний режим проточної частини турбіни різко погіршується, внаслідок чого знижується внутрішній відносний к.к.д. турбіни ( $\eta_{0i}$ ), а це у свою чергу призводить до зниження ефективного к.к.д. установки в цілому. Для сучасних турбін допустиме значення степеня сухості пари на виході із турбіни має бути не нижче  $x = 0,86 \dots 0,88$ .

Одним із способів, що дозволяє знизити вологість пари на виході із турбіни, є його перегрів. Застосування перегріву пари призводить до збільшення термічного к.к.д. циклу і одночасно зсуває на  $T$ - $s$ -діаграмі точку, яка відповідає стану пари на виході із турбіни, вправо, в область більш високих степенів сухості (рис. 15.12, а).

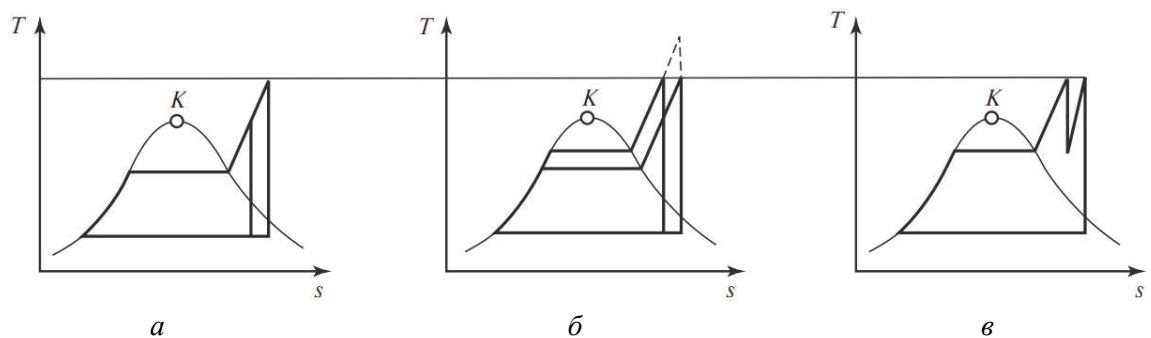


Рис. 15.12 – Схеми циклів з різними варіантами перегріву пари

Крім того відомо, що при одній і тій самій температурі перегріву пари застосування більшого тиску збільшує коефіцієнт заповнення циклу і, відповідно, термічний к.к.д. циклу, але одночасно зменшує ступінь сухості пари на виході із турбіни і внутрішній відносний к.к.д. турбіни. Виходом із становища було б подальше підвищення температури перегріву (штрихова лінія на рис. 15.12, б). Однак, можливість подальшого підвищення температури обмежується характеристиками конструкційних матеріалів.

Одним із шляхів зниження кінцевої вологості пари є застосування *проміжного перегріву*, суть якого полягає в наступному. Після того, як потік пари, що виконує роботу в турбіні, розширився до деякого тиску  $p^* > p_2$ , він виводиться з неї і направляється у додатковий пароперегрівач, розміщений у газоході котла, де температура пари підвищу-

ється до  $T^*$ , після чого пара знову поступає у турбіну, де розширюється до тиску  $p_2$ . Як видно з  $T$ - $s$ -діаграми (рис. 15.12, в), у цьому випадку кінцева вологість пари знижується.

Схема установки з проміжним перегрівом пари (або, як іноді говорять, з вторинним перегрівом) представлена на рис. 15.13, а (додатковий пароперегрівач – ДПП). У випадку застосування проміжного перегріву турбіна виконується у вигляді двоциліндрового агрегату, який складається по-суті з двох окремих турбін – високого і низького тисків (при цьому внутрішній відносний к.к.д. частини високого тиску вищий такого самого для частини низького тиску). При цьому обидві турбіни можуть бути розміщені на одному валу, з'єднаному з електрогенератором.

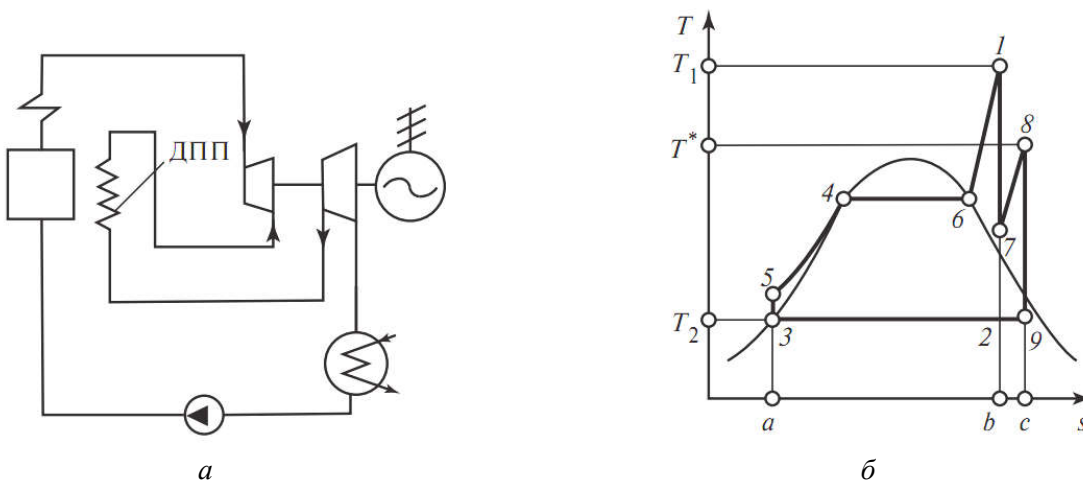


Рис. 15.13 – Схема установки з проміжним перегрівом (а) та її цикл (б)

На рис. 15.13, б наведена  $T$ - $s$ -діаграма внутрішньооборотного циклу паросилової установки з проміжним перегрівом. Очевидно, що цей цикл можна представити таким, що складається з двох окремих – звичайного циклу Ренкіна (основного)  $5-4-6-1-2-3-5$  та додаткового циклу  $2-7-8-9-2$  (тут  $7-8$  – ізобара  $p^* = \text{const}$ ). При цьому формально можна вважати, що робота, виконана на ділянці  $7-2$  адиабати розширення в основному циклі, витрачається на адиабатне стиснення робочого тіла на ділянці  $2-7$  додаткового циклу.

Вираз для визначення термічного к.к.д. циклу з проміжним перегрівом можна представити у наступному вигляді:

$$\eta_m^{\text{пр.п}} = \frac{(h_1 - h_7) + (h_8 - h_9) - (h_5 - h_3)}{(h_1 - h_5) + (h_8 - h_7)}. \quad (15.23)$$

Якщо термічний к.к.д. додаткового циклу:

$$\eta_m^{\text{дод}} = \frac{(h_8 - h_9) - (h_7 - h_2)}{h_8 - h_7} \quad (15.24)$$

буде більшим, ніж термічний к.к.д. основного циклу:

$$\eta_m^{\text{осн}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_5 - h_3)}{h_1 - h_5}, \quad (11.25)$$

то термічний к.к.д. циклу з проміжним перегрівом  $\eta_m^{\text{пр.п}}$  буде більшим термічного к.к.д. циклу Ренкіна без перегріву (тобто основного циклу):  $\eta_m^{\text{пр.п}} > \eta_m^{\text{осн}}$ .

Проміжний перегрів пари, який у свій час ввійшов в енергетику, головним чином, як спосіб боротьби з високою вологістю пари в останніх ступенях турбіни, є також і способом підвищення термічного к.к.д. циклу. Із розгляду  $T$ - $s$ -діаграми випливає, що якщо проміжний перегрів пари здійснюється від не надто низької температури до температури, близької до  $T_1$ , то термічний к.к.д. додаткового циклу буде однозначно вищим термічного к.к.д. основного циклу – оскільки у цьому випадку ступінь заповнення додаткового циклу значно вищий, ніж основного (рис. 15.14, а). На рис. 15.14, б цикл з проміжним перегрівом до температури  $T^* = T_1$  зображений в  $h$ - $s$ -координатах.

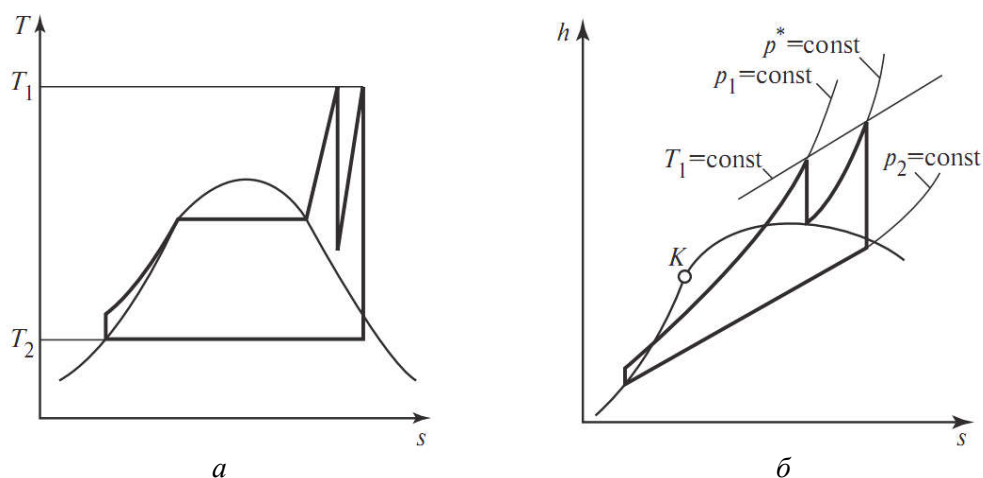
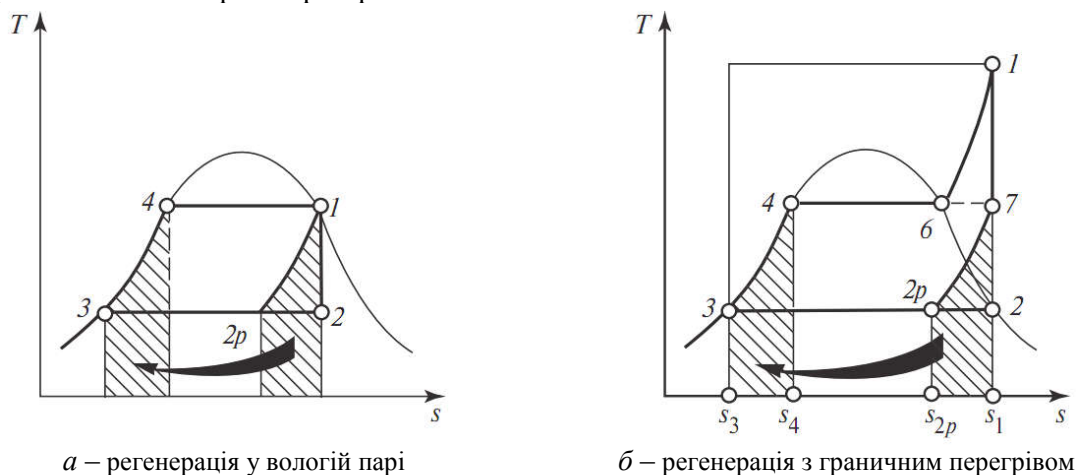


Рис. 15.14 – Енергетичні діаграми циклу з проміжним перегрівом

У сучасних ПСУ для тисків, близьких до критичних і надкритичних значень, зазвичай застосовують не лише однократний, але й двократний проміжний перегрів пари.

Проміжний перегрів пари у паросилових установках як засіб підвищення термічного к.к.д. аналогічний ступінчастому підведенню теплоти в газотурбінних установках.

**5. Регенераційний цикл.** Для підвищення термічного к.к.д. циклу в паротурбінних установках, так само як і в газотурбінних, застосовують регенерацію теплоти – підігрів живильної води, що поступає в парогенератор, парою, яку частково відбирають з турбіни. При цьому, проміжна температура води, яку підігрівають, може досягти температури насичення в парогенераторі.



а – регенерація у вологій парі

б – регенерація з граничним перегрівом

Рис. 15.15 – Енергетичні діаграми циклу з регенерацією

Якщо в паросиловій установці здійснюється цикл Ренкіна без перегріву пари, то у випадку здійснення повної регенерації, термічний к.к.д. циклу Ренкіна буде відповідати термічному к.к.д. циклу Карно. На рис. 15.15, *а* зображений у  $T-s$ -координатах такий цикл з повною регенерацією у вологій парі (мова йде про внутрішньооборотні цикли).

Коефіцієнт корисної дії циклу Ренкіна з перегрівом пари навіть у випадку граничної регенерації буде меншим термічного к.к.д. циклу Карно, який здійснюється у тому ж інтервалі температур; це впливає із  $T-s$ -діаграми, наведеної на рис. 15.15, *б*. Однак при цьому термічний к.к.д. циклу Ренкіна помітно зростає (порівняно з циклом без регенерації).

Регенеративний цикл, зображений на рис. 15.15, *б*, ідеалізований; забезпечення еквідистантності ліній підведення (3–4) і відведення (7–2*p*) теплоти можливе лише за умови застосування ідеального регенератора. З аналізу  $T-s$ -діаграми (рис. 15.15, *б*) випливає, що термічний к.к.д. циклу Ренкіна з граничною регенерацією визначається виразом:

$$\eta_m^{\text{рег}} = 1 - \frac{T_2(s_{2p} - s_3)}{h_1 - h_4}. \quad (15.26)$$

У реальних паросилових циклах регенерація відбувається за допомогою регенеративних (поверхневих або змішувальних) теплообмінників, у кожен з яких поступає пара з проміжних ступенів турбіни (так званий регенеративний відбір). Пара конденсується в регенеративних теплообмінниках РСП I та РСП II, нагріваючи живильну воду, що поступає у котел. Конденсат грійочої пари також поступає у котел або змішується з основним потоком живильної води (рис. 15.16, *а*).

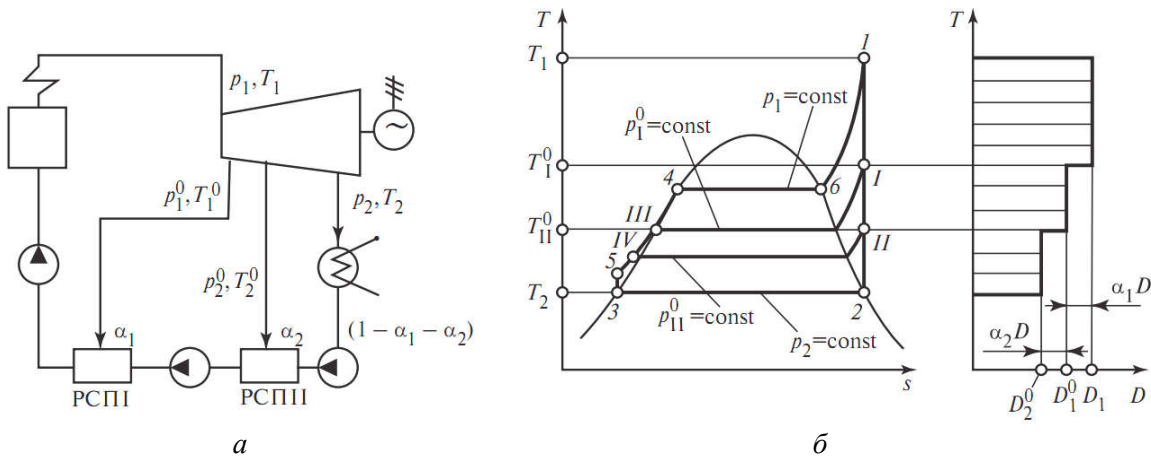


Рис. 15.16 – Схема установки з регенерацією пари (*а*) та її теплова діаграма (*б*)

Цикл паросилової установки з регенерацією взагалі неможливо відобразити у плоских  $T-s$ -координатах, оскільки він будується для постійної кількості робочого тіла, тоді як для установки з регенеративними підігрівачами кількість робочого тіла виявляється різною по довжині проточної частини турбіни. Тому у подальшому, розглядаючи зображення циклу цієї установки у плоских  $T-s$ -координатах (рис. 15.16, *б*), варто розуміти його умовність. Для того, щоб це підкреслити, разом з  $T-s$ -діаграмою розміщена діаграма, що показує витрати пари у турбіні вздовж її проточної частини. Ця діаграма відноситься до лінії 1–2 у  $T-s$ -координатах – лінії адіабатного розширення пари у турбіні. Таким чином, на ділянці 1–2 циклу в  $T-s$ -координатах кількість робочого тіла зменшується з падінням тиску, а на

ділянці 5–4 – кількість робочого тіла зростає зі збільшенням тиску (до живильної води, що поступає з конденсатора, додається конденсат пари з відборів).

Абсолютно однозначним було б зображення регенеративного циклу в тривимірній системі координат –  $T, s, D$ . На рис. 15.17 у такій системі координат зображений регенеративний цикл з двома ступенями підігріву. Тут же представлені  $T$ – $s$ -діаграми, в яких зображені цикли, що здійснюються трьома частинами потоку пари: у першому ступені підігріву ( $\alpha_1 D$ ); у другому ступені ( $\alpha_2 D$ ) та у конденсаторі  $[(1 - \alpha_1 - \alpha_2)D]$ . Побудова тривимірної системи координат доволі складна, тому на практиці вона не використовується.

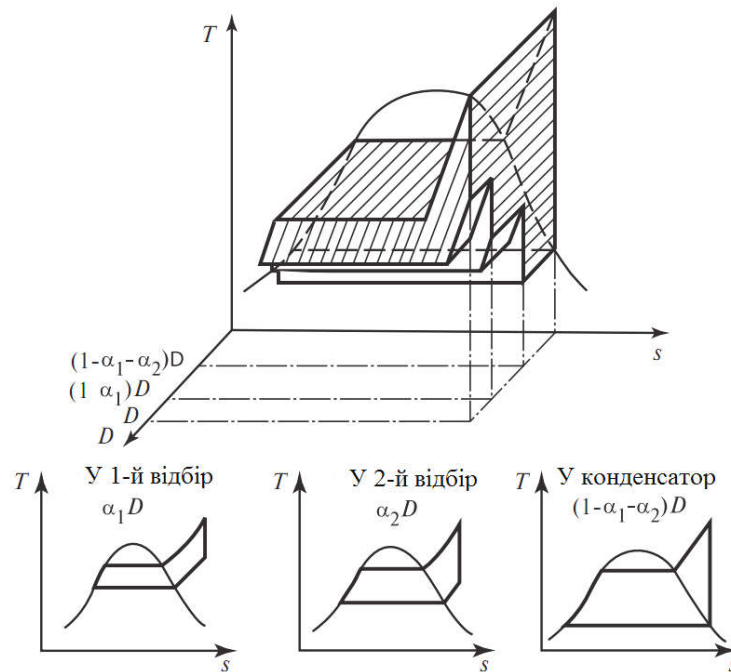


Рис. 15.17 – Регенеративний цикл з двома відборами у тривимірній системі координат

При використанні не поверхневих, а змішувальних регенеративних підігрівачів відповідно до схеми установки (див. рис. 15.16, а) потрібно кілька насосів, оскільки підвищення тиску води повинно бути ступінчастим – тиск води, що поступає у такий підігрівач, повинен дорівнювати тиску пари, що відбирається з турбіни до нього. У цій схемі число насосів на одиницю більше числа відборів.

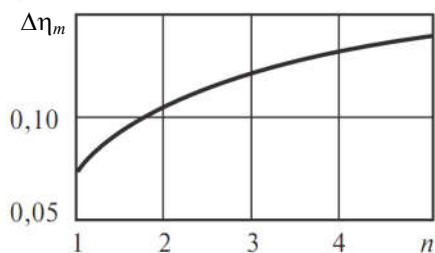
Відповідно до загального співвідношення, рівняння термічного к.к.д. регенеративного циклу з двома відборами пари може бути записане у вигляді:

$$\eta_m^{\text{per}} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)(1 - \alpha_1 - \alpha_2)}{h_1 - h_1^{\text{B}'}} = \frac{(h_1 - h_{12}) - \alpha_1(h_1^{\text{II}} - h_2) - \alpha_2(h_{\text{II}}^{\text{II}} - h_2)}{h_1 - h_1^{\text{B}'}}. \quad (15.27)$$

Аналогічний характер мають рівняння для термічного к.к.д. регенеративного циклу за будь-якого іншого числа ступенів підігріву. Зокрема вираз, аналогічний (15.27), для циклу з  $n$  ступенями можна записати у вигляді:

$$\eta_m^{\text{per}} = \frac{h_1 - h_2 - \sum_{j=1}^n a_j (h_j^{\text{II}} - h_2)}{h_1 - h_1^{\text{B}'}}. \quad (15.28)$$

Як показує аналіз, збільшення числа ступенів регенеративного підігріву води приводить до підвищення термічного к.к.д. циклу, адже при цьому регенерація у циклі наближається до граничної. Однак, кожний наступний ступінь регенеративного підігріву вносить все менший і менший вклад у зростання к.к.д. Це видно з графіка залежності приросту термічного к.к.д. циклу за рахунок регенеративного підігріву від числа ступенів підігріву (рис. 15.18). Графік побудований для рівномірного розподілу підігріву за ступенями.



**Рис. 15.18 – Приріст термічного к.к.д. регенеративного циклу від числа ступенів підігріву**

У потужних сучасних паротурбінних установках високих параметрів число ступенів регенеративного підігріву досягає десяти.

Питання про вибір точок відбору пари з турбіни в регенеративні підігрівачі (вибір температури, до якої підігривається вода на кожній ступені) є предметом спеціального аналізу. Відмітимо лише, що критерієм вибору того чи іншого розподілу регенеративного підігріву за ступенями є забезпечення максимальної економічності установки, яка у більшості випадків досягається підвищенням термічного к.к.д. циклу.

За безмежно великого числа ступенів підігріву, термічний к.к.д. циклу визначається однозначно, але якщо число ступенів задане, то к.к.д. циклу буде різним залежно від того, як розподілені температури підігріву між окремими ступенями.

**6. Бінарні цикли.** На основі аналізу циклів теплосилових установок можна сформулювати вимоги до властивостей найзручнішого (з термодинамічної та експлуатаційної точок зору) робочого тіла. Ці вимоги наступні:

1. Робоче тіло має забезпечувати найбільший коефіцієнт заповнення циклу. Для цього воно повинно мати низьку ізобарну теплоємність у рідкому стані (тоді ізобари в  $T$ - $s$ -координатах, нахил яких визначається відношенням  $(\partial T/\partial s)_p = T/c_p$ , будуть підніматись досить стрімко, наближаючись до вертикалі). Бажано, щоб робоче тіло мало достатньо високі критичні параметри: за одної і тої самої температури насиченої пари більший коефіцієнт заповнення у циклі, що здійснюється речовиною з найбільш високими критичними параметрами.

2. Властивості робочого тіла повинні бути такими, щоб висока верхня температура при достатньо високому коефіцієнту заповнення циклу забезпечувалася при не надто високому тиску пари, оскільки це призводить до значного ускладнення установки. Разом з тим робоче тіло повинно бути таким, щоб його тиск насичення при нищій температурі циклу (тобто температурі, близькій до температури навколишнього середовища) був не надто низьким; оскільки це потребує застосування глибокого вакууму в конденсаторі, що також пов'язано зі значними технічними труднощами.

3. Робоче тіло повинно бути недорогим; воно не повинно бути агресивним відносно конструкційних матеріалів, з яких виготовляється теплосилова установка; не повинно завдавати шкоди обслуговуючому персоналу (тобто не бути токсичним).

На жаль, на сьогоднішні робочі тіла, які би повністю задовольняли цим умовам, відсутні. Саме поширене у теплоенергетиці робоче тіло (вода) не задовольняє умову достатньо низької теплоємності в рідкій фазі, але відповідає умові не надто низького значення тиску в конденсаторі; вона є цілком прийнятним робочим тілом для низькотемпературної частини циклу. Однак досягнення високих коефіцієнтів заповнення пароводяного циклу пов'язане з необхідністю переходу до високих тисків; при цьому внаслідок порівняно невисокої критичної температури довжина ізобарно-ізотермічної ділянки двофазної області зменшується, що знижує темп зростання коефіцієнта заповнення циклу при переході до високих тисків. Саме внаслідок цього середня температура підведення теплоти у пароводяному циклі порівняно невисока, що призводить до значних втрат працездатності.

Іншим робочим тілам властиві інші недоліки. Так, наприклад, ртуть має невисокий тиск насичення при високих температурах і високі критичні параметри:  $p_{кр} = 151$  МПа,  $T_{кр} = 1490$  °С, а при температурі, наприклад, 550 °С тиск насичення складає всього лише 1420 кПа – це дозволяє здійснити цикл Ренкіна на насиченій ртутній парі без перегріву з достатньо високим термічним к.к.д. Однак при температурах, близьких до температури навколишнього середовища, тиск насичення ртуті надто малий: при  $T = 30$  °С  $p_s = 0,36$  Па, тиск же, який зазвичай застосовується в конденсаторі парових турбін ( $p_s \approx 4$  кПа), відповідає надто велика температура насичення ртуті  $T_s = 217,1$  °С. Термічний к.к.д. циклу з такою високою нижньою температурою був би незначним. Таким чином, ртуть як робоче тіло цілком придатна для верхньої (високотемпературної) частини циклу і не підходить для нижньої.

Оскільки на сьогодні немає робочих тіл, які б задовольняли перераховані умови в усьому температурному інтервалі циклу, то виникла ідея здійснити складний цикл, використовуючи комбінацію двох робочих тіл, застосовуючи кожне із них у тій області температур, де це робоче тіло має найбільші переваги.

Цикли такого роду називають **бінарними**. Схема теплосилової установки, в якій здійснюється бінарний ртутно-водяний цикл, наведена на рис. 15.19, а.

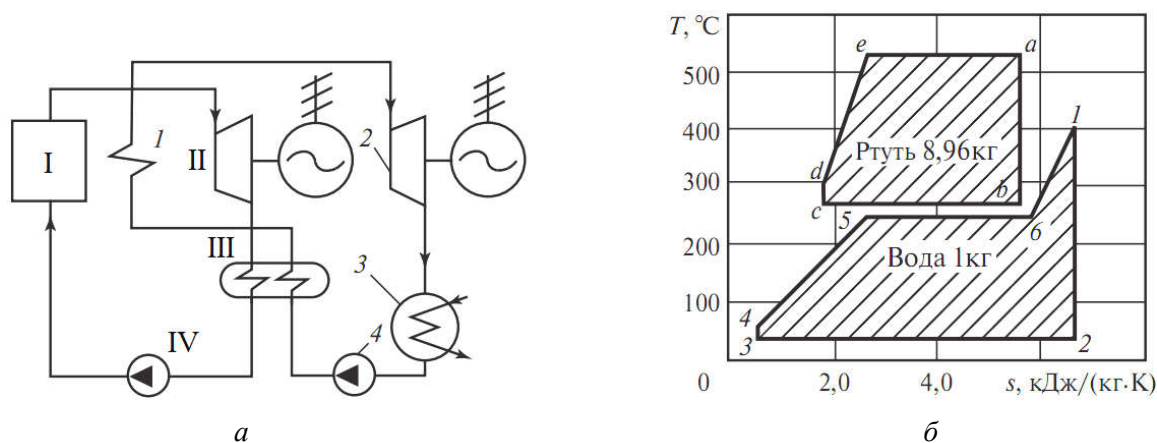


Рис. 15.19 – Схема бінарної теплосилової установки (а), її тепловий цикл (б)

У ртутному котлі I до ртуті підводиться теплота, вона випаровується, і суха насичена пара ртуті при тиску  $p_1^{рт}$  поступає в ртутну турбіну II, де виконує роботу, що віддається з'єднаному з цією турбіною електрогенератору. Після виходу із турбіни відпрацьована ртутна пара, що має тиск  $p_2^{рт}$ , направляється у конденсатор-випарник III, де вона конденсується, і потім рідка ртуть насосом IV подається у котел I; у насосі тиск ртуті підвищується від  $p_2^{рт}$  до  $p_1^{рт}$ .

Конденсатор-випарник являє собою поверхневий теплообмінник, в якому ртутні пари, що конденсуються, віддають теплоту охолоджувальній воді. За рахунок цієї теплоти вода у конденсаторі нагрівається до кипіння і випаровується. Суха насичена водяна пара із конденсатора направляється в пароперегрівач I, що розміщений у газоході ртутного котла. Перегріта водяна пара при тиску  $p_1^в$  поступає в парову турбіну 2, з'єднану з електрогенератором. Відпрацьована водяна пара з тиском  $p_2^в$  конденсується в конденсаторі 3; потім насос 4 подає воду в конденсатор-випарник.



Необхідно відмітити, що витрати робочого тіла в ртутному і пароводяному контурах різні. Співвідношення між витратами ртуті і пари визначається із таких міркувань. Розглянемо, наприклад, бінарний ртутно-водяний цикл, у якому ртутний цикл здійснюється з сухою насиченою ртутною парою в інтервалі тисків  $p_1^{\text{PT}} = 1180$  кПа (температура насичення ртуті при цьому тиску  $T_1^{\text{PT}} = 532,1$  °C) та  $p_2^{\text{PT}} = 9,8$  кПа (температура насичення  $T_2^{\text{PT}} = 205$  °C), а в пароводяному циклі початкові параметри пари складають  $p_1^{\text{B}} = 3330$  кПа ( $T_s = 239,8$  °C) і  $T_1 = 400$  °C при нижньому тиску  $p_2^{\text{B}} = 4$  кПа.

Теплота пароутворення ртуті при тиску  $0,1$  кгс/см<sup>2</sup>  $r^{\text{PT}} = 299,0$  кДж/кг, а різниця ентальпії сухої насиченої водяної пари і води при температурі  $28,6$  °C на ізобарі  $3330$  кПа (тобто сума теплоти, необхідної для того, щоб нагріти воду, що вийшла із конденсатора, до кипіння і потім її випарити) складає  $2680$  кДж/кг. Очевидно, що для того, щоб у конденсаторі-випарнику довести до кипіння і потім випарити  $1$  кг води, необхідно відвести теплоту від  $2680/299 = 8,96$  кг ртутної пари, що конденсується. Таким чином, витрати робочого тіла у ртутному контурі бінарної установки повинні бути у  $8,96$  разів більші витрат у пароводяному контурі. У загальному випадку це співвідношення витрат ртуті і води (або, як говорять, **кратність витрат** ртуті відносно витрат води)  $m_p$  визначається із співвідношення:

$$m_p = \frac{h_6^{\text{B}} - h_4^{\text{B}}}{r^{\text{PT}}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{к.в}}}, \quad (15.29)$$

де  $\eta_{\text{к.в}}$  – к.к.д. конденсатора-випарника, що враховує теплові витрати цього апарата.

Розглянутий цикл у  $T$ - $s$ -координатах зображений на рис. 15.19, б. Ця діаграма побудована для  $1$  кг води і для  $8,96$  кг ртуті в припущенні, що цикл внутрішньооборотний. Пароводяна частина циклу являє собою звичайний цикл Ренкіна з перегрітою парою. Ртутна надбудова над пароводяним циклом являє собою цикл Ренкіна з вологою парою. Тут  $a$ - $b$  – адиабатний процес в ртутній турбіні,  $b$ - $c$  – відведення теплоти від ртутної пари, що конденсується у конденсаторі-випарнику,  $c$ - $d$  – процес у ртутному насосі,  $d$ - $e$ - $a$  – ізобарний процес підведення теплоти до ртуті у ртутному котлі.

Термічний к.к.д. бінарного циклу визначається виразом:

$$\eta_m^{\text{бін}} = \frac{m_p l^{\text{PT}} + l^{\text{B}}}{m_p q_1^{\text{PT}} + q_1^{\text{B}}}, \quad (15.30)$$

де  $l^{\text{PT}}$  та  $l^{\text{B}}$  – величини роботи, виконаної у ртутній і пароводяній частинах циклу, а  $q_1^{\text{PT}}$  та  $q_1^{\text{B}}$  – теплота, підведена в ртутній і пароводяній частинах циклу; значення  $l$  та  $q_1$ , зазвичай, дають у розрахунку на  $1$  кг робочого тіла, а різниця у кількостях робочого тіла в ртутній і пароводяній частинах циклу враховується кратністю витрат ртуті відносно витрат води  $m_p$ . Важливо підкреслити, що в бінарному циклі  $q_1^{\text{B}}$  – це теплота, що витрачається на перегрів водяної пари, тобто  $q_1^{\text{B}} = h_1 - h_6$  (оскільки нагрівання води до кипіння і її випаровування здійснюється за рахунок теплоти, яка віддається ртутною парою, що конденсується).

Окрім ртуті як робоче тіло для верхньої частини бінарного циклу пропонуються дифенілоксид  $(\text{C}_6\text{H}_5)_2\text{O}$ , дифенільна суміш (75 % дифенілоксиду і 25 % дифенілу  $\text{C}_{12}\text{H}_{10}$ ), броміди сурми  $\text{SbBr}_3$ , кремнію  $\text{SiBr}_4$ , алюмінію  $\text{Al}_2\text{Br}_3$  та інші речовини.

Проте, варто відмітити, що на сьогодні, описані бінарні цикли, не отримали значного поширення (декілька ртутно-водяних бінарних установок одиничної потужності від 1800 до 20000 кВт і термічним к.к.д.  $\sim 49\%$ , були споруджені ще у 20–30-х роках ХХ ст.). Це пояснюється, головним чином, їх високою вартістю і технічними складнощами, з якими пов'язана побудова таких установок – потреба у значній кількості ртуті та висока отруйність її парів.

Розвиток і реалізація на практиці ідеї використання бінарних циклів відбулися за іншим, більш перспективним напрямом – створенням так званих парогазових установок, що мають вищу економічність порівняно з енергетичними установками, в яких використовувалися лише теплосилові парові або газові цикли.

#### 15.4. Цикли парогазових установок

Термічний к.к.д. газових турбін обмежується температурою робочого тіла (не вище 1000...1100 К) і одиничною потужністю – через зростаючі затрати енергії на власні потреби. Якщо перше обмеження через відсутність термічно міцних і стійких металів на сьогодні практично неусувне, то друге обмеження можна обійти повністю або частково – якщо в турбіну замість низькоентальпійного робочого тіла подавати високоентальпійне за тої самої температури. Високоентальпійне робоче тіло можна отримати, якщо до продуктів згорання додати речовину, яка забезпечує загальне збільшення ентальпії робочого агента. Частіше за все, додають воду, хоча це може бути і вуглекислота або інші речовини, що утилізують теплоту газового циклу. Установки, які використовують у тепловій схемі газ та пару, а також їхні цикли роботи, називають *парогазовими*.

*Парогазові установки* (ПГУ) являють собою комбінацію паротурбінної і газотурбінної установок, а їх термодинамічний цикл – це комбінований цикл, що складається з циклу паротурбінної установки (цикл Ренкіна) і циклу газотурбінної установки (цикл Брайтона). Тому комбінований цикл ПГУ називають також *циклом Ренкіна–Брайтона*. Зрозуміло, що такий комбінований цикл, що складається із двох циклів – парового і газового, – є одним з різновидів бінарних циклів.

У комбінованих циклах ПГУ, цикл ГТУ займає область високих, а цикл Ренкіна – область низьких температур. Таке взаємне розташування циклів пояснюється декількома очевидними міркуваннями. По-перше, максимальні температури газу у сучасних ГТУ (1350–1500 °С) суттєво вищі максимальних температур пари (550–600 °С) паротурбінних установок. По-друге, теплоту вихлопних газів ГТУ, що мають температуру 400–600 °С, вигідніше використовувати у низькотемпературному (паротурбінному) циклі, аніж просто викидати в навколишнє середовище при високій середній температурі. По-третє, відведення теплоти у циклі паротурбінної установки здійснюється в ізотермічному процесі за температури, близької до температури навколишнього середовища.

На сьогодні запропоновано кілька варіантів схем ПГУ, які відрізняються способом “впливу” робочого тіла одного циклу на робоче тіло іншого циклу. У своїй більшості ці схеми об'єднує одна ідея – використання теплоти відхідних газів ПГУ в паротурбінній частині установки.

Найбільш ефективні *парогазові установки з котлом-утилізатором*. Принципова схема такої ПГУ представлена на рис. 15.20, а, а її термодинамічний цикл у  $T$ - $s$ -координатах – на рис. 15.20, б. На схемі показані газотурбіна частина, яка включає компресор  $K$ , камеру згорання  $KC$ , газову турбіну  $ГТ$  і електричний генератор  $Г$  та паротурбінна частина, яка включає парову турбіну  $ПТ$ , конденсатор  $КН$ , насос  $Н$  і електричний генератор  $Г$ , а також котел-утилізатор  $КУ$ , в якому утворюється перегріта пара за рахунок теплоти газів, що

покидають газову турбіну. У цій установці підведення теплоти  $Q_1$  від верхнього (гарячого) джерела здійснюється лише в газотурбінному циклі. У бінарному циклі підведення теплоти до нижнього циклу відбувається лише за рахунок теплоти  $Q_2$ , відведеної від верхнього циклу. Таким чином, комбінований цикл ПГУ – це бінарний цикл, який складається із циклу газотурбінної установки  $1-2_d-3-4_d-1$ , і циклу паротурбінної установки  $6-7_d-7'-8_d-6$ .

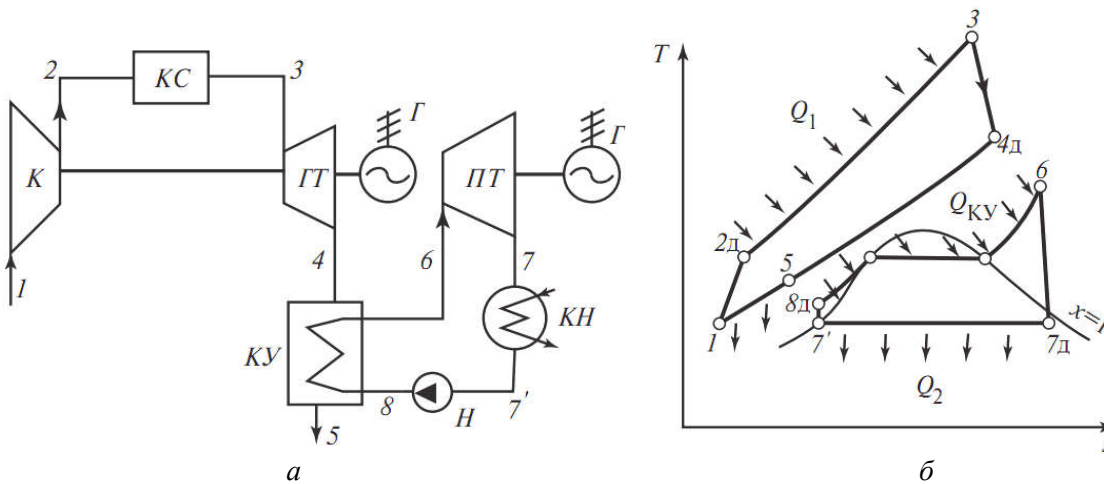


Рис. 15.20 – Схема одноконтурної парогазової установки з котлом-утилізатором (а) та її термодинамічний цикл (б)

Потужність такої ПГУ складається із потужностей газотурбінної і паротурбінної частин:

$$\begin{aligned} N_{\text{ПГУ}} &= N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}} = D_2 l_{\text{ГТУ}} + D_n l_{\text{ПТУ}} = D_2 (l_{2,m} - l_k) + D_n (l_{n,m} - l_n) = \\ &= D_2 [(h_3 - h_{4_d}) - (h_{2_d} - h_1)] + D_n [(h_6 - h_{7_d}) - (h_{8_d} - h'_7)], \end{aligned} \quad (15.31)$$

де  $D_2$  та  $D_n$  – масові витрати газу і пари;  $l_{\text{ГТУ}}$ ,  $l_{2,m}$ ,  $l_k$ ,  $l_{\text{ПТУ}}$ ,  $l_{n,m}$ ,  $l_n$  – питома робота ГТУ, газової турбіни, компресора, паротурбінної частини, парової турбіни і насоса;  $h$  – ентальпія робочих тіл бінарного циклу (повітря, газу, води і водяної пари) у станах, що відповідають рис. 15.20, а, б.

Теплота  $Q_1$ , що підводиться до циклу у камері згорання ГТУ за одиницю часу, – це теплота процесу  $2_d-3$ :

$$Q_1 = Q_{1\text{ГТУ}} = D_2 [(h_3 - h_{2_d})]. \quad (15.32)$$

Внутрішній к.к.д. циклу ПГУ визначається як відношення потужності установки (15.31) до підведеної теплоти (15.32):

$$\eta_i = \frac{N_{\text{ПГУ}}}{Q_1} = \frac{[(h_3 - h_{4_d}) - (h_{2_d} - h_1)] + m_n (h_6 - h_{7_d}) - (h_{8_d} - h'_7)}{h_3 - h_{2_d}}, \quad (15.33)$$

де  $m_n = D_n / D_2$  – відносна витрата пари, яку ще інакше називають **кратністю циркуляції** бінарного циклу.

Парогазова установка, схема якої зображена на рис. 15.20, а, дозволяє помітно збільшити к.к.д. порівняно з к.к.д. окремо взятих газотурбінної і паротурбінної установок. Для подальшого підвищення к.к.д. ПГУ з котлом-утилізатором необхідно підвищувати к.к.д. трьох його основних елементів: котла-утилізатора –  $\eta_{\text{КУ}}$ , газотурбінної частини –  $\eta_{\text{ГТУ}}$  і

паротурбінної частини –  $\eta_{ПГУ}$ . Розглянемо методи, що використовуються для підвищення ефективності кожного з цих елементів парогазової установки.

Для підвищення к.к.д. установки використовують котли-утилізатори і парові турбіни двох або трьох тисків. У таких ПГУ, що називають дво- або триконтурними, котел-утилізатор генерує перегріту пару двох або трьох параметрів. На рис. 15.21, *а* представлена принципова схема триконтурної ПГУ, а на рис. 15.21, *б* – у  $T$ - $s$ -координатах цикл її паротурбінної частини. Газотурбінна частина триконтурної ПГУ така сама, що й в одноконтурній; відрізняються лише котел-утилізатор  $KU$  і парова турбіна  $ПТ$ . У парову турбіну триконтурної ПГУ подається пара першого контуру з найбільшим значенням тиску і температури ( $p_{6a}$ ,  $T_{6a}$ ), яка розширюється у турбіні аж до тиску у конденсаторі ( $p_7$ ). Ця пара здійснює цикл  $6a-7-7'-8-c'-9-b'-10-6a$ . Пара другого контуру – більш низьких параметрів ( $p_{6b}$ ,  $T_{6b}$ ) поступає в середню частину турбіни, де тиск пари першого контуру, зменшуючись в адиабатному процесі, стає рівним тиску пари другого контуру і при цьому виконує цикл  $6b-7-7'-8-c'-9-b'-6b$ . Пара третього контуру – ще нижчих параметрів ( $p_{6c}$ ,  $T_{6c}$ ) підводиться до перерізу турбіни, де тиск пари першого і другого контурів стає рівним  $p_{6c}$ .

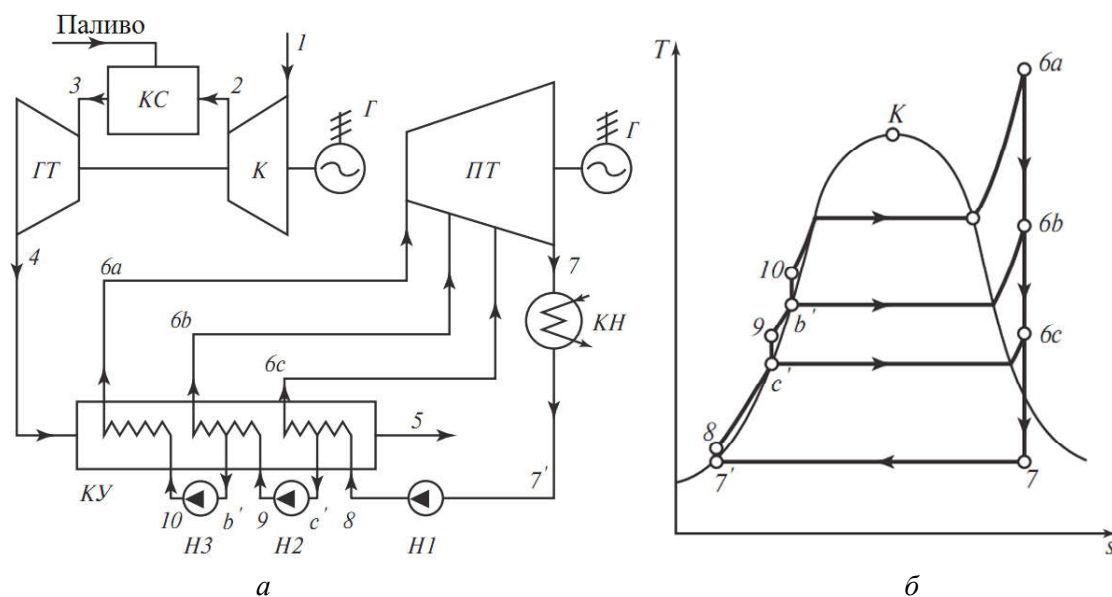


Рис. 15.21 – Принципова схема триконтурної парогазової установки (*а*) та її паротурбінна частина циклу (*б*)

У котел-утилізатор триконтурної ПГУ насосом  $H1$  подається вода (стан 8), масові витрати якої дорівнюють сумі масових витрат усіх трьох контурів. Після нагрівання цієї води до кипіння (стан  $c'$ ) частина води випаровується, а пара перегрівається, утворюючи пару третього контуру (стан  $6c$ ). Інша частина води після підвищення її тиску насосом  $H2$  доводиться у котлі-утилізаторі до кипіння (стан  $b'$ ). Частина цієї води випаровується, а пара перегрівається (стан  $6b$ ), утворюючи пару другого контуру. Інша частина води після насоса  $H3$  виконує у котлі-утилізаторі процес  $10-6a$ , в результаті чого утворюється перегріта пара першого контуру (стан  $6a$ ).

Таке ускладнення схеми дозволяє зменшити необоротність процесу передачі теплоти в котлі-утилізаторі, знизити температуру відхідних газів і тим самим підвищити його к.к.д. Більшість розроблених ПГУ з котлом-утилізатором – дво- або триконтурні.

Для підвищення к.к.д. газотурбінної частини ПГУ використовують відомі способи підвищення к.к.д. циклів газотурбінних установок: підвищення температури газу перед газовою турбіною та введення багатоступінчастого стиснення–розширення робочого тіла. Необхідно відмітити, що регенерація, що використовується у циклах ГТУ, в парогазових установках не застосовується. Перш за все, використання відхідних газів газової турбіни в регенеративному підігрівачі призводить до суттєвого зменшення температури газу на вході у котел-утилізатор, зниження початкових параметрів пари паротурбінного циклу і його к.к.д. Крім того, на відміну від циклу ГТУ, в паротурбінному циклі відведення теплоти  $Q_2$  у навколишнє середовище відбувається в ізотермічному процесі при температурі, близькій до температури навколишнього середовища, тобто майже як в ідеальному циклі Карно. Тому теплоту відхідних газів газової турбіни ефективніше використовувати в паротурбінному, а не в регенеративному газотурбінному циклі. Про це свідчать і значно вищі значення к.к.д. парогазових установок порівняно з к.к.д. регенеративних ГТУ.

Для підвищення к.к.д. паротурбінної частини ПГУ зазвичай розглядається лише проміжний перегрів пари. Регенеративний підігрів живильної води, що застосовується в паротурбінних установках, тут неефективний. Дійсно, регенеративний підігрів води підвищує середню температуру підведення теплоти в паротурбінних циклах. Але, оскільки в парогазових установках з котлом-утилізатором підведення теплоти  $Q_1$  відбувається лише в газотурбінному циклі, то регенерація не впливає на середню температуру підведення теплоти і тому не приводить до зростання к.к.д. Реалізація всіх зазначених способів дозволяє підвищити к.к.д. парогазових установок з котлом-утилізатором до 60 %.

Існує значна кількість інших схем ПГУ, в яких на відміну від схеми рис. 15.20, *a* підведення теплоти до паротурбінного циклу відбувається комбіновано – як за рахунок спалення палива в котельній установці, так і за рахунок теплоти відхідних газів газової турбіни. З одного боку, в таких установках можна використовувати не лише рідке та газоподібне, а й тверде паливо – вугілля, а співвідношення між потужностями паротурбінної і газотурбінної частин може змінюватися в широких межах. З іншого боку, підведення теплоти  $Q_1$  до паротурбінного циклу відбувається за більш низьких температур, ніж підведення теплоти в циклі ГТУ. Тому середня температура підведення теплоти і к.к.д. таких комбінованих циклів менші, ніж у циклах ПГУ з котлом-утилізатором.

Особливістю другого типу ПГУ є використання вприскування певної кількості води в компресор газотурбінної установки, в результаті чого термодинамічний цикл, що складається з адіабатного стиснення, ізобарного підведення теплоти, адіабатного розширення та ізобарного відведення теплоти, виконує парогазова суміш. Аналізуючи процеси, що здійснюються парою і газом окремо, комбінований цикл такої установки можна представити як комбінацію циклу Брайтона (цикл ГТУ) і циклу Ренкіна (цикл паротурбінної частини). Такі ГТУ, зазвичай, називають STIG (за першими літерами словосполучення “steam in gas” – пара в газі), на відміну від розглянутих ПГУ з котлом-утилізатором, яку іноді називають STAG (“steam and gas” – пара і газ). У ГТУ типу STIG можливість підвищення к.к.д. циклу за рахунок його комбінування поєднується з технічними проблемами реалізації цих схем.

Таким чином, парогазові установки мають найбільше значення к.к.д. серед інших теплових двигунів і тому є одним із найбільш перспективних напрямів сучасної енергетики.

### 15.5. Теплофікаційні цикли

У процесі виробництва електроенергії на теплоелектростанціях значна кількість теплоти передається холодному джерелу – воді, що охолоджує конденсатор і, таким чином, даремно втрачається. Цю кількість теплоти ( $q_2$ ), можна суттєво зменшити за рахунок збіль-

шення термічного к.к.д. циклу, однак повністю усунути її неможливо, тому що за другим законом термодинаміки передача визначеної кількості теплоти холодному джерелу є неминучою.

Якщо усунути передачу теплоти холодному джерелу в принципі неможливо, то чи не можна використати цю теплоту? Як відомо, для виробничих та побутових потреб використовується значна кількість теплоти у вигляді гарячої води і пари у різних технологічних процесах, для опалення приміщень та гарячого водопостачання.

У звичайних конденсаторних паротурбінних теплосилових установках тиск у конденсаторі підтримується біля 4 кПа, тобто конденсація пари відбувається за температури  $\approx 28\text{--}29^\circ\text{C}$ . Теплота, що віддається охолоджувальній воді у такому конденсаторі, має низький температурний потенціал і не може використовуватися для виробничих чи побутових потреб; для технологічних цілей, як правило, використовується насичена водяна пара з тиском від 250 до 2000–3000 кПа, а для опалення – насичена водяна пара з тиском 150–260 кПа або гаряча вода з температурою, що має в деяких установках  $180^\circ\text{C}$ .

Для того, щоб мати можливість використовувати теплоту, яка віддається паром, що конденсується, потрібно збільшити тиск у конденсаторі, тобто збільшити температуру, при якій конденсується ця пара. Підвищення нижньої температури циклу призведе до деякого зменшення термічного к.к.д. і, відповідно, до зменшення виробництва електроенергії при таких же витратах палива. Тому з точки зору економічності власне циклу така операція є не вигідною. Однак можливість отримання значної кількості теплоти для технологічних і побутових потреб за рахунок певного скорочення виробництва електроенергії виявляється доволі вигідною (зникає потреба у спорудженні спеціальних опалювальних котельень, що, як правило, невеликі, мають порівняно невисокий к.к.д. і тому вимагають підвищеної витрати палива, а також нерационально використовують теплоту високого температурного потенціалу при спаленні палива для нагрівання низькотемпературного робочого тіла, що не вигідно через зменшення працездатності системи).

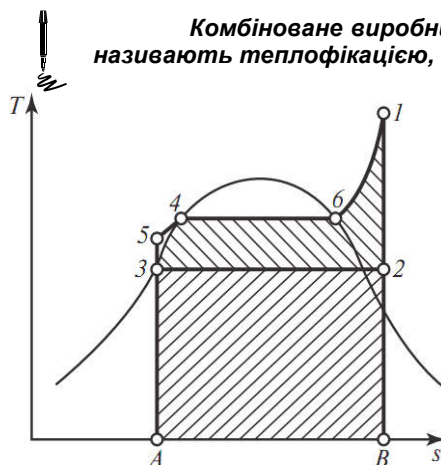


Рис. 15.22 – Цикл теплофікаційної паросилової установки

Цикл теплофікаційної паросилової установки зображений в  $T$ - $s$ -координатах на рис. 15.22. На цій діаграмі робота циклу відповідає площі  $1-2-3-5-4-6$ , а площа  $A-3-2-B$  – це теплота  $q_2$ , що віддається зовнішньому споживачу.

Оскільки, для виробничих і побутових потреб потрібна пара чи вода у відносно широкому діапазоні температур та тисків, на ТЕЦ застосовуються теплофікаційні турбіни різних типів залежно від характеру споживання теплоти.

**Комбіноване виробництво на електростанціях електроенергії та теплоти називають теплофікацією, а турбіни, призначені для цього, – теплофікаційними.**

Теплові електростанції, які здійснюють комбіноване виробництво електроенергії і теплоти, називають **теплоелектроцентралями** (ТЕЦ) на відміну від чисто конденсаційних електростанцій (КЕС), які виробляють лише електроенергію.

Найбільший розвиток теплофікація отримала у свій час у колишньому СРСР. На сьогодні Росія – одна з небагатьох країн, де використовують теплоелектроцентралями на базі атомних станцій (м. Білібіно у Заполяр'ї, міста Северськ та Томськ). Планується будівництво нових АТС – наплавних, з використанням реакторної установки КЛТ-40 від атомних криголамів для Архангельська та Певека, АТС без обслуговування на базі реактора “Елена” тощо.

На рис. 15.23, *а* представлена схема ТЕЦ з так званими турбінами погіршеного вакууму. Тиск у конденсаторі такої турбіни підтримується таким, щоб температура насичення пари була достатньо високою для потрібного нагріву охолоджувальної води в конденсаторі. Вода, нагріта в конденсаторі до заданої температури, направляється споживачу для опалення. На рис. 15.23, *б* зображена схема ТЕЦ, у якій застосовані так звані турбіни з протитиском. В установках цього типу конденсатор відсутній, а відпрацьована пара із турбіни направляється паропроводом на виробництво, де вона віддає теплоту і конденсується; конденсат з виробництва повертається для живлення котлів. Тиск пари на виході із турбіни визначається потребами виробництва.

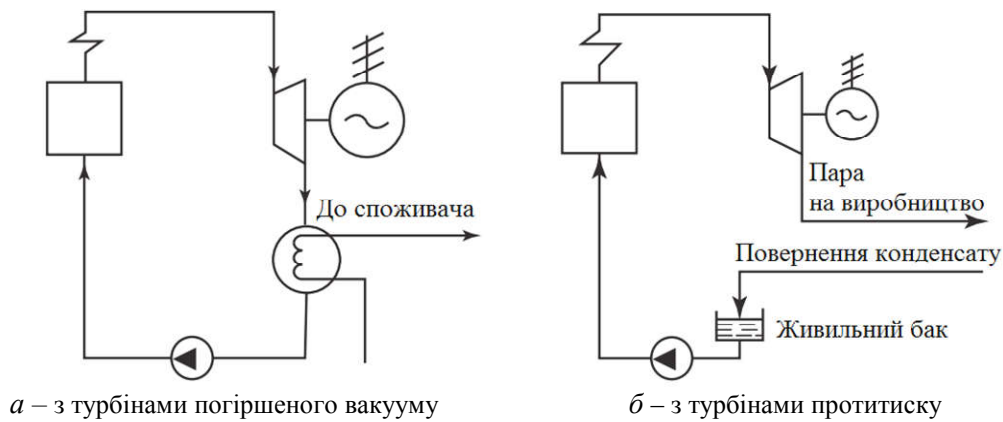


Рис. 15.23 – Схеми теплоелектроцентралей

На рис. 15.24 показана схема ТЕЦ з турбінами з відбором пари. У цій схемі частина пари достатньо високих параметрів відбирається з проміжних ступенів турбіни (з цієї точки зору це нагадує схему установки з регенеративними підігрівачами). Відібрана пара може бути або направлена на виробництво (так званий виробничий відбір), звідки в установку повертається конденсат (рис. 15.24, *а*), або в спеціальні підігрівачі-теплообмінники (ПТ), у яких ця пара нагріває воду, що використовується для опалювання (так званий теплофікаційний відбір, рис. 15.24, *б*). Варто відмітити, що на сучасних ТЕЦ найбільш поширені саме турбіни з відбором пари.

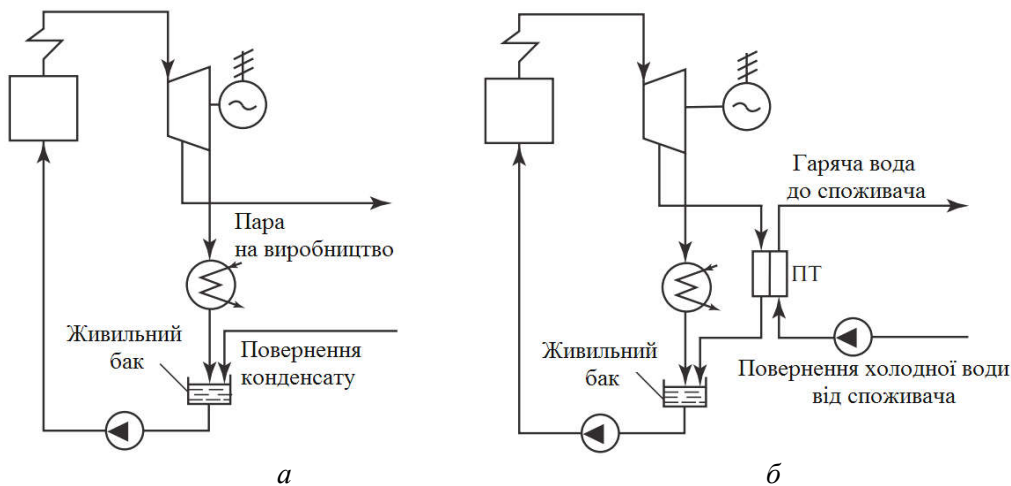


Рис. 15.24 – Схема теплоелектроцентралі з турбінами відбору пари

Для характеристики економічності роботи ТЕЦ застосовується коефіцієнт використання теплоти  $K$ , який визначається як відношення суми корисної роботи  $l_e$ , виконаної в циклі, і теплоти  $q_2$ , що віддається зовнішньому споживачу, до кількості теплоти  $q_1$ , що виділилася при згоранні палива:

$$K = \frac{l_e + q_2}{q_1} \quad (15.34)$$

або, що те саме,

$$K = \frac{N + Q}{BQ_H^p}, \quad (15.35)$$

де  $N$  – електрична потужність установки;  $Q$  – кількість теплоти, відданої зовнішньому споживачу (за 1 год);  $B$  – годинна витрата палива;  $Q_H^p$  – теплота згорання палива.

Слід врахувати, що в чисельнику формул (15.34) та (15.35), стоять величини різної якості: ексергія  $N$  і теплота низького потенціалу  $Q$ . Значення  $K$  буде тим ближче до одиниці, чим досконаліша установка, тобто чим менші втрати теплоти в котлоагрегаті та паропроводі, механічні втрати у турбіні, механічні та електричні втрати в електрогенераторі.

## 15.6. Цикли ядерних енергетичних установок



**Комплекс агрегатів теплотехнічної паросилової установки, який забезпечує перетворення теплової енергії ядерного реактора в інші її види називають ядерною енергетичною установкою.**

Конструктивні особливості таких установок, теплові схеми і термодинамічні цикли визначаються насамперед їх призначенням, типом ядерного реактора, видом палива та теплоносія, що застосовується. Суттєвий вплив на вибір конструктивних схем та компонентів вносить також вимога щодо забезпечення безпечних умов роботи для обслуговуючого персоналу та збереження навколишнього середовища.

У якості ядерного палива у більшості випадків використовують суміші ізотопів урану ( $U^{235}$  та  $U^{238}$ ) або їх окисів, плутоній ( $Pu^{239}$ ), а також торій ( $Th^{232}$ ). Ядерне паливо виділяє теплоту у мільйон раз більше, ніж будь-яке органічне паливо. Як теплоносії може використовуватись вода, гази (гелій, азот, вуглекислий газ), розплави металів (калій, натрій) та органічні рідини (вуглеводні, дифеніл, ізопропілдіфеніл, нафталін) тощо. Вода, будучи теплоносієм водночас виконує роль уповільнювача нейтронів, що є досить важливим моментом у забезпеченні ланцюгової реакції в реакторах на теплових нейтронах.

При забезпеченні відповідного рівня надійності та безпеки роботи, а також прийнятних масо-габаритних параметрів, ядерні енергетичні установки можуть бути перспективним джерелом енергії на борту космічного апарата. Атомні електричні станції на базі таких установок можуть будуватися та розміщуватися у будь-якому місці. У загальному випадку ядерні енергетичні установки включають в себе наступні основні агрегати: ядерний реактор, парогенератор-теплообмінник, парову турбіну, конденсатор, насоси та біологічний радіаційний захист. Крім того, необхідні система дистанційного управління реактором, електрогенератор, циркуляційні контури, допоміжні агрегати тощо.

**Схеми ядерних енергетичних установок.** Найбільш простим варіантом таких установок є *одноконтурна схема* (див. рис. 15.25, а) в якій відбір теплоти у реакторі і отримання роботи виконується одним і тим самим робочим тілом. Теплоносієм на виході з реактора у цій схемі містять радіоактивні продукти ланцюгової реакції ділення, тому весь



контур (у т.ч. і споживач) повинен мати зовнішній біологічний захист або використовуватись у таких випадках, де можливе радіоактивне забруднення не вважається аварійною ситуацією. Перевагою такої схеми є тільки простота конструкції.

Для того, щоб виключити цей недолік, замість одноконтурної схеми використовують *двоконтурні* (рис. 15.25, б) або *триконтурні* (рис. 15.25, в) схеми. У них відведення теплоти з реактора і передача їх зовнішньому споживачу відбувається за допомогою двох або трьох, безпосередньо не контактуючих між собою теплоносіїв. Так у двоконтурній схемі теплоносій з ядерного реактора 1, поступає в теплообмінник 2, де віддає теплоту робочому агенту другого контуру, а з нього, насосом 7 знову повертається у реактор. Робоче тіло другого контуру (як правило, вода і водяна пара) виконує роботу в турбіні 3, потім проходить конденсатор 4 і насосом 5 повертається у парогенератор. З метою безпеки, другий контур відділений від першого спеціальним біологічним захистом 6.

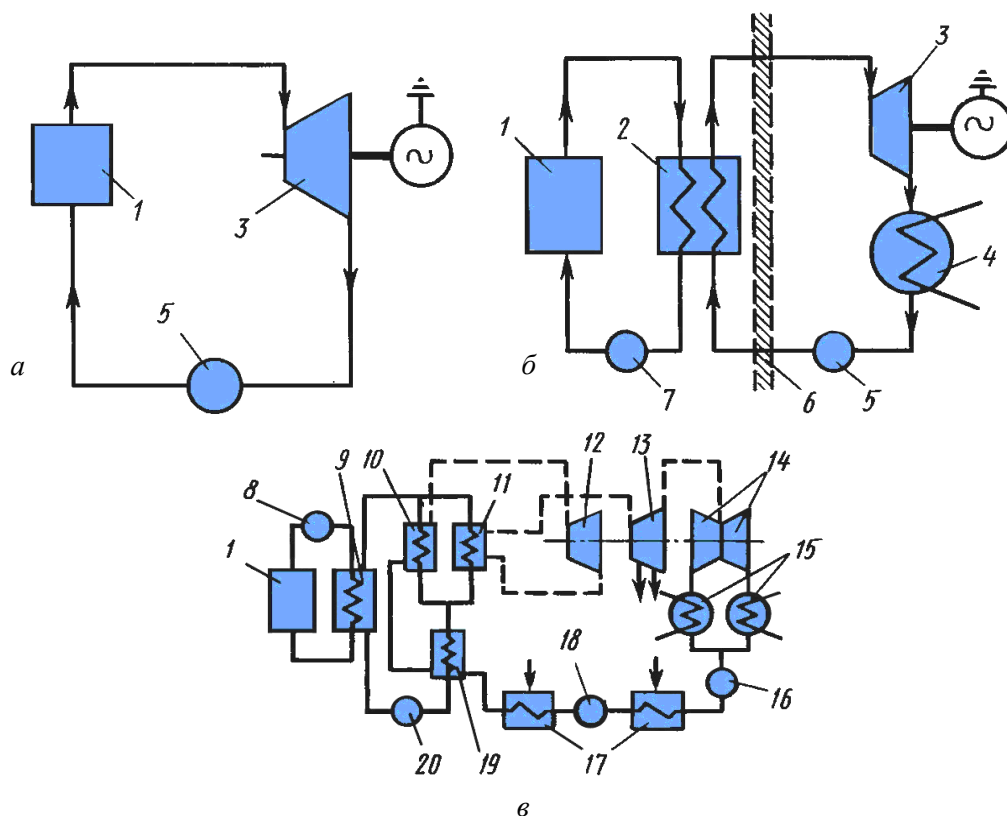


Рис. 15.25 – Схеми ядерних енергетичних установок:  
а – одноконтурна; б – двоконтурна; в – триконтурна

Триконтурна теплова схема реалізується у тих випадках, коли в якості теплоносіїв використовують метали. При цьому повністю виключається можливість проникнення водяної пари та повітря у циркуляційний контур з підвищеною радіацією. Теплова потужність реактора може змінюватись у широких межах, і цей діапазон значно більший ніж у звичайних котельних агрегатів. Однак, продуктивність установки визначається не тільки тепловою потужністю реактора, але також деякими іншими факторами, зокрема, інтенсивністю відведення теплоти з поверхні тепловиділяючих елементів (твєлів). Певні обмеження на параметри ядерних реакторів, і, як наслідок, на продуктивність та економічність, накладають також фізичні властивості ядерного палива, наприклад, термічна стійкість.

В енергетичних реакторах, як паливо частіше всього використовують діоксид урану  $UO_2$  (II), який має досить високу температуру плавлення (3073 К). Він хімічно не реагує з водою та вуглекислим газом і має непогану термічну та радіаційну стійкість. Використовуючи діоксид урану стало можливим підтримувати температуру теплоносія у межах 1070...1270 К. За цих умов к.к.д. термодинамічного циклу агрегату сягає 55 % (а всієї установки – 45 %). Головним недоліком діоксиду урану є його низька теплопровідність, і, як наслідок, різкий перепад температури від центру твела до його поверхні.

Ядерні установки з використанням води у якості теплоносія бувають двох типів. В установках першого типу (киплячі) пара отримується безпосередньо в самому реакторі, а другого типу (некиплячі) – реактор нагріває воду тільки до температури насичення. У таких реакторах тиск робочого тіла сягає 10...20 МПа, що відповідає температурі насичення 550...620 К. Такі параметри першого контуру дають можливість у парогенераторі і на вході у турбіну отримати насичену або дещо перегріту пару з тиском 3...6 МПа та температурою 530...550 К.

За певних спрощень двоконтурний цикл ядерної енергетичної установки можна звести до розгляду звичайного циклу Ренкіна з невеликим перегрівом пари (рис. 15.26, а). Площа  $b-d-6-7$  чисельно дорівнює питомій теплоті, яка віддається теплоносієм першого контуру в парогенераторі. Ця же теплота сприймається робочим тілом другого контуру по ізобарі  $4-1$  (площа  $5-4-1-7$ ). Процес  $1-2$  у цьому циклі представляє собою роботу пари в турбіні, процес  $2-3$  – конденсацію відпрацьованої пари в конденсаторі, а процес  $3-4$  – стиснення живильної води.

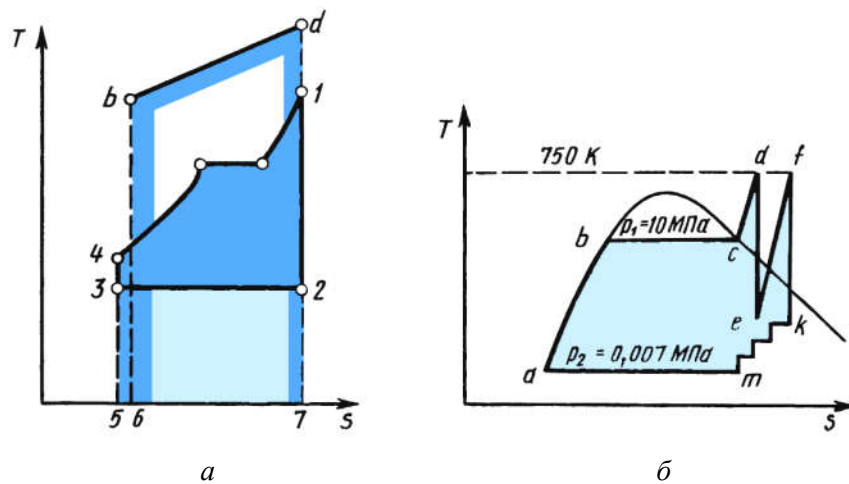


Рис. 15.26 – Цикли ядерних енергетичних установок:  
а – Ренкіна; б – з натрієвим теплоносієм та проміжним перегрівом пари

Питому теплоту  $q_1$ , яка витрачається за цикл  $1-2-3-4-1$  можна визначити як різницю  $q_1 = h_1 - h_4$ . Питому роботу циклу можна визначити як різницю роботи пари в турбіні і питомої роботи, яка була використана на стиснення живильної води, тобто:

$$l_u = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3).$$

Отримані співвідношення дають можливість визначити термічний к.к.д. циклу:

$$\eta_m = \frac{l_u}{q_1} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}. \quad (15.36)$$

**Теплоносії.** Як уже зазначалося, в енергетичних установках атомних електростанцій в якості теплоносіїв використовують органічні та металічні речовини. **Органічні теплоносії** при нагріванні в реакторі можуть отримати певну радіоактивність, однак досить низьку, що дозволяє використовувати при цьому одноконтурну теплову схему (див. рис. 15.25, а). У цьому випадку зі схеми виключається проміжний парогенератор, що дозволяє дещо підвищити к.к.д. всієї установки. Але висока температура конденсації (наприклад, у дифенілоксиду за тиску 0,015 МПа вона становить 470 К) не дає достатніх можливостей для повного використання цієї переваги органічного теплоносія. Тому такі теплоносії використовуються в одноконтурній схемі тільки з турбінами високого тиску, а пара, що виходить з турбіни, використовується для потреб теплофікації. Якщо використовувати органічний теплоносій у двоконтурній схемі, то парогенератор другого контуру надає можливість отримувати перегріту пару з температурою 320...370 К.

**Металічні теплоносії** у рідкому стані (в основному калій та натрій) надають можливість за рахунок своїх теплофізичних властивостей суттєво наростити початкову температуру робочого тіла, що поступає у турбіну. Це дозволяє значно збільшити к.к.д. як самого циклу, так і установки в цілому. Однак, такі теплоносії мають високу радіоактивність, отриману у реакторі, а при контакті з водою та киснем можуть вибухати. Ці обставини приводять до необхідності використовувати триконтурну теплову схему (див. рис. 15.25, в). У першому контурі з реактором 1, парогенератором 9 і насосом 8, як правило, циркулює металічний натрієвий теплоносій, у другому – або натрій або натрієво-калієвий сплав. У третьому контурі теплоносієм і робочим тілом виступає вода. Другий і третій контури нерадіоактивні і для них не потрібно біологічного захисту. Пара в третьому контурі після первинного перегріву в парогенераторі 10 набуває тиску біля 10 МПа і температуру 750 К. Спочатку вона використовується у турбіні високого тиску 12 і розширяється до тиску 2,2 МПа (d–e на рис. 15.26 б), а потім поступає у другий парогенератор 11 і знову перегрівається до температури 750 К (лінія e–f). У подальшому пара використовується на ступенях середнього 13 та низького 14 тисків. Високий термічний к.к.д. установки можна отримати якщо виконувати з цими теплоносіями бінарний цикл.

Термічно і радіаційно більш стійкими робочими тілами є **газові теплоносії**. При проходженні через реактор вони набувають незначної радіоактивності і в принципі можуть використовуватись в одноконтурних теплових схемах. Але з метою більшої надійності, на сьогодні такі теплоносії застосовують у двоконтурних схемах, при цьому теплоносієм другого контуру виступає водяна пара. В установках з газовим теплоносієм необхідно витрачати значно більше енергії на прокачування газу через реактор, так як теплоємність газу значно менше теплоємності води: у водо-водяних реакторах ці затрати становлять 1...3 % потужності турбіни, а у реакторах з газовим теплоносієм – 10...15 %. Щоб знизити витрату газу, який проходить через реактор, і таким чином зменшити витрату енергії на його циркуляцію, створюють велику різницю температури теплоносія на вході в реактор і на виході з нього. Для вуглекислоти ця різниця становить, як правило, від 430 до 520 К, а для гелію – 550...750 К. Температура теплоносія на виході з реактора, залежно від його особливостей та температури поверхні твєлів, може становити 620...1373 К. Використання бінарних циклів з газотурбінною частиною в ядерних енергетичних установках (див. рис. 15.27) вперше було запропоновано д.т.н., проф. Євгеном Федоровичем Ратніковим (1912–1998).

Термічний к.к.д. цього циклу за максимальної температури  $T_1 = 1076...1276$  К у газовій частині (і при  $\eta_m^p = 0,4$  для парової частини у другому контурі) становить 0,5...0,62. Значення результуючого к.к.д. бінарного циклу не відповідає оптимальним значенням к.к.д. окремих (верхнього і нижнього) циклів, отриманих за тих самих параметрів газотурбінної та паротурбінної установок, через додаткові втрати на теплообмін та значної конструктивної складності такої установки.

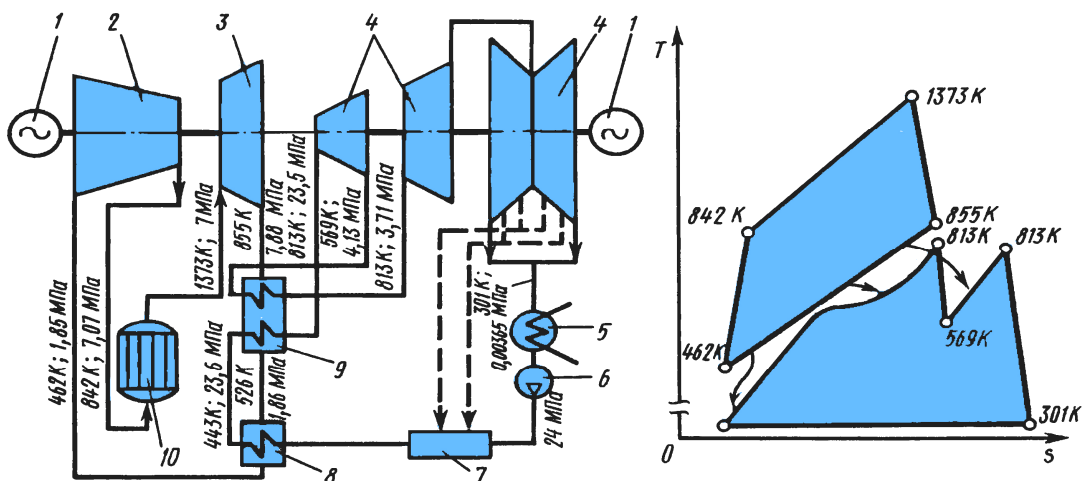


Рис. 15.27 – Бінарна гелієво-пароводяна установка: *a* – схема; *б* – її цикл

Найбільш перспективним напрямом розвитку ядерних енергетичних установок з газовим теплоносієм залишається одноконтурна схема з газовою турбіною. Установка за цих умов виявляється найбільш компактною та простою (рис. 15.28). У процесі *a–b* здійснюється підігрів гелію, причому на відрізку *a–a'* у регенеративному підігрівачі 7, а на лінії *a'–b* – у реакторі 6. Стиснення гелію до тиску  $p = 10$  МПа забезпечується компресорами 3, 4, 10. Оскільки температура поверхні твєлів знаходиться у межах 970 К, то підігрів в реакторі здійснюють до 870...920 К. Процес *b–c* показує розширення газу в турбінах високого 5 і низького 9 тисків. Розширення газу закінчується за температури, вищої температури гелію на вході в реактор, на 10...15 К, оскільки відпрацьований газ водночас виступає нагрітним теплоносієм у регенераторі 7. Процес *c–d* представляє собою ізобарне охолодження відпрацьованого газу в ньому, а процес *d–e* – продовженням охолодження у холодильнику 8, перед попаданням в компресор низького тиску 10. Процеси *e–1*; 1–2; 2–3; 3–4 та 4–*a* показують, відповідно, адіабатне стиснення та ізобарне охолодження в компресорах 3 та 4, а також в охолоджувачах 12 та 1. Термічний к.к.д. циклу за цих параметрів сягає 42 % за наявності регенеративного підігріву і тільки 31 % – без нього.

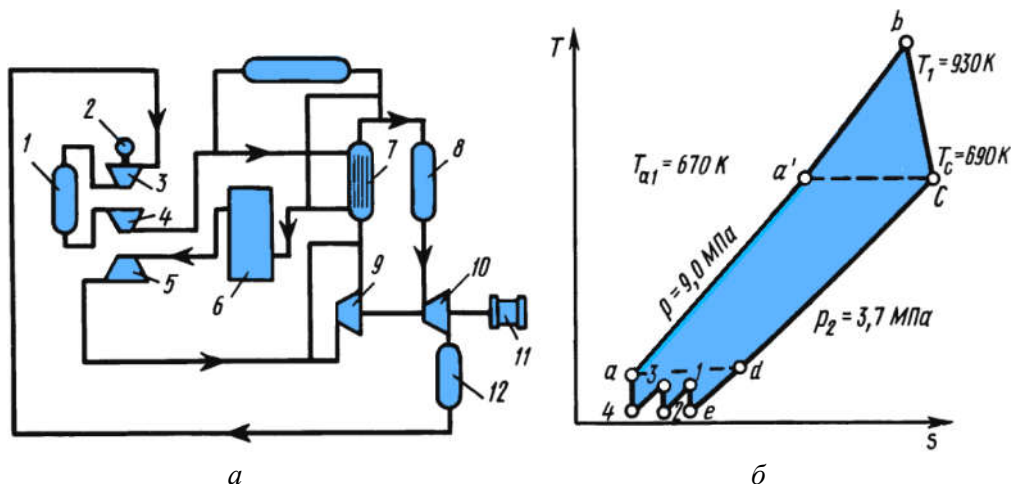


Рис. 15.28 – Одноконтурна атомна енергетична установка з газовим теплоносієм та газовою турбіною

На завершення, слід відмітити деякі недоліки термодинамічних циклів ядерних енергетичних установок. Так, до прикладу, у першому контурі двоконтурної установки завжди підтримується більш високий тиск, ніж тиск пари у другому контурі, щоб запобігти небажаного початку кипіння води. Щоб зменшити тиск у реакторі, слід використовувати як теплоносій метал або газ, які киплять, за більш високих температур. Також для ядерних енергетичних установок характерний низький перегрів пари. Пара поступає у турбіну насиченою, тому при досягненні нею граничної вологості (за умовами ерозійного зношення лопаток має бути у межах 8...12 %) вона виводиться із проміжних ступенів турбіни і додатково проходить через сепаратор для відокремлення вологи, а потім – через пароперегрівач. Після цих операцій пара знову поступає на наступні ступені турбіни.

Історія ядерної енергетики охоплює більш ніж піввіковий період, і за цей час вона стала традиційною галуззю енергетики. На сьогодні атомні електростанції експлуатують 31 країна світу. За даними МАГАТЕ, станом на кінець 2016 року, в світі нараховується 450 діючих енергетичних реакторів, загальною потужністю 391 770 МВт, а 60 – знаходиться у стадії будівництва. Переважна більшість атомних станцій розміщена в країнах Європи, Північної Америки, Далекосхідної Азії та на території колишнього СРСР. Водночас, в Африці їх майже немає, а в Австралії та Океанії – відсутні зовсім.

На сьогодні, в основному, випускають енергоблоки ядерних енергетичних установок потужністю 1000 МВт, але є і більш потужні (до 5 ГВт). Собівартість електроенергії цих установок співставна з електроенергією, що виробляється на теплових станціях. Світовим лідером встановленої потужності є США, однак ядерна енергетика становить лише 20 % у її загальному енергобалансі. Найбільшу частку загального виробництва має Франція, в якій ядерна енергетика є національним пріоритетом – 77 % (друге місце за встановленою потужністю). У багатьох країнах частка ядерної електроенергії займає ~30 % загального виробництва. Масштабні програми будівництва нових АЕС мають Китай, Індія, Росія та Південна Корея. На перші три країни припадає більше половини (32 із 60) реакторів, що будуються.

Однак, разом з тим, у світі наявні суперечливі тенденції стагнації і навіть відмови від ядерної енергетики. Так, деякі лідери (США, Франція, Японія) та інші країни вивели з експлуатації низку своїх станцій. До прикладу, Італія стала єдиною країною, яка закрила всі наявні станції і повністю відмовилася від ядерної енергетики. Багато країн здійснюють довготривалу політику відмови від атомної електрики. Це пов'язано із значною вартістю забезпечення безпечних умов її виробництва, значними затратами на утилізацію відходів, суттєвим тепловим забрудненням навколишнього середовища, а також ризиком аварій, які призводять до екологічних і техногенних катастроф планетарного масштабу.

Все це в комплексі вимагає об'єднання міжнародних зусиль з розвитку ядерних реакторів та атомних станцій нового покоління, які дозволять вирішити ці проблеми, суттєво наростити їх безпеку та підняти загальний коефіцієнт корисної дії. Як приклад, можна навести міжнародний проект "Газова турбіна, модульний гелієвий реактор" (ГТ–МГР) – атомна електростанція нового покоління, що відповідає вимогам безпеки XXI ст., на базі високотемпературного газоохолоджувального реактора з гелієвим теплоносієм. Цей проект представляє собою графіто-газовий реактор, виготовлений з двох модулів – блок високотемпературного реактора і блок перетворення енергії. У першому блоці розміщена активна зона і системи управління та захисту реактора, а до складу другого блоку входять газова турбіна з генератором, рекуператор та холодильник. Перетворення енергії здійснюється по замкнутому одноконтурному циклу Брайтона. Твели представляють собою мікросфери з оксиду плутонію або нітриду урану, діаметром 0,2...0,5 мм у багат шаровій оболонці з піролітичного вуглецю і карбиду кремнію. Відповідно до проектних розрахунків такий

мікротвел здатний ефективно утримувати осколки ділення як за нормальних умов експлуатації (1250 °С), так і при аварійних режимах (1600 °С). Обидва модулі установки розміщені у вертикальних залізобетонних шахтах, що знаходяться нижче рівня землі.

### Контрольні питання

1. Опишіть принципову схему паросилової установки. Що виступає її головним компонентом? Що відіграє роль робочого тіла у паросиловій установці: продукти згорання палива, саме паливо, вода чи водяна пара?

2. У чому полягає принципова відмінність теплових схем парової та водогрійної котельні? Поясніть схеми руху води, пароводяної суміші і пари.

3. Дайте короткий опис конструкції парових котлів. Перерахуйте його основні частини. Які ви знаєте види компонувань парових котлів? У чому полягає принципова відмінність газотрубних і водотрубних котлів? Які поверхні нагрівання називають екранними? Їх роль у паровому котлі.

4. Назвіть основні характеристики парового котла. Що таке номінальні параметри?

5. Що називають теоретично необхідним об'ємом повітря для спалювання 1 кг ( $m^3$ ) палива? Що характеризує величина коефіцієнта надлишку повітря? Що таке тепловий баланс котельного агрегату? Які параметри агрегату можна визначити за його допомогою?

6. Як впливає на к.к.д. парового котла температура димових газів, що відводяться з котельного агрегату?

7. Чому на практиці не здійснюють цикл Карно насиченої пари? Покажіть цикл Ренкіна насиченої пари на  $T-s$ -діаграмі. На яких типах електростанцій він знайшов широке застосування? Чим відрізняється цикл Ренкіна від циклу Карно? Наведіть способи підвищення термічного к.к.д. цього циклу.

8. Як визначити термічний к.к.д. і питому витрату пари у циклі Ренкіна? Як впливає початковий тиск і початкова температура пари на термічний к.к.д. циклу Ренкіна? Який вплив здійснює зміна кінцевого тиску пари на термічний к.к.д. циклу Ренкіна?

9. З якою метою використовують регенеративний перегрів і що він представляє собою? Для чого використовують перегрів пари? Наведіть позитивні моменти його застосування. Яка найбільша температура перегріву пари може бути досягнутою? З чим це пов'язано?

10. Опишіть роботу паросилової установки: а) із вторинним перегрівом пари; б) яка використовує регенерацію теплоти.

11. Як можна використовувати відпрацьовану турбіною водяну пару для теплофікаційних потреб? Наведіть опис теплофікаційного циклу паросилової установки різних типів.

12. Перерахуйте недоліки водяної пари як робочого тіла у паротурбінних установках. Якими іншими речовинами доцільно замінити водяну пару у цих установках? Що, зазвичай, перешкоджає такій заміні?

13. Що таке бінарні цикли паросилових установок? У чому полягає сенс використання, окрім водяної пари, додаткових робочих тіл у цих установках? Покажіть і поясніть бінарний цикл парогазової установки. Як оцінюється ефективність роботи таких установок?

14. Опишіть ядерні енергетичні станції для виробництва електроенергії. Які ви знаєте їх переваги порівняно з паро- та газотурбінними установками? Наведіть класифікаційні ознаки атомних електростанцій.

15. Опишіть принципові схеми одно-, дво- та триконтурних атомних електростанцій. Чому к.к.д. атомної електростанції не досить високий навіть при раціональному використанні відпрацьованої пари? У чому ж тоді полягають їх переваги?