

## ВСТУП

Електричні станції (ЕС) є найважливішою складовою промислово-енергетичного комплексу будь-якої розвиненої країни, оскільки саме вони виробляють електричну і теплову енергію, без яких сучасна цивілізація обійтися не може. Електрична енергія є найбільш універсальним видом енергії. На відміну від теплової енергії електрична енергія має високий коефіцієнт ексергії  $\approx 0,97 \dots 0,98$ , тобто здатність переходити в роботу з мінімальними втратами, які, зазвичай, обумовлені подоланням електричного опору і механічного тертя. Саме електроенергія стала основою промислово-економічного розвитку країн світу завдяки можливості транспортувати її на відміну від інших видів енергії на далекі відстані у будь-якій кількості з мінімальними втратами, легко перетворювати на інші види енергії (кінетичну, механічну, теплову), використовувати у промисловості в різноманітних технологічних процесах (електроліз, виплавка металів, зварювання та інші), на транспорті, в побуті, сільському господарстві. По кількості електроенергії, що виробляється і використовується на одну людину в тій або іншій країні, оцінюють рівень її розвитку.

Основними джерелами отримання електричної енергії є електричні станції різних видів. Найбільші обсяги електричної енергії в світі, і в тому числі в Україні, виробляються тепловими електростанціями.

Виходячи з цього вивчення дисципліни «Теплові електричні станції» є важливим етапом в отриманні студентами кваліфікації за спеціальністю «Теплоенергетика».

Даний посібник призначений для використання студентами денної і заочної форм навчання під час вивчення дисципліни «Теплові електричні станції». В посібнику викладений основний теоретичний матеріал з дисципліни, представлений значний обсяг схем, що ілюструють основні етапи технологічних процесів вироблення електроенергії на теплових електростанціях, подано їх опис, наведені приклади деяких розрахунків.

# 1 КЛАСИФІКАЦІЯ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ І ЇХ ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ

## 1.1 Загальна класифікація електричних станцій

Електричні станції, що забезпечують країну електроенергією і теплом, класифікуються за технологією виробництва кінцевого продукту - електричної і теплової енергії на наступні категорії:

- теплові електричні станції (ТЕС);
- атомні електростанції (АЕС);
- гідравлічні електростанції (ГЕС і ГАЕС);
- станції, що працюють на поновлюваних джерелах енергії (сонячні, вітрові, геотермальні, з використанням різновидів біопалива та інш.).

Окремо можна виділити так звані *когенераційні* установки, які використовують один вид первинного теплоносія (наприклад, відхідні гази промислових технологічних процесів), а кінцевою продукцією є два види енергії – електрична і тепла.

Відповідно до [1] *теплова електрична станція* – це електростанція, яка перетворює енергію згоряння палива в електроенергію чи в електроенергію та тепло. Теплові електростанції працюють здебільше з паротурбінними установками. Для вироблення електроенергії на цих станціях використовується енергія нагрітої до високих температур пари, що подається в турбіни під високим тиском.

На ТЕС для вироблення електроенергії використовуються також газотурбінні (ГТУ) і парогазові установки (ПГУ). В перших в турбіну надходять під високим тиском продукти згоряння, в других використовуються в якості робочих тіл продукти згоряння, які спрямовуються в ГТУ, і пара, яку одержують використовуючи теплоту продуктів згоряння, що відпрацювали в ГТУ, і яка надходить до парової турбіни. Ці установки можуть також бути віднесеними до когенераційних (див. розділ 6).

*Атомна електростанція* – це електростанція, яка перетворює енергію

поділу ядер атомів у електроенергію чи в електроенергію та тепло [1]. АЕС також відносяться до теплових електростанцій, оскільки на них приводом генератора є парова турбіна. АЕС використовують в якості первинного енергоносія ядерне паливо. Вони відіграють істотну роль в енергетичному балансі України. Чотири АЕС, що працюють в Україні, видають в електричні мережі приблизно 48,5 – 52 % всій електроенергії, яка виробляється в країні за рік. Припинення роботи АЕС з міркувань екологічної безпеки не можна розглядати як своєчасний крок через відсутність можливості заміщення їх вироблення електроенергії іншими джерелами. Працюючи в штатному режимі, АЕС значно менше забруднюють довкілля в порівнянні з ТЕС, які працюють на органічному паливі, тому повинне вирішуватися завдання забезпечення їх безпеки при будь-яких нештатних обставинах.

*Гідроелектростанція (ГЕС)* - електростанція, яка перетворює механічну енергію води в електроенергію [1], тобто працює на енергії рухомої води.

*Гідроакумулювальні (ГАЕС)* – ГЕС, що використовують верхнє і нижнє водосховища для циклічної роботи: нагнітання води у верхнє водосховище і подальше використання її для вироблення електроенергії [1]. Основне призначення ГАЕС – покриття пікових навантажень енергосистем.

Установки, що працюють на поновлюваних і так званих нетрадиційних джерелах енергії:

- *сонячні* електростанції – використовують енергію сонячного випромінювання;
- *вітрові ЕС* – використовують енергію повітряних потоків;
- *приливні ЕС* – енергію морських приливів і відливів;
- *геотермальні ЕС* – теплоту підземних вод і шарів землі;
- установки, що працюють на різних видах *біопалива*;
- *електрохімічні* установки.

Вказані установки виробляють поки що невеликі обсяги енергії. В найближчому майбутньому (15-20 років) у зв'язку з подорожчанням викопного палива і обмеженістю його запасів частка таких станцій і установок у

виробництві електричної і теплової енергії істотно зростає і повинна досягти по загальних оцінках 12-15% від всього об'єму вироблення електричної енергії і приблизно 20% теплової енергії.

Електричні станції всіх типів (за винятком окремих малопотужних джерел місцевого призначення) видають вироблену електричну енергію в Об'єднану Енергетичну Систему України (ОЕСУ), яка охоплює всю територію країни і, незалежно від форми власності генеруючих об'єктів і мереж, знаходяться в оперативному підпорядкуванні диспетчерської служби НЕК «Укренерго». У свою чергу ОЕСУ пов'язана з енергосистемами інших країн (Білорусь, Молдова, Росія), а також з енергосистемами країн Центральної Європи (Румунія, Угорщина, Словаччина).

## 1.2 Класифікація теплових електростанцій

Теплові електричні станції розрізняють за наступними ознаками:

### I. За виробленою енергією:

- *лише електрична енергія* - виробляється на конденсаційних електростанціях (КЕС);

- *електрична і тепла енергія* - виробляються на ТЕЦ (ТЕЦ – теплоелектроцентрально). ТЕЦ діляться на теплофікаційні, промислові (ПТЕЦ) і промислово-теплофікаційні; до цієї групи належать також теплові дизельні електростанції (ДЕС), а також ТЕС з газотурбінними (ГТУ) і парогазовими (ПГУ) установками, які виробляють значно менший об'єм електроенергії і тепла у порівнянні з ТЕС з паротурбінними установками.

Конденсаційні електростанції призначені для виробництва електричної енергії, тепла енергія від КЕС використовується в основному на власні потреби станції і для теплофікації селища ТЕС. Загальна потужність КЕС складає приблизно дві третини всієї потужності ТЕС.

Продукцією ТЕЦ є як електрична, так і тепла енергія. Теплова енергія, що виробляється на теплофікаційних ТЕЦ, спрямовується на теплопостачання великих міст (житлових масивів, комунальних об'єктів, установ і підприємств

різних видів і форм власності і т. п., які не мають своїх котелень). Електрична енергія надходить до електромереж ОЕСУ. На ПТЕЦ у великих об'ємах виробляється пара, що спрямовується на технологічні потреби промислових підприємств, а також виробляється електроенергія. Промислово-теплофікаційні ТЕЦ виробляють пару на технологічні потреби, електроенергію, а також теплову енергію для опалення. Відповідно [1] ПТЕЦ відносяться до категорії *блок-станція* – електростанція, яка працює в енергетичній системі, оперативно керується диспетчерською службою Національної енергетичної компанії (НЕК) «Укренерго».

II. За видом палива, яке використовується на ТЕС, розрізняють:

- станції, що працюють на твердому паливі, – кам'яне і буре вугілля, горючі сланці;
- станції, що працюють на рідкому паливі, – мазут, рідше – сира нафта, важкі фракції після переробки нафти;
- станції, що працюють на газоподібному паливі, – природний газ, доменний газ, коксівний, генераторний і тому подібне.
- атомні електричні станції (АЕС), що використовують як первинний енергоносіть ядерне паливо.

Часто на станціях використовується комбінація палив (вугільно-мазутні, газо-мазутні блоки).

III. За типом турбін, які використовуються в якості привода генераторів:

- з паровими турбінами або ТЕС з паротурбінними установками (ПТУ);
- з газовими турбінами – ТЕС з ГТУ;
- з парогазовими установками (ПГУ), в яких використовується робота газової і парової турбіни.

IV. За значенням початкових параметрів пари і виглядом термодинамічного циклу:

а) *за параметрами пари:*

- з докритичними параметрами пари (тиск від 4 до 17 МПа і температура до 450 - 530<sup>0</sup>С);

- з надкритичними - тиск вище 22,3 МПа.

При потужності агрегатів до 200 МВт використовують тиск від 9 до 13 МПа, при потужності 250 МВт і вище – тиск 23,4 МПа і температуру пари 535÷545<sup>0</sup>С. У світовій енергетиці є практика використання на ТЕС турбін з тиском пари 30-35 МПа і температурою гострої пари 600-650<sup>0</sup>С.

б) за типом *термодинамічного циклу*, що використовується на станції розрізняють:

- ТЕС, які працюють за простим циклом Ренкіна;
- з перегрівом пари;
- з проміжним перегрівом пари;
- з регенеративним підігрівом живильної води.

У ряді випадків ці види термодинамічних циклів поєднуються. Так на ТЕС великої потужності використовуються перегрів пари, проміжний перегрів і регенеративний підігрів живильної води.

V. За технологічною структурою станції [2]:

- блокові станції з одиничною потужністю блоків 150 МВт і вище. До складу блоку входять парогенератор, парова турбіна, електричний генератор, блоковий трансформатор (рисунок 1.1, а).

- неблокові з поперечними зв'язками по парі – на станції є загальні паропроводи, в які надходить пара з парогенераторів і до яких підключаються турбіни (рис. 1.1, б);

- неблокові з секціонованими паропроводами і магістраллю з перемикачами (рис.1.1, в).

VI. За типом зв'язку з Об'єднаною Енергосистемою станції поділяють на:

- локальні – станції, що працюють на окремий регіон або підприємство (споживача);

- системні - станції, що працюють на загальну електроенергетичну систему паралельно з іншими станціями і беруть участь у загальному електропостачанні споживачів.

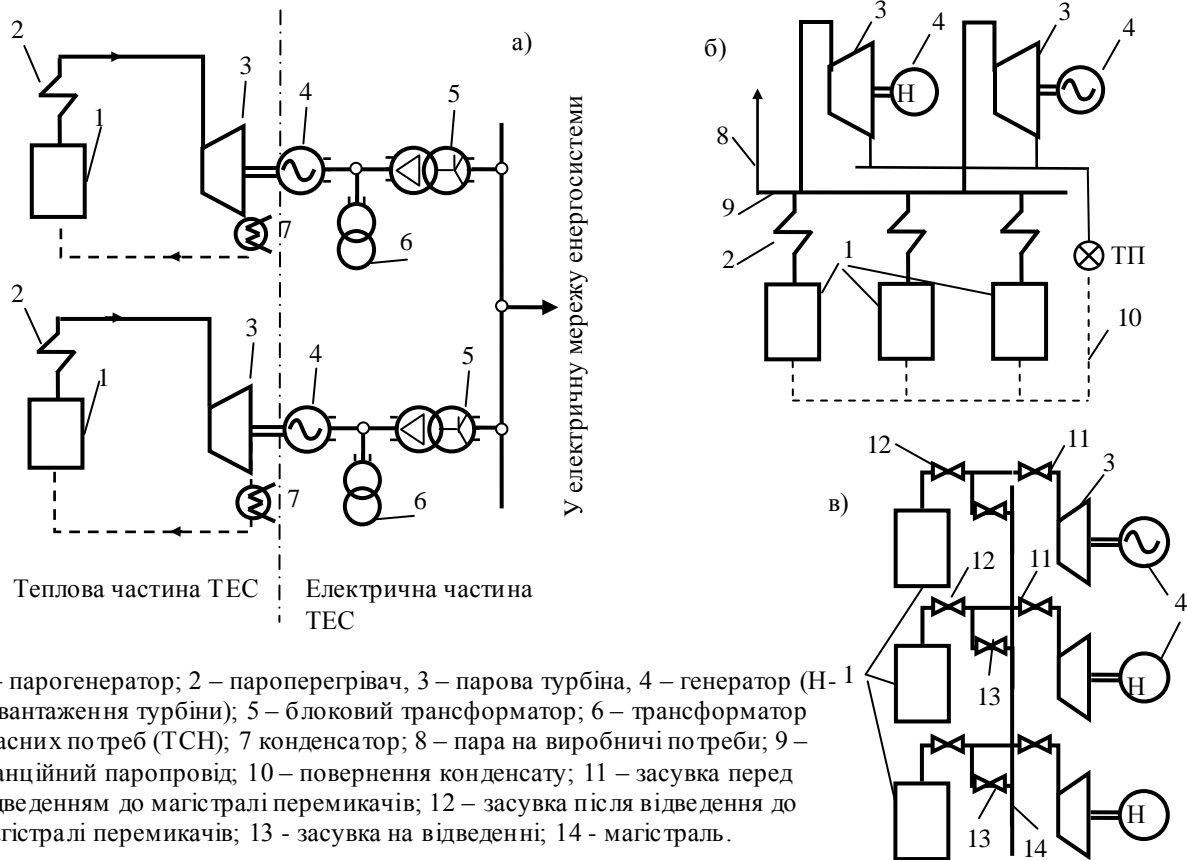


Рисунок 1.1 – Спрощені технологічні схеми електростанцій:

а) – блокова, б) – із загальностанційним паропроводом; в) – секційна схема з лінією перемикачів.

VII. По використанню потужності станції в покритті електричних навантажень (по завантаженню станції впродовж доби або календарного періоду) розрізняють:

- базисні- електростанції, ефективність роботи яких пов'язана з покриттям навантаження системи протягом тривалого часу [1]. Для таких станцій число годин використання максимуму навантажень –

$$T_m = 6000 \div 7500 \text{ год./рік};$$

- напівбазисні - число годин використання максимуму навантажень –

$$T_m = 4000 \div 6000 \text{ год./рік};$$

- напівпікові – електростанції, ефективність роботи яких пов'язана з покриттям напівпікових навантажень енергосистеми. Число годин використання максимуму навантажень –

$$T_m = 2000 \div 4000 \text{ год./рік};$$

- пікові – електростанції, ефективність роботи яких пов’язана з покриттям нетривалих пікових навантажень енергосистеми, число годин використання максимуму навантажень –

$$T_M < 2000 \text{ год./рік.}$$

Число годин використання максимуму навантажень  $T_M$  (год./рік) визначається відношенням загальної кількості фактично виробленої станцією за рік електроенергії  $E_p$  до максимальної встановленої потужності станції  $W_{max}$ .

$$E_p = , \quad (1.1)$$

де  $W(t)$  - фактична потужність станції в момент часу  $t$ ,

$T_p = 8760$  год. – число годин в році.

Число годин використання максимуму навантажень  $T_M$  можна визначити як час, протягом якого станція, працюючи з максимальною встановленою потужністю, виробила б таку ж кількість електроенергії, яку вона виробила би, працюючи по фактичному графіку навантажень. Якщо розглядати фактичний річний графік видачі виробленої потужності електростанції в електричні мережі (рис. 1.2), то площа під лінією зміни навантажень в часі протягом року відповідатиме кількості виданої в мережу за рік енергії  $E_p$ . Цій ж величині

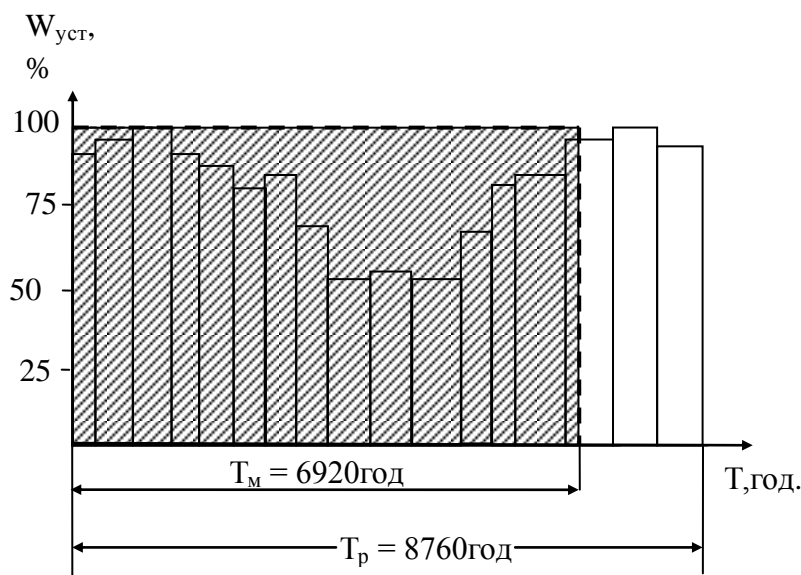


Рисунок 1.2 – Річний графік видачі потужності електростанції



дорівнює площа заштрихованого прямокутника із сторонами  $100\%W_{уст}$  і  $T_m$ .

Звідси визначається коефіцієнт використання встановленої потужності станції  $k_B$ :

$$k_a = \frac{\dot{Q}_i}{\dot{Q}_\delta} = \frac{\dot{A}_{\delta \dot{a} \delta \delta}}{W_{\delta \dot{a} \delta} \cdot \dot{Q}_\delta} \quad (1.2)$$

Коефіцієнт використання  $k_B < 1$ , оскільки агрегати повинні виводитися з роботи для профілактичних оглядів, поточних і аварійних ремонтів устаткування, а також за відсутності потреби в енергії, тобто як правило протягом року мають місце простої агрегатів, що знижує коефіцієнт використання, і, відповідно, ефективність використання встановленої потужності електричних станцій.

Для теплового навантаження також застосовується показник числа годин використання максимуму теплового навантаження. Для теплового навантаження (опалювання)

$$T_{\delta i} = \frac{Q_{\delta, \delta}}{Q_{\delta, i}}, \quad \text{год.}, \quad (1.3)$$

де  $Q_{т.р}$  - річний відпуск тепла на опалення, ГДж (Гкал);

$Q_{т.м}$  – максимальний годинний відпуск тепла на опалення, ГДж/год, Гкал/год.

Для промислового технологічного навантаження  $T_{п.м}$  (год):

$$\dot{Q}_{i, i} = \frac{Q_{i, \delta}}{Q_{i, i}} \approx \frac{D_{i, \delta}}{D_{i, i}}, \quad (1.4)$$

де:  $Q_{п.г}$  і  $Q_{п.м}$  - річний відпуск тепла на промислові потреби, ГДж (Гкал) і максимальний годинний відпуск відповідно;

$D_{п.р}$  і  $D_{п.м}$  – річний і максимальний годинний відпуск пари на промислові потреби.

Чим більша частка гарячого водопостачання (цілорічного споживання тепла на побутові потреби), тим вище значення показника  $T_{т.м}$  тим більш економічною є робота теплофікаційної турбоустановки і ТЕЦ.

*За сумарною встановленою потужністю станції розрізняють:*

- станції великої потужності - встановлена потужність  $W_{\text{уст}} > 1000$  МВт;
- станції середньої потужності -  $W_{\text{уст}} = 100 \dots 1000$  МВт;
- станції малої потужності – встановлена потужність менше 100 МВт.

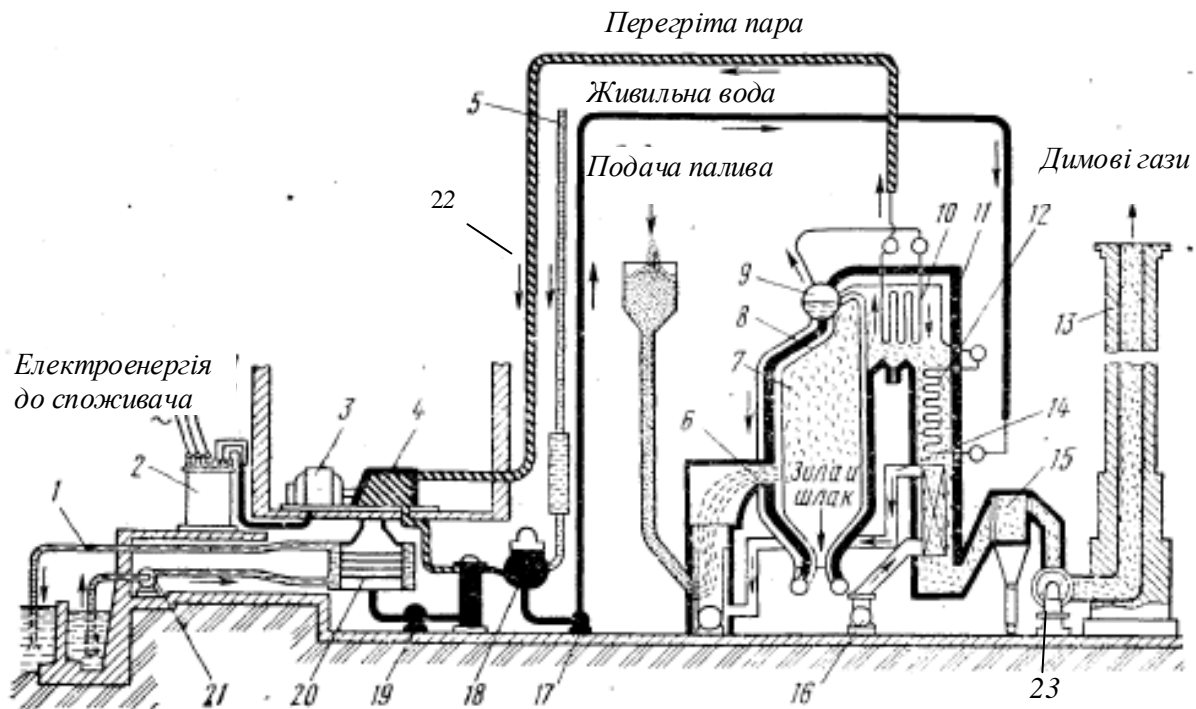
В сучасних умовах основні об'єми виробленої електроенергії припадають на станції великої потужності: АЕС і ТЕС. В Україні працюють 16 теплових електростанцій з блоком потужністю 100 МВт і більш, а також 4 атомних електростанцій: Запорізька, Рівенська, Південноукраїнська та Хмельницька. Всі АЕС відносяться до категорії станцій великої потужності, їх встановлена потужність більше 1000 МВт. Запорізька атомна електростанція - найбільша АЕС в Європі, із встановленою потужністю 6000 МВт. Останніми роками станція виробляє більше 50% всієї електроенергії, що постачається атомними електростанціями України.

Серед теплових станцій України найменш потужна – Луганська ТЕС, потужність її 1475 МВт. Потужність Придніпровської ТЕС після реконструкції (демонтовані застарілі блоки 100 МВт і переходу блоків 150 та 300 МВт в режим теплофікації) знизилася з 2400 МВт до 1765 МВт. Потужність Криворізької ТЕС – 2820 МВт, Вуглегірської ТЕС – 1600 МВт (була при використанні газу 3600 МВт). На Запорізькій ТЕС, потужність якої на момент закінчення будівництва складала теж 3600 МВт, використовуються 6 блоків, при цьому один – в резерві, один в глибокій консервації, в постійній експлуатації блоки 300 МВт, які працюють на вугіллі. Всі ТЕС виконують завдання по енергозабезпеченню країни.

З викладеного можна зробити висновок, що ТЕС як в даний час, так і в майбутньому гратимуть суттєву роль в енергобалансі України і забезпеченні промисловості і населення як електричною, так і тепловою енергією. Подальший розвиток теплової енергетики спрямований на підвищення ефективності використання встановлених потужностей ТЕС і АЕС, їх модернізацію, забезпечення їх надійності і безаварійності, розширення можливостей використання нових різновидів палива, зменшення впливу на навколишнє середовище, підвищення економічності, а також маневреності.

### 1.3 Тепловий баланс і коефіцієнт корисної дії конденсаційних теплових електростанцій

Оцінка економічності роботи станції і ефективності використовуваних режимів роботи виконується по ряду показників. Частина цих показників служить для оцінки ефективності теплових процесів. До них відносяться: коефіцієнт корисної дії (ККД) агрегатів, окремих ланок теплової схеми, всій електростанції в цілому [2÷4]. На рисунку 1.1 представлена побудова теплової електростанції, що працює на твердому паливі (кам'яне вугілля) і на докритичних параметрах пари.



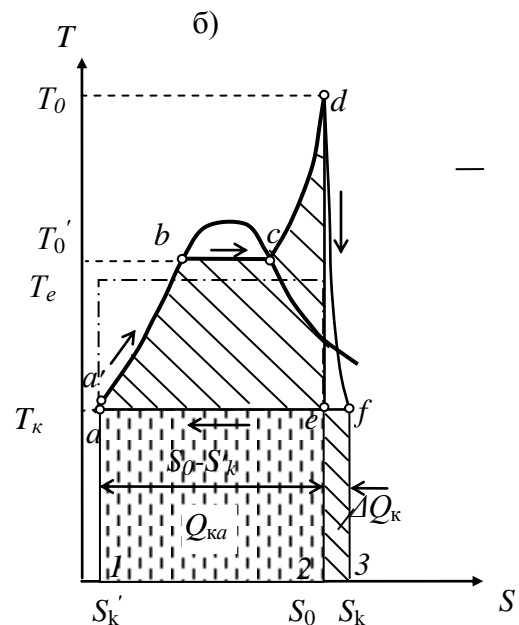
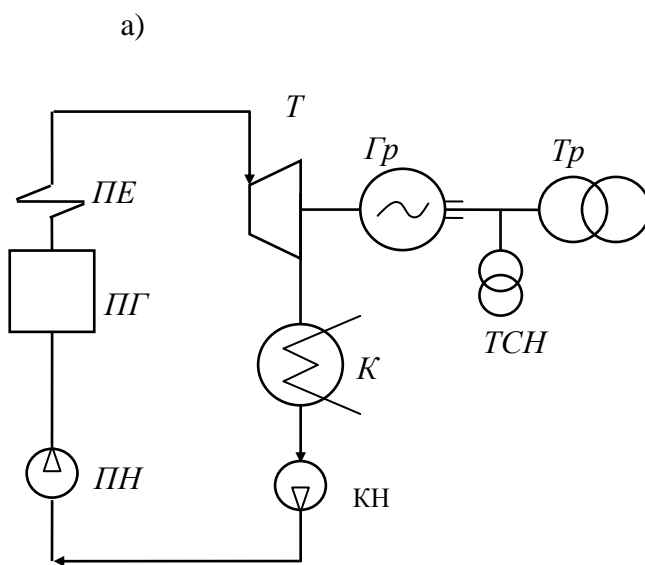
1-злив охолоджуючої води; 2-трансформатор; 3-електричний генератор; 4 - парова турбіна; 5- додаткова сира вода; 6 –пальник; 7- топка котла; 8- кип'ятильні труби; 9 – барабан; 10 –пароперегрівач; 11- паровий котел (парогенератор); 12- економайзер; 13- димова труба; 14- гаряче повітря; 15 –фільтр; 16- вентилятор; 17 –живильний насос; 18 – деаератор; 19 – конденсатний насос; 20- конденсатор; 21 – циркуляційний насос; 22 – паропровід гострої пари; 23- димосос.

Рисунок 1.3 - Компоновка теплової електричної станції

На рисунку 1.4-а – представлена спрощена принципова схема такої станції, на рисунку 1.4-б – TS - діаграма для цієї схеми. Для конденсаційної

електростанції (рис.1.3, 1.4-а) кількість теплоти  $Q_{\text{сумь}}$ , що віддається в одиницю часу використовуваним на станції паливом, витрачається на:

- вироблення електричної потужності  $W_e$ ;
- покриття втрат потужності в генераторі  $\Delta W_r$  і механічних втрат  $\Delta W_m$  у турбіні;
- на тепло, що віддається при охолодженні пари в конденсаторі  $Q_k$ ;
- тепло, яке споживається на самій станції і для потреб теплофікації пристанційного житлового селища -  $Q_T$ ;
- покриття втрат тепла в системі транспортування і підготовки палива  $\Delta Q_{\text{пт}}$ ;
- втрати в системі трубопроводів при подачі пари від парогенератора до



ПГ - парогенератор; ПЕ - пароперегрівач; Т - парова турбіна; К - конденсатор; ПН - живильний насос; КН - конденсатний насос; Гр - генератор; Тр - блоковий трансформатор, ТСН - трансформатор власних потреб.  $T_0$  - температура гострої пари на виході з парогенератора;  $T'_0$  - температура паротворення;  $T_k$  - температура конденсації відпрацьованої пари;  $T_e$  - температура «гарячого» тіла еквівалентного циклу Карно;  $Q_{ka}$  - тепло, що відводиться в конденсаторі в ідеальному циклі;  $\Delta Q_k$  - додаткові витрати теплоти в реальному циклі.

Рисунок 1.4, а) - спрощена схема блокової теплової конденсаційної станції; б) - TS- діаграма теплового циклу теплоенергетичної установки, що працює з докритичними параметрами пари.

турбіни  $\Delta Q_{\text{тр}}$ ;

Таким чином рівняння теплового балансу матиме вигляд:

$$Q_{\text{сум}} = W_e + \Delta W_{\Gamma} + \Delta W_m + Q_k + Q_T + \Delta Q_{\text{ст}} + \Delta Q_{\text{тр}} + \Delta Q_{\text{пр}} \quad (1.5)$$

При розгляді теплового балансу пароводяного циклу блоку величини  $\Delta Q_{\text{ст}}$  и  $Q_T$  можуть не враховуватися.

Внутрішня корисно використувувана потужність турбіни  $W_i$  має бути достатньою для вироблення необхідної електричній потужності  $W_e$ , покриття механічних втрат в самій турбіні  $\Delta W_m$  і електричних втрат в генераторі  $\Delta W_{\Gamma}$ , тобто:

$$W_i = W_e + \Delta W_{\Gamma} + \Delta W_m \quad (1.6)$$

Кількість теплоти пари  $Q_{\text{ту}}$ , що споживається паротурбінною установкою в одиницю часу, визначається внутрішньою потужністю турбіни  $W_i$  і кількістю теплоти  $Q_k$ , яка віддається в конденсаторі, тобто

$$Q_{\text{ту}} = W_i + Q_k \quad (1.7)$$

Кількість теплоти пари  $Q_{\text{пр}}$ , видаване парогенератором, визначається потребою турбоустановки  $Q_{\text{ту}}$  і втратами в паропроводах  $\Delta Q_{\text{пр}}$ :

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{ту}} + \Delta Q_{\text{пр}} \quad (1.8)$$

Сумарна кількість теплоти  $Q_{\text{сум}}$  (кДж/с), що виділяється в одиницю часу при спалюванні палива, йде на вироблення теплоти  $Q_{\text{пр}}$ , що віддається турбоустановці, і покриття втрат в парогенераторі  $\Delta Q_{\text{пр}}$ :

$$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{пр}} + \Delta Q_{\text{пр}} \quad (1.9)$$

Втрати в парогенераторі  $\Delta Q_{\text{пр}}$  обумовлені в основному винесенням теплоти з відхідними газами, хімічним і механічним недоспалюванням палива, забрудненнями поверхонь нагріву, розсіянням тепла в довкілля і деякими іншими причинами.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) *брutto* станції або окремого блоку

визначається або відношенням виробленої за рік електроенергії  $\dot{A}_{\text{аєд}}$  (кВт·год) до кількості отриманого при спалюванні палива тепла  $Q_{\text{сум}}^p$  (у тих же одиницях виміру):

$$\eta_{\text{пò}}^{\text{аđ.đ}} = \frac{E_{\text{відп}}^p}{Q_{\text{сум}}^p} = \frac{E_{\text{відп}}^p}{B^p Q_n^p}, \quad (1.10)$$

або відношенням електричної потужності, що виробляється, до кількості тепла, що отримується в одиницю часу:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{бр.}} = \frac{W_{\Gamma}}{Q_{\text{сум.}}}, \quad (1.10a)$$

де  $B^p$  - річна витрата палива, кг;

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

ККД *нетто* визначається відношенням кількості відпущеної за рік з шин станції енергії  $E_{\text{відп}}^p$  до теплоти витраченого палива, також приведеним до однакових одиниць вимірювання:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{н.р.}} = \frac{E_{\text{відп}}^p}{Q_{\text{сум}}^p} = \frac{E_{\text{відп}}^p}{B^p Q_n^p} \quad (1.11)$$

У відпущену енергію не входить споживання на власні потреби станції:

$$E_{\text{відп.}}^p = E_{\text{вир.}}^p - E_{\text{сн р.}} = W_{\text{сн}} T_{\text{год}} k_{\text{в}} \quad (1.12)$$

де  $W_{\text{сн}}$  – потужність, споживана на власні потреби станції;

$T_{\text{год}} = 8760$  год. – кількість годин на рік;

$k_{\text{в}}$  – коефіцієнт використання встановленої потужності, визначається відповідно до (1.2).

Відповідно, ККД турбоустановки визначається відношенням електричної потужності, що виробляється турбоустановкою, до кількості теплоти, яку споживає установка в одиницю часу для вироблення цієї потужності.

Кількість теплоти, що підводиться до турбоустановки в одиницю часу, визначається за формулою

$$Q_{\text{т}} = D_{\text{т}}(z_0 - z'_e), \quad (1.13)$$

Відповідно, з урахуванням (1.13)

$$\eta_{\text{т}} = \frac{W_{\text{т}}}{Q_{\text{т}}} = \frac{W_{\text{а}}}{D_0(z_0 - z'_e)} \quad (1.14)$$

Аналогічно: ККД парогенератора

$$\eta_{\text{пг}} = Q_{\text{пг}} / Q_{\text{сум}} = \frac{D_{\text{пг}}(i_{\text{пе}} - i_{\text{жв}})}{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (1.15)$$

ККД системи паропроводів

$$\eta_{\text{тп}} = Q_{\text{т}} / Q_{\text{пг}} = \frac{D_0(z_0 - z'_e)}{D_{\text{іа}}(i_{\text{іе}} - i_{\text{іа}})} = \frac{(z_0 - z'_e)}{(i_{\text{іе}} - i_{\text{іа}})} \quad (1.16)$$

В формулах (1.13) ÷ (1.16):

$D_{\text{т}}$  - витрата пари через турбіну, кг/с;

$D_{\text{пг}}$  - парове навантаження котельного агрегату, кг/с; для спрощення можливо приймати, що  $D_{\text{т}} = D_{\text{пг}}$ , оскільки втрати пари на витоки в паропроводі котел - турбіна мінімальні (менші за 0,01%);

$i_0$  - ентальпія гострої пари (пари на вході в турбіну перед стопорним клапаном), кДж/кг;

$i_{\text{пе}}$  – ентальпія пари на виході з пароперегрівача котельного агрегату;  $i_{\text{пе}} \approx i_0$ , кДж/кг;

$i'_e$  - ентальпія конденсату на виході з конденсатора, кДж/кг;

$i_{\text{еа}}$  - ентальпія живильної води на вході у водяний економайзер котла, кДж/кг.

З урахуванням вищевказаних спрощень (1-14) – (1.16) визначається загальний ККД енергоблоку:

$$\eta_{\text{бл}} = \frac{W_{\text{г}}}{Q_{\text{сум.}}} = \frac{Q_{\text{пг}}}{Q_{\text{сум.}}} \cdot \frac{Q_{\text{ту}}}{Q_{\text{пг}}} \cdot \frac{W_{\text{г}}}{Q_{\text{ту}}} = \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{т}} \eta_{\text{ту}} \quad (1.17)$$

У (1.17) найменшою величиною є  $\eta_{\text{ту}}$  – ККД турбоустановки. Причиною цього є значні витрати теплоти за рахунок відведення її з конденсатора в навколишнє середовище охолоджувачем пари (охолоджуючою водою). На КЕС ці втрати складають приблизно 45–50%. (Площа 1-а-е-f-3-2-1 на рисунку 1.4-б). Решта втрат значно менша: втрати тепла в парогенераторі  $\Delta Q_{\text{пг}}$  складають 6÷12% ; втрати теплоти в паропроводі  $\Delta Q_{\text{тп}}$  менші за 0,1%, тому вважається, що ентальпія пари на виході з пароперегрівача  $i_{\text{пе}}$  дорівнює ентальпія пари на вході в турбіну  $i_0$ , тобто  $i_{\text{пе}} = i_0$ .

#### 1.4 Основні енергетичні показники ТЕЦ

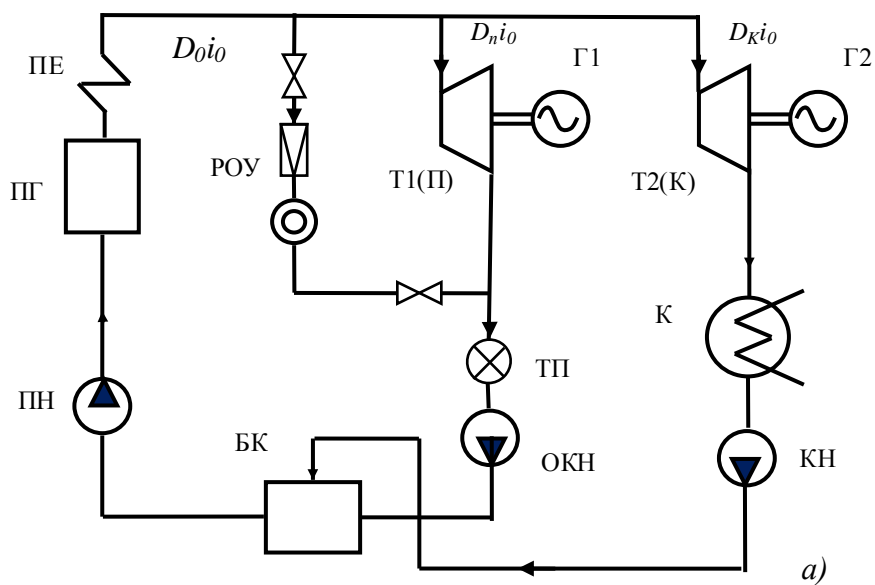
Для теплоелектроцентралей (ТЕЦ) характерним є одночасне ( сумісне) виробництво електроенергії і теплоти. (рис.1.5). При визначенні ККД ТЕЦ в чисельнику (1.17) необхідно також враховувати кількість теплоти, яка відпускається станцією на потреби теплофікації, а у разі промислової ТЕЦ (ПТЕЦ) – і на виробничі потреби:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{ТЕЦ}} = \frac{W_{\text{г}} + \Sigma Q_{\text{відп}}}{Q_{\text{сум.ст}}} = \frac{W_{\text{г}} + \Sigma Q_{\text{відп}}}{BQ_{\text{н}}^{\text{р}}} \quad (1.18\text{а})$$

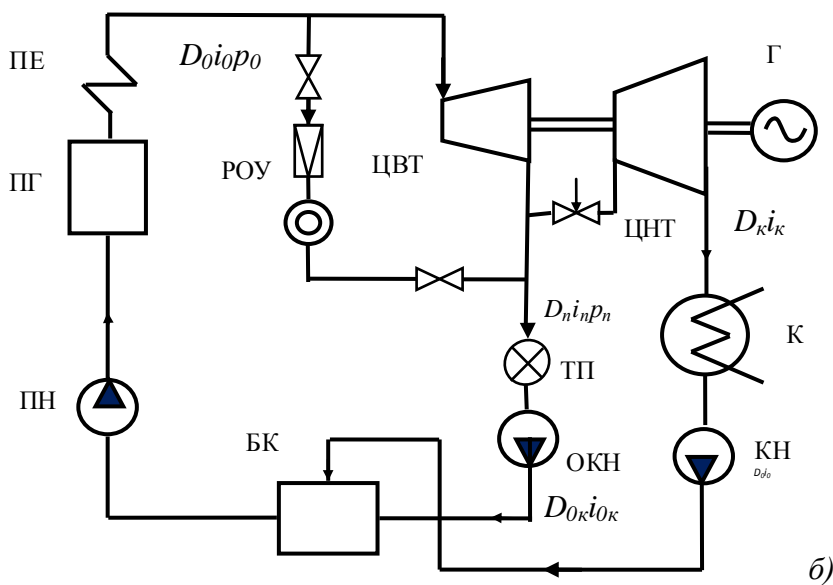
В цьому випадку величини в чисельнику повинні бути приведені до однакових одиниць вимірювання: кВт, якщо вимірювання проводиться в одиницях потужності; в ГДж (МДж), або кВт·год, якщо визначається вироблена енергія.

На ТЕЦ застосовуються турбіни двох основних видів:





$D_{n\sigma t n\sigma}$



$T\Pi$  – тепловий споживач,  $OKH$  – насос зворотного конденсату від теплового споживача,  $БК$  – бак конденсату,  $POY$  – редуційно-охолоджувальна установка,  $К$  – конденсатор.

Рисунок 1.5 - Спрощені схеми ТЕЦ:  $a$  – з турбіною з протитиском  $T(\Pi)$  і паралельною конденсаційною турбіною  $T(К)$ ;  $б$  – з відборами та конденсацією пари  $T(КО)$ .

- при повному використанні відпрацьованого тепла - це турбіни з протитиском;
- у разі переважної потреби в електричній енергії - турбіни з конденсацією і відборами пари для часткового її використання.

Турбіни з протитиском (або з протитиском і відборами пари) є теплофікаційними: відпрацьоване в них тепло повністю використовується. Турбіни з конденсацією і теплофікаційними відборами пари є турбінами змішаного типу. Використовуються також турбіни з конденсацією, в конденсатор яких вбудовується трубний пучок для нагрівання відпрацьованою в турбіні парою води, що постачається зовнішньому споживачеві. Такі турбіни також стають чисто теплофікаційними.

Рівняння енергетичного балансу турбоустановки з протитиском має вигляд:

$$W_{\Gamma} = W_{\text{те}} = D_{\Gamma} (i_0 - i_k) \eta_{\text{м}} \eta_{\Gamma} \quad (1.19)$$

де  $W_{\Gamma} = W_{\text{те}}$  - електрична потужність турбоустановки, кВт;

$D_{\Gamma}$  – витрата пари на зовнішнього споживача, кг/с;

$i_0$  - ентальпія пари перед турбіною, кДж/кг;

$i_k$  - ентальпія пари після її розширення в турбіні в дійсному процесі, кДж/кг.

Відпущення тепла зовнішньому споживачеві  $Q_{\Gamma}^{\text{о вн}}$ , кВт (кДж/с):

$$Q_{\Gamma}^{\text{о вн}} = Q_{\Gamma} \eta_{\Gamma} = D_{\Gamma} (i_{\Gamma} - i_{\text{ок}}^{\text{в}}) \eta_{\Gamma} \quad (1.20)$$

де  $Q_{\Gamma}$  - витрати тепла на зовнішнього споживача з урахуванням тепловтрат в теплообмінниках ТЕЦ:

$$Q_{\Gamma} = D_{\Gamma} (i_{\Gamma} - i_{\text{ок}}^{\text{в}}) ; \quad (1.21)$$

$\eta_{\Gamma}$  – ККД устаткування теплофікації ТЕЦ (теплообмінники, трубопроводи з арматурою, устаткування підготовки води для поповнення конденсату при його неповерненні та інше), який враховує втрати тепла у цьому устаткуванні. Для сучасних станцій  $\eta_{\Gamma} \approx 0,97-0,99$ ;

$i_T$  – ентальпія відпрацьованої пари, яка використовується для зовнішнього споживання, кДж/кг;

$i_{ок}^B$  – ентальпія зворотного конденсату, що повертається споживачем на ТЕЦ, кДж/кг.

Підставивши  $D_T$  з (1.20) в (1.19), отримаємо взаємозв'язок між електричною потужністю, яка виробляється, і відпуском теплоти споживачеві:

$$W_{\Gamma} = W_{те} = \frac{(i_0 - i_K) \cdot \eta_M \cdot \eta_T}{i_T - i_{ок}^B} \cdot Q_T = \frac{H_i}{q_T} \cdot \eta_M \cdot \eta_T \cdot Q_T \quad (1.19a)$$

де  $H_i = i_T - i_e$  - теплоперепад робочого тіла (пари) в дійсному процесі розширення пари в турбіні, кДж/кг;

$q_T = i_T - i_{ок}^B$  - кількість теплоти, кДж/кг, що віддається зовнішньому споживачеві, у розрахунку на 1кг маси пари, яка відпрацювала в турбіні ТЕЦ.

З (1.19a) витікає, що електрична потужність, яка видається турбіною, залежить від її теплового навантаження

Повна витрата тепла на турбоустановку з протитиском, якщо не враховувати неповернення пари і конденсату споживачем, відповідно до рівняння енергетичного балансу складе, кДж/с (кВт):

$$Q_{ту} = D_T (i_0 - i_{ок}^B) = D_T (i_0 - i_T) + D_T (i_T - i_{ок}^B) = W_i + Q_T, \quad (1.22)$$

де  $W_i = W_{\Gamma} + \Delta W_M + \Delta W_{\Gamma}$  - внутрішня потужність турбіни, кВт, (аналогічно формулі 1.7), що витрачається на вироблення електричної потужності і покриття втрат в турбіні і генераторі;

$Q_T$  - тепло, яке видається споживачеві теплового навантаження, кВт.

З порівняння (1.7) і (1.22) витікає, на ТЕЦ з турбінами з протитиском практично все підведене тепло використовується корисно, оскільки відсутній відбір тепла в конденсаторі.

Істотне значення як показник економічності роботи ТЕЦ має відносне виробництво електричної потужності на тепловому споживанні  $e^T$  (у безрозмірних одиницях):

$$e^T = W_{\text{те}} / Q_T = \frac{i_0 - i_{\text{к}}}{i_{\text{т}} - i_{\text{ок}}^{\text{в}}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} = \frac{H_i}{q_T} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \quad (1.23)$$

Показник  $e^T$  може бути виражене в кВт·год/ГДж, якщо береться до уваги енергетичний виробіток за одну годину:

$$e^T = \frac{10^3}{3,6} \cdot \frac{i_0 - i_{\text{к}}}{i_{\text{т}} - i_{\text{ок}}^{\text{в}}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} = \frac{H_i}{q_T} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{т}} \quad (1.23a)$$

Для сучасних ТЕЦ показник  $e^T$  знаходиться на рівні 60-185 кВт·год/ГДж, зростає з підвищенням початкових параметрів пари і пониженням кінцевого тиску і ентальпії пари в турбіні  $i_{\text{к}}$ .

## 1.5 Показники економічності роботи турбоагрегату

### 1.5.1 Загальні положення

Турбіну в зборі з електричним генератором називають турбоагрегатом. Економічність роботи безпосередньо турбоагрегату визначається низкою показників, які співвідносяться з ідеальною і дійсною потужністю турбіни.

Ідеальна потужність турбіни  $W_a$  – потужність, яку могла б розвинути турбіна при адіабатному процесі розширення в ній пари відповідно до ідеального циклу Ренкіна (ділянка  $a-a'-b-c-d-e$  на рис 1.4 - б). Потужність  $W_a$  могла б мати місце, якби в турбіні були відсутні сили тертя і опору, і вся різниця між теплом, підведеним в парогенераторі до робочого тіла, і теплом, відведеним від нього в конденсаторі, використовувалася б для виконання роботи, тобто:

$$W_a = Q_1 - Q_2 = D_0 (i_0 - i_{ks}) = D_0 H_a \quad (1.24)$$

де  $Q_1$  – тепло, підведене до робочого тіла в парогенераторі за 1с, кДж/с (або кВт);

$Q_2$  – тепло, віддане охолоджувачу в конденсаторі, кДж/с (кВт);

$i_{ks}$  - ентальпія пари на виході з турбіни в ідеальному (адіабатному) процесі його розширення;

$H_a$  – теплоперепад робочого тіла при адіабатному процесі. Величину  $H_a = i_0 - i_{ks}$  можна визначити з  $iS$  – діаграми.

Дійсною внутрішньою потужністю турбіни  $W_i$ , як було вказано в розділі 1.3, називають потужність, яку повинна розвинути турбіна для забезпечення необхідної потужності генератора і покриття втрат в турбоагрегаті - (1.6). Вона визначається дійсним теплоперепадом  $H_i$  в турбіні, при цьому

$$W_i = D_T (i_0 - i_k) = D_T H_i \quad (1.25)$$

де  $i_k$  - ентальпія пари на виході з турбіни після виконання реальної роботи розширення, кДж/кг, якій відповідає ділянка  $d-f$  на рисунку 1.4-б.

Відносними ККД турбоагрегату відповідно, вважаються показники, віднесені до його ідеальної потужності  $W_a$  (і відповідному теплоперепаду  $H_a$ ); абсолютними – до підведеної до турбоагрегату кількості теплоти  $Q_{ty}$ , а також віднесені до її дійсної внутрішньої потужності  $W_i$ .

Економічність роботи безпосередньо турбоагрегату визначають декілька видів ККД.

### 1.5.2 Абсолютний ККД ідеальної турбоустановки

Відношення теплоти, яка могла б бути перетворена на роботу в одиницю часу у середині турбіни при адіабатному процесі розширення в ній пари, до тепла  $Q_1$ , переданого робочому тілу в парогенераторі, називається абсолютним ККД ідеальної турбоустановки:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{(i_0 - i_{\text{æâ}}) - (i_{\text{ks}} - i'_{\text{ê}})}{(i_0 - i_{\text{æâ}})} = \frac{(i_0 - i_{\text{ks}}) - (i_{\text{æâ}} - i'_{\text{ê}})}{(i_0 - i'_{\text{ê}}) - (i_{\text{æâ}} - i'_{\text{ê}})} \quad (1.26)$$

де  $Q_2 = (i_{\text{ks}} - i'_{\text{ê}})$  - теплота, що відводиться в конденсаторі при ідеальному процесі;

$i_{\text{æâ}} - i'_{\text{ê}} = Q_a^{\text{жсн}}$  - адиабатна робота живильного насоса (відповідає ділянці  $a-a'$  на рис. 1.4-б) за відсутності регенеративного підігріву конденсату.

Оскільки частка роботи живильного насоса складає приблизно 3-4% від загальної роботи, що має місце в пароводяному циклі, її можна не враховувати. Тоді абсолютний термічний ККД ідеальної турбоустановки з (1.26) приймає вигляд:

$$\eta_t \approx \frac{W_a}{Q_1} = \frac{i_0 - i_{\text{ks}}}{i_0 - i'_{\text{ê}}} = \frac{H_a}{i_0 - i'_{\text{ê}}} \quad (1.26a)$$

де  $q_1 = i_0 - i'_{\text{ê}}$  - кількість теплоти, яка витрачається турбіною без урахування роботи живильного насоса, кДж/кг. Витрати енергії на роботу живильних насосів відносяться до споживання енергії на власні потреби станції.

Якщо розширення пари в турбіні закінчується в області вологої пари, то  $H_a$  можна визначити по формулі (рис. 1.4-б):

$$H_a = i_0 - i'_{\text{ê}} - T_{\text{к}}(S_0 - S'_{\text{ê}}) \quad (1.27)$$

де  $T_{\text{к}}$  - температура конденсації;

$S_0$  и  $S'_{\text{ê}}$  - відповідно ентропія гострої пари і ентропія конденсату.

Тоді, підставивши (1.27) в (1.26a), отримаємо ККД ідеального циклу при його завершенні в області вологої пари

$$\eta_t = \frac{i_0 - i'_{\text{ê}} - T_{\text{ê}}(S_0 - S'_{\text{ê}})}{i_0 - i'_{\text{ê}}} = 1 - \frac{T_{\text{ê}}(S_0 - S'_{\text{ê}})}{i_0 - i'_{\text{ê}}} \quad (1.26б)$$

### 1.5.3 Відносний внутрішній ККД турбоустановки

Внаслідок наявності внутрішнього тертя пари в турбіні об лопатки, корпус і інші частини в дійсному процесі розширення пари в турбіні ентальпія пари на виході з турбіни  $i_k$  більше в порівнянні з ідеальним адіабатним процесом. Ця зміна по відношенню до ідеального процесу враховується внутрішнім відносним ККД турбіни  $\eta_{oi}$ , який визначається як відношення дійсної внутрішньої потужності турбіни  $W_i$  до потужності  $W_a$  в ідеальному процесі.

$$\eta_{oi} = \frac{W_i}{W_a} = \frac{H_i}{H_a} = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - i_{ks}} \quad (1.28)$$

Для сучасних парових турбін  $\eta_{oi}$  знаходиться в межах 0,86-0,92, маючи різні значення в ступенях проточної частини турбіни від 0,8 до 0,96. Таким чином, відносний внутрішній ККД турбіни характеризує досконалість процесу розширення в ній пари і, відповідно, досконалість турбіни. Ця величина дається в паспортних даних на агрегат.

### 1.5.4 Абсолютний внутрішній ККД турбоустановки

Відношення тепла, перетвореного в дійсну роботу у середині турбіни, до тепла, переданого робочому тілу в парогенераторі, називається абсолютним внутрішнім ККД турбіни

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{\text{гв}}} = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - i_k'} = \frac{H_i}{i_0 - i_k'} \quad (1.29)$$

З урахуванням (1.28) і (1.26а), отримуємо зв'язок абсолютного внутрішнього ККД з ККД ідеальної паротурбінної установки і її внутрішнім відносним ККД:

$$\eta_i = \frac{H_i}{i_0 - i_k'} = \frac{H_a \cdot \eta_{0i}}{i_0 - i_k'} = \eta_t \cdot \eta_{0i} \quad (1.29a)$$

### 1.5.5 Механічний ККД турбіни

Потужність турбіни на муфті, що з'єднує вал турбіни і вал генератора, прийнято називати ефективною потужністю турбіни  $W_e$  – це потужність, яка необхідна для обертання ротора генератора, тобто забезпечення вироблення електричної потужності і компенсації втрат в генераторі  $\Delta W_\Gamma$ :

$$W_e = W_\Gamma + \Delta W_\Gamma \quad (1.30)$$

Згідно (1.2)

$$W_e = W_i - \Delta W_m$$

Відношення ефективною потужності турбіни  $W_e$  до дійсної внутрішньої потужності турбіни  $W_i$  називається механічним ККД турбіни:

$$\eta_{\text{MT}} = W_e / W_i \quad (1.31)$$

де  $\Delta W_m$  - механічні втрати в самій турбіні. Для сучасних турбін  $\eta_{\text{MT}} \approx 0,98 \dots 0,99$ .

### 1.5.6 Відносний ефективний ККД турбоустановки

Відношення ефективною потужності турбіни  $W_e$  до її ідеальною потужності  $W_a$  називається відносним ефективним ККД.

$$\eta_{oe} = \frac{W_e}{W_a} = \frac{W_e}{W_i} \cdot \frac{W_i}{W_a} = \eta_{\text{MT}} \cdot \eta_{oi} \quad (1.32)$$

### 1.5.7 Абсолютний ефективний ККД

Відношення ефективною потужності до тепла, підведеного до



турбоустановки і витраченого в ній, називається абсолютним ефективним ККД. Скориставшись (1.23), (1.23 а) і (1.25), отримаємо:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_{\text{ту}}} = \frac{W_i \cdot \eta_{\text{MT}}}{D_{\text{T}}(i_0 - i'_k)} = \frac{D_{\text{T}}(i_0 - i_k)}{D_{\text{T}}(i_0 - i'_k)} \cdot \eta_{\text{MT}} = \eta_i \cdot \eta_{\text{MT}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \eta_{\text{MT}} = \eta_t \cdot \eta_{oe} \quad (1.33)$$

### 1.5.8 ККД електричного генератора

Відношення електричної потужності, що видається в мережу з вихідних шин генератора, до ефективної потужності турбіни, яка знімається з муфти з'єднання валів турбіни і генератора, називається ККД електричного генератора, позначається  $\eta_{\text{ег}}$ . Коефіцієнт відображає наявність внутрішніх механічних та електричних втрат в електричному генераторі:

$$\eta_{\text{ег}} = \frac{W_{\Gamma}}{W_e} = \frac{W_e - \Delta W_{\Gamma}}{W_e} \quad (1.34)$$

Для сучасних машин  $\eta_{\text{ег}} \approx 0,98 - 0,99$ .

### 1.5.9 Відносний електричний ККД

Відношення електричної потужності агрегату до потужності ідеальної турбіни називається відносним електричним ККД  $\eta_{\text{ог}}$ :

$$\eta_{\text{ог}} = \frac{W_{\Gamma}}{W_a} = \frac{W_e}{W_a} \cdot \frac{W_{\Gamma}}{W_e} = \eta_{oe} \cdot \eta_{\text{ег}} = \frac{W_i}{W_a} \cdot \frac{W_e}{W_i} \cdot \frac{W_{\Gamma}}{W_e} = \eta_{oi} \eta_{\text{MT}} \eta_{\text{ег}} \quad (1.35)$$

### 1.5.10 Абсолютний електричний ККД турбоустановки

Відношення електричної потужності генератора до кількості теплоти, що підводиться до робочого тіла в парогенераторі в одиницю часу (1 с), називається абсолютним електричним ККД блоку турбіна-генератор  $\eta_{\text{егт}}$ .

Використавши (1.17) і виконавши перетворення, аналогічні (1.33) і (1.35), отримаємо:

$$\eta_{\text{еп}} = \frac{W_{\Gamma}}{Q_{\text{ту}}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_i \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{\text{аа}} = \eta_t \cdot \eta_{\text{от}} \quad (1.36)$$

Знаючи ККД турбоагрегату і його номінальні параметри (електричну потужність  $W_{\text{те}}$ , кВт, яка дорівнює електричній потужності генератора  $W_{\Gamma}$ , кВт, ентальпію пари на вході в турбіну  $i_0$  і ентальпію конденсату  $i'_k$ , кДж/кг) з рівняння теплового балансу можна визначити секундну потребу в парі для турбіни, кг/с:

$$W_{\text{те}} = D_{\delta} (i_0 - i'_e) \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_i \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{\text{аа}} \quad (1.37)$$

Звідки

$$D_{\Gamma} = \frac{W_{\text{оа}}}{(i_0 - i'_e) \eta_t \eta_i \eta_{\delta} \eta_{\text{аа}}} = \frac{W_{\text{оа}}}{(i_0 - i'_e) \eta_i \eta_{\delta} \eta_{\text{аа}}} = \frac{W_{\text{оа}}}{H_i \eta_i \eta_{\delta} \eta_{\text{аа}}} \quad (1.38)$$

Кількість тепла, що підведена в циклі до 1 кг маси пари, визначається інтегралом, узятим в межах зміни ентропії від  $S_1 = S'_k$  до  $S_2 = S_0$  (рис. 1.4-б):

$$q_1 = \int_{S_1}^{S_2} T dS = T_e (S_2 - S_1) \quad (1.39)$$

де  $T_e$  – еквівалентна температура циклу, може визначатися з умови рівності ККД циклу Ренкіна і циклу Карно:

$$\eta_t = \eta_{\hat{e}} = 1 - \frac{T_k}{T_e}, \quad \text{звідки} \quad T_e = \frac{T_k}{1 - \eta_t} \quad (1.40)$$

$T_e$  є тією середньою температурою підвода тепла, при якій економічність циклу Ренкіна дорівнює економічності циклу Карно.

Зведена класифікація ККД і потужностей, розглянутих в першому розділі, представлені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Співвідношення ККД і потужностей турбоагрегату

№	Найменування ККД	Відносний ККД	Абсолютний ККД	Потужність
1	Ідеальної турбіни	1	$\eta_t = H_a / (i_0 - i'_k)$	$W_a = D_T \cdot H_a$
2	Внутрішній	$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_a}$	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$W_i = W_a \eta_{oi} = D_T \cdot H_i$
3	Ефективний	$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_{MT}$	$\eta_e = \eta_t \eta_{oe}$	$W_e = W_a \eta_{oe}$
4	Електричний	$\eta_{oГ} = \eta_{oi} \eta_{MT} \eta_{eГ}$	$\eta_{eГ} = \eta_t \eta_{oГ}$	$W_{Г} = W_a \eta_{oГ}$
5	Механічний турбіни		$\eta_{MT} = W_e / W_i$	
6	Електромеханічний генератора		$\eta_{eГ} = W_{Г} / W_e$	

### 1.5 Приклад розрахунку показників турбоагрегату

На станції встановлено  $n$  агрегатів, що працюють в конденсаційному режимі по блоковій схемі «котел – турбіна – генератор». Параметри пари на вході в турбіну –  $p_0, t_0$ . Тиск пари на вході в конденсатор –  $p_k$ , температура пари на вході в конденсатор відповідає температурі насичення при тиску  $p_k$ . Турбіна працює без відборів пари для регенеративного підігріву конденсату.

Внутрішній відносний ККД турбоагрегата  $\eta_{oi}$ .

Річний коефіцієнт використання встановленої потужності  $k_g$ .

Робота, що виконується живильним насосом, входить в об'єм споживання на власні потреби.

Визначити:

- ККД бруто і ККД нетто станції з урахуванням річного вироблення електроенергії і її відпущення споживачам з шин станції;
- витрати палива на виробництво 1 кВт·год електроенергії і годинну витрату пари, вважаючи, що станція працює без регенеративного підігріву конденсату;
- абсолютні внутрішній, електричний і ефективний ККД турбоустановки станції;
- відносний електричний і відносний ефективний ККД;
- кількість умовного палива, що витрачається на вироблення 1 кВт·год електричної енергії при питомій теплоті згорання  $Q_H^p$  палива, що використовується на станції;
- річну витрату натурального палива в тоннах умовного палива (т.у.п.)
- річне вироблення електричної енергії;
- зміну ентропії робочого тіла при підведенні тепла і виконанні роботи

(використати (1.39), (1.40) ).

Пояснення

По заданих втратах потужності і теплоти розрахувати ККД елементів теплової схеми. За формулою (1.38) визначити витрати пари для турбіни. З урахуванням втрат в ущільненнях і паропроводі визначити кількість пари, що має видавати парогенератор.

По параметрах гострої пари  $p_0$ ,  $t_0$  і її кількості визначити кількість теплоти, що необхідно одержати від палива з урахуванням втрат котельного агрегату, а також потрібну кількість палива в тоннах умовного палива (т.у.п.). 1кг умовного палива має теплоту згорання  $Q_n^p = 29300$  кДж/кг. Перерахувати в т у.п. за формулою

$$B_{\text{у.п.}} = \frac{B_{\text{нат}} Q_{\text{н.нат}}^p}{Q_{\text{н.у.п.}}^p \cdot 10^3}, \text{ Т}$$

$B_{\text{нат}}$  - витрати палива з заданою  $Q_n^p$ , кг.

Визначити кількість виробленої за рік енергії з урахуванням  $k_v$  і відпущеної споживачам з шин станції  $E_{\text{відп.}}^p$  (1.8) і ККД станції:

$$E_{\text{вир}}^p = k_v W_{\Gamma} n T_p,$$

де  $T_p = 8760$  год. – річна кількість годин,  $n$  - кількість блоків на станції.

Таблиця 1.2 - Вихідні дані

№ пп	Назва параметра	Позначення параметра	Числове значення	
1	Потужність турбіни (генератора), МВт	$W_{\Gamma}$	100	
2	Гостра пара, тиск, МПа	$p_0$	13	
3	Гостра пара, температура, °С	$t_0$	535	
4	Тиск на виході з турбіни, кПа	$p_{\kappa}$	2,6	
5	Кількість блоків на станції	$n$	4	
6	Внутрішній відносний ККД	$\eta_{0i\Box}$	0,88	
7	Втрати:	теплоти в парогенераторі %	$\Delta Q_{\text{пг}}$	8,9
		те ж в паропроводі %	$\Delta Q_{\text{тр}}$	0,01
		механічні в турбіні %	$\Delta W_{\text{мт}}$	1,05
		механічні і електричні в генераторі %	$\Delta W_{\Gamma}$	0,98
		пара в ущільненнях, в долях $D_{\text{т}}$	$\alpha_{\text{у}}$	0,0028
		на власні потреби блоку, %	$\Delta W_{\text{сн}}$	8,2

Продовження таблиці 1.2

8	Річний коефіцієнт використання встановленої потужності	$k_B$	0,82
9	Теплота згорання палива, кДж/кг К	$Q_H^p$	21300

По таблиці III [18] визначаємо параметри пари на вході в турбіну, по таблиці II [18] - на вході в конденсатор, а також параметри конденсату. Для отримання визначених параметрів доцільно також використовувати діаграмами властивостей води і водяної пари в залежності від їхнього стану [18, 2] .

Отримані значення параметрів подані в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Параметри пари і води пароводяного циклу

Ентальпія гострої пари, кДж/кг	$i_0$	3430,2
Ентальпія живильної води, кДж/кг	$i_{жв}$	763,1
Ентальпія відпрацьованої пари в реальному процесі, кДж/кг	$i_k$	2540,9
Ентальпія конденсату на виході з конденсатора, кДж/кг	$i_k'$	91,12
Температура конденсації при заданому тиску в конденсаторі, °С	$t_k$	21,735
Ентальпія відпрацьованої пари в ідеальному процесі з (1.28), кДж/кг	$i_{кs}$	2419,632

Примітка. Ентальпія гострої пари знайдена з таблиці III [1] методом інтерполяції. Можна скористатися діаграмами властивостей води і водяної пари.

1. Внутрішня корисна потужність турбіни

$$W_i = W_r + \Delta W_{мг} + \Delta W_r = 100 + 100[(1,05 + 0,98)/100] = 102,03 \text{ МВт}$$

2. Ефективна потужність на валу турбіни

$$W_e = W_r + \Delta W_r = W_r[1 + (0,98 \cdot 10^{-2})] = 100,98 \text{ МВт}$$

3. Визначення кількості теплоти, споживаної турбіною. Відповідно до (1.7)

$$Q_{ту} = W_i + Q_k$$

де  $Q_k$  - кількість теплоти, що віддається в конденсаторі охолоджуючій воді, кВт.

4. Визначення кількості теплоти, що віддається в конденсаторі

1)  $Q_k$  визначається з рівняння теплового балансу з умови, що процес конденсації проходить при постійному тиску і температурі насичення при

даному тиску, тобто кількість тепла, що відводиться, еквівалентна теплоті паротворення при даному тиску і температурі насичення і масі конденсату, тобто

$$Q_k = q_k \cdot D_k, \quad (1.41)$$

де:  $q_k$  - кількість теплоти, що віддається в конденсаторі 1 кг пари, кДж/кг;  
 $D_k$  – кількість пари, що проходить через конденсатор в одиницю часу (кг/с).

$$q_k = (i_k - i_k') \cdot \alpha_k$$

де  $\alpha_k$  – частка пари, що проходить через конденсатор. По умові завдання турбіна працює без відборів пари на регенерацію і теплофікацію (конденсатний режим), тобто  $\alpha_k = 1$ . Тоді  $D_k = D_0$ .

$$q_k = (2540,9 - 91,12) \cdot 1 = 2449,78 \text{ кДж/кг}$$

2) Кількість пари, що споживається турбіною в конденсаційному режимі за відсутністю відборів, визначається по (1.38):

$$D_0 = \frac{W_{\text{те}}}{(i_0 - i_k) \eta_{\text{мт}} \eta_{\text{г}}} = \frac{W_{\text{г}}}{(i_0 - i_k) \eta_{\text{мт}} \eta_{\text{г}}} = \frac{W_i}{(i_0 - i_k)}$$

$$D_0 = \frac{102,03 \cdot 10^3}{3430,2 - 2540,9} = 114,7307 \text{ кг/с} = 413,03 \text{ т/год.}$$

Підставивши в (1.41), отримаємо кількість теплоти, що віддається в конденсаторі за 1 с.:

$$Q_k = 2449,78 \cdot 114,7307 = 281064,9425 \text{ кДж/с} = 281,065 \text{ МДж/с}$$

Відповідно до (1.7) кількість теплоти, яка споживається турбіною:

$$Q_{\text{т}} = 281,065 + 102,03 = 383,095 \text{ МДж/с}$$

5. Витрата пари в турбіні з врахуванням втрат пари в ущільненнях турбіни:

$$D_T = D_0(1+0,0028) = 115,05193 \text{ кг/с} \text{ або } 414,1869587 \text{ т/год.}$$

6. Теплова потужність, що видається парогенератором з урахуванням теплових втрат в паропроводі:

$$Q_{\text{пг}} = i_0 \cdot D_T + \Delta Q_{\text{тр}} = i_0 \cdot D_T(1+0,01/100) = 394690,6056 \text{ кДж/с} = 394,69 \text{ МДж/с}$$

7. Сумарна кількість теплоти, споживана парогенератором за 1 секунду при спалюванні палива:

$$Q_{\text{сум}} = Q_{\text{пг}} + \square Q_{\text{пг}} = 394,69 (1+0,089) = 429,81741 \text{ МДж/с}$$

8. Маса палива, потрібного для одержання такої кількості теплоти:

$$B = Q_{\text{сум}} / Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 429,81741 \cdot 10^3 / 21300 = 20,179221 \text{ кг/с} .$$

9. ККД блока:

9.1 ККД – брутто 
$$\eta_{\text{бл}}^{\text{брутто}} = \frac{W_{\text{г}}}{Q_{\text{сум}}} = \frac{100}{429,8174} = 0,233$$

9.2 ККД – нетто 
$$\eta_{\text{бл}}^{\text{нетто}} = \frac{W_{\text{а}} - W_{\text{сг}}}{Q_{\text{пг}}} = \frac{100(1-0,082)}{429,8174} = 0,2136$$

10 Річне вироблення електроенергії станцією, кВт·год:

$$E_{\text{вир}}^{\text{п}} = W_{\text{г}} k_{\text{в}} n T_{\text{р}} = 100 \cdot 0,82 \cdot 4 \cdot 8760 = 2\,873\,280\,000$$

11 Річний відпуск електроенергії з шин станції, кВт·год:

$$E_{\text{вир}}^{\text{д}} = A_{\text{вир}}^{\text{д}} - \Delta W_{\text{пг}} = 2\,873\,280\,000 \cdot (1-0,082) = 2\,637\,671\,040$$

12 Річне споживання теплоти, що отримується при спалюванні палива, ГДж:

$$Q_{\text{сум}}^{\text{п}} = Q_{\text{сум}} \cdot T_{\text{р}} \cdot k_{\text{и}} \cdot 10^{-3} = 429,82 \cdot 8760 \cdot 3600 \cdot 0,82 \cdot 10^{-3} = 44\,459\,487,64$$

13 Річна витрата палива при заданій теплоті згорання:

$$B_{\text{сг}}^{\text{п}} = \frac{Q_{\text{сум}}^{\text{п}}}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}} = \frac{44\,459\,487,64 \cdot 10^3}{21,3} = 2\,087\,299\,889 \text{ кг} \approx 2\,087,3 \text{ тис.т}$$

14 Річна витрата умовного палива, т:

$$B_{\text{ст.у.п.}}^{\text{p}} = \frac{B_{\text{нат}} Q_{\text{н.нат}}^{\text{p}}}{Q_{\text{н.у.п.}}^{\text{p}} \cdot 10^3} = \frac{2\,087\,299\,889 \cdot 23100}{29300 \cdot 10^3} = 1\,517\,389$$

15 Витрати умовного палива на виробіток 1 кВт·год електричної енергії, відпущеної з шин станції:

$$b = B_{\text{ст.у.п.}}^{\text{p}} / E_{\text{відп.}}^{\text{p}} = 1517389 \cdot 10^6 / 2814377760 = 528,103 \text{ г/кВт·год.}$$

16 Абсолютний внутрішній ККД відповідно до (1.29):

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_{\text{ту}}} = \frac{i_0 - i_{\text{к}}}{i_0 - i_{\text{к}}} = 102,03 / 383,095 = 0,26633$$

17 Термічний ККД ідеальною турбоустановки:

$$\eta_t = \frac{H_a}{Q_{\text{ту}}} = \frac{i_0 - i_{\text{кС}}}{i_0 - i_{\text{к}}} = \frac{3430,2 - 2419,632}{3430,2 - 91,12} = 0,30265$$

Перевірка: відповідно до таблиці 1.1 і (1.29а)

$$\eta_i = \eta_t \eta_{oi} = 0,30265 \cdot 0,88 = 0,26633$$

18 Відносний ефективний ККД відповідно до (1.32)

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_{\text{MT}} = \eta_{oi} \cdot \frac{W_e}{W_i}; \quad \eta_{oe} = 0,88 \cdot \frac{100,98}{102,03} = 0,9897$$

Аналогічно по (1.32) – (1.36) і таблиці 1.1 визначаються інші коефіцієнти.

Питання до розділу

1. Які енергетичні показники характеризують роботу паротурбінної установки?
2. Як зміниться ККД станції при спільному виробництві теплової і електричної енергії?
3. Як зв'язані електрична потужність генератора і витрата пари через турбіну?
4. Як визначається коефіцієнт використання встановленої потужності?
5. У чому різниця між КЕС і ТЕЦ?
6. Яким вимогам повинні відповідати паропроводи ТЕС?
7. Чим обумовлені втрати теплоти на ТЕС? Як можна їм запобігти або скоротити?
8. Що характеризує внутрішній відносний ККД турбіни?
9. Як зв'язані коефіцієнт використання встановленої потужності станції і добові графіки навантажень?
10. Витрати умовного палива на 1 кВт г



## 2 ПРОМІЖНИЙ ПЕРЕГРІВ ПАРИ І РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ПІДГРІВ КОНДЕНСАТУ

### 2.1 Проміжний перегрів пари

#### 2.1.1 Проміжний перегрів пари на конденсаційних електростанціях

Для підвищення ККД станції і обмеження кінцевої вологості пари в останніх ступенях турбіни на ТЕС застосовується проміжний перегрів пари. Підвищена вологість пари на виході з турбіни сприяє посиленню корозії лопаток і, відповідно, зниженню надійності і зменшенню терміну експлуатації турбіни [3-5].

Використання проміжного перегріву дозволяє підвищити не лише надійність турбіни, але й збільшити її ККД. На проміжний перегрів спрямовується пара, яка відпрацювала в перших ступенях турбіни, – в циліндрі високого тиску (ЦВТ). На ТЕС додаткове підведення тепла здійснюється в котлі, для чого в ньому встановлюються додаткові поверхні нагріву. Для підведення пари до котла на перегрів і повернення його в турбіну споруджуються спеціально призначені для цього паропроводи. Схема простого одноступінчатого перегріву пари представлена на рисунку 2.1, на рисунку 2.2 представлена TS - діаграма такого циклу.

Відповідно до (1.26) ККД циклу Ренкіна

$$\eta_t = \frac{W_{\dot{e}}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_{\dot{e}}}{Q_1},$$

де  $W_{\dot{e}}$  - корисна робота;

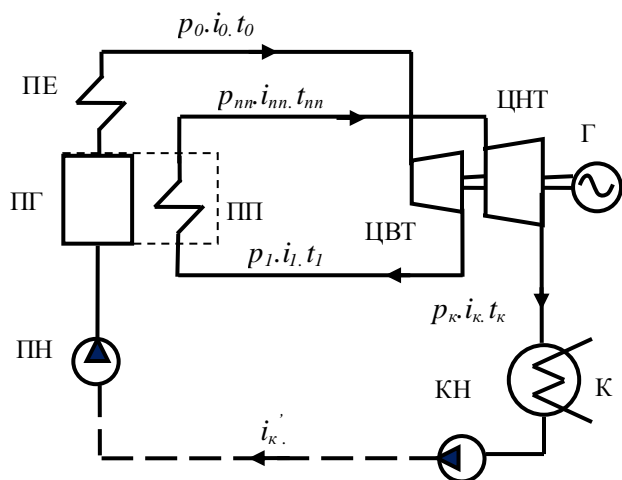
$Q_k$  – тепло, що відводиться в конденсаторі за відсутності регенерації.

$$Q_k = D_T \cdot (i_k - i_k').$$

Виразивши різницю ентальпій через різницю ентропій на початку та кінці циклу (рис.2.2), а кількість підведеного тепла  $Q_1$  через різницю ентальпій гострої пари і конденсату  $Q_1 = D_T \cdot (i_0 - i_k')$ , отримаємо наступний вираз для ККД циклу Ренкіна:

$$\eta_{t \text{ Рен}} = 1 - \frac{\dot{Q}_e \cdot (S_0 - S_k)}{(i_0 - i'_k)}, \quad (2.1)$$

З (2.1) витікає, що на ККД істотно впливають початкові і кінцеві параметри пари: чим вище  $S_0$  і  $i_0$  і чим нижче  $T_k$  і  $i'_k$ , тим вище ККД циклу. Залежність ККД циклу Ренкіна від початкових параметрів пари представлена на рисунку 2.4.



ПН – живильний насос, ПГ – парогенератор, ПЕ – перегрівач; ПП – проміжний пароперегрівач, ЦВТ – циліндр високого тиску турбіни; ЦНТ – циліндр низького тиску, К – конденсатор, КН – конденсатний насос.

Рисунок 2.1 - Схема теплоенергетичної установки з проміжним перегрівом пари.

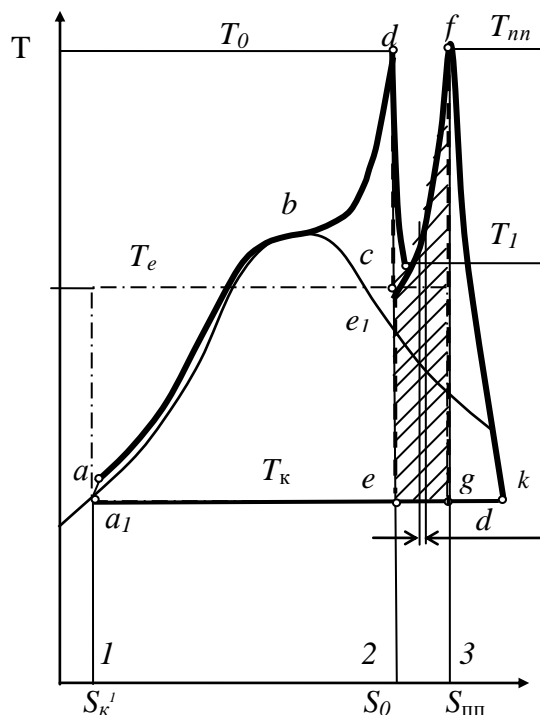


Рисунок 2.2 - Тепловий цикл блокової установки, працюючої на надкритичних параметрах пари, з проміжним його перегрівом.

Для циклу з проміжним перегрівом пари корисна робота виконується як за рахунок первинний підведеної до робочого тіла теплоти, так і за рахунок тепла, отриманого при проміжному перегріві. Якщо вважати, що при промперегріві пар нагрівається до температури  $t_{пп}$ , маючи при цьому ентальпію  $i_{пп}$ , то термічний ККД циклу можна записати в наступному вигляді:

$$\eta_{t \text{ пп}} = \frac{\sum W_a}{Q_{\text{подв}}} = \frac{W_{a0} + W_{a\text{пп}}}{Q_0 + Q_{\text{пп}}} = \frac{D_T [(i_0 - i_{T1}) + (i_{\text{пп}} - i_{k_s})]}{D_T [(i_0 - i_{T1}) + (i_{\text{пп}} - i'_k)]} = \frac{(i_0 - i_{T1}) + (i_{\text{пп}} - i_{k_s})}{(i_0 - i_{T1}) + (i_{\text{пп}} - i'_k)} \quad (2.2)$$

де  $W_{a0}$  і  $Q_0$  – уявна потужність турбоустановки і підведене тепло за відсутності промперегріву;

$W_{aпп}$  і  $Q_{пп}$  – потужність ідеальної турбоустановки, що отримується додатково за рахунок проміжного перегріву, і тепло, що підводиться при промперегріві пари.

З  $iS$ -діаграми (рис. 2.3) видно, що процес розширення пари закінчується в області його вищої сухості (крива  $f-k$ ), ніж в простому циклі. Оптимальна температура початку перегріву  $T_1$  визначається з умови досягнення максимального значення ККД циклу з промперегрівом при заданій температурі конденсації  $T_k$ :

$$\eta_{\text{макс}}^{\text{пп}} = 1 - T_k / T_1 \quad ,$$

звідки 
$$T_{\text{опт}} = \frac{T_k}{1 - \eta_t^{\text{пп}}} \quad , \text{ К} \quad (2.3)$$

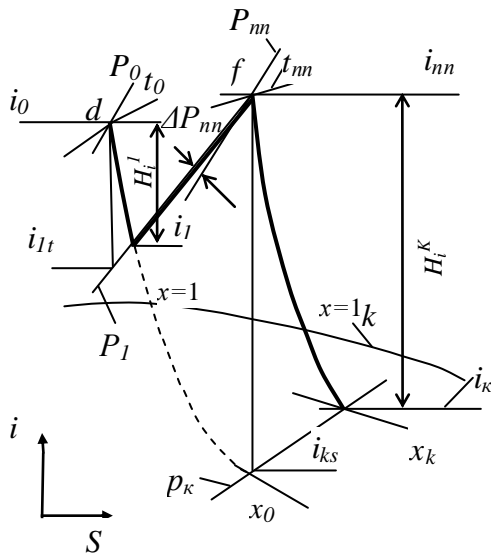


Рисунок 2.3 – Процес розширення пари для турбіни з проміжним перегрівом пари в  $iS$  - діаграмі

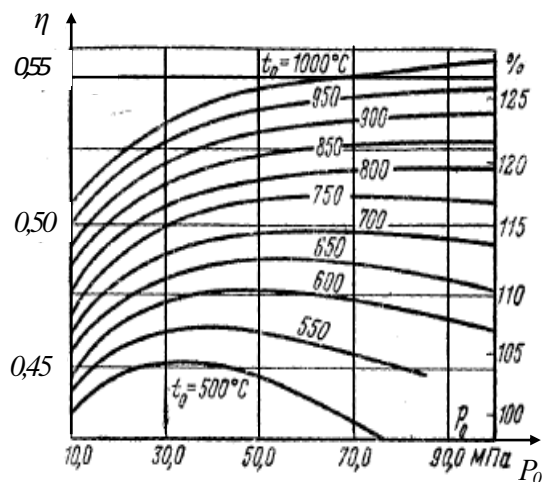


Рисунок 2.4 – Залежність ККД ідеального циклу від початкових параметрів пари.

З (2.3) і рисунка 2.2 витікає, що оптимальна температура пари, яка надходить на промперегрів, має дорівнювати еквівалентній температурі гарячого джерела в циклі Карно, який еквівалентний циклу з проміжним перегрівом, якщо  $T_{\text{хол}} = T_k$

(температура холодного джерела циклу Карно дорівнює температурі конденсації).

Кінцева температура конденсації  $T_k$  на потужних ТЕС змінюється, як правило, в межах 295 - 310 К (22-37 °С); величина початкової температури всього циклу визначається стійкістю металу труб при початкових параметрах пари (тиску  $p_0$  і температурі  $t_0$ ). Зазвичай початкова температура змінюється в межах 530-560 °С. Температура проміжного перегріву може бути вище за початкову температуру процесу, оскільки перегрів відбувається при тиску  $p_1$ , нижчому, ніж початкове значення  $p_0$  (рис.2.3). При оптимальній температурі початку перегріву отримуємо ККД циклу з проміжним перегрівом приблизно на 4% вище ККД циклу Ренкіна, тобто

$$\eta_t^{\text{III}} = 1,04\eta_{\text{Рен}} \quad (2.4)$$

Визначення  $T_{1\text{опт}}$  виконується в наступній послідовності: з рисунку 2.4 визначається  $\eta_{\text{Рен}}$  при заданих початкових параметрах  $p_0$  і  $t_0$ ; знайдений  $\eta_{\text{Рен}}$  підставляється в (2.3) і знаходиться  $\eta_t^{\text{III}}$ ; далі по (2.2) визначається оптимальна температура початку перегріву  $T_{1\text{опт}}$ .

Застосування проміжного перегріву ефективно на установках з надкритичними параметрами пари. На потужних енергоблоках 500-800 МВт застосовується двохступеневий проміжний перегрів, при якому на першому ступені перегрівається пара, яка відпрацювала в ЦВТ, і направляється з проміжного перегрівача парогенератора в ЦСТ; на другому ступені – перегрівається пара, відпрацьована в ЦСТ, яка направляється після перегріву в ЦНТ. [3, 4]. Більшу кількість ступенів робити не економічно, оскільки дуже великі витрати на паропроводи і втрати в них.

Оптимальний тиск при проміжному перегріві до заданої температури рекомендується приймати в межах  $p_1^{\text{III}} = (0,15 - 0,20)p_0$ , при двохступеновому перегріві -  $p_1^{\text{III}} = (0,25 - 0,30)p_0$ ;  $p_2^{\text{III}} = (0,06 - 0,09)p_0$ .

Підвищення початкового тиску дозволяє при даній температурі отримати

покращені показники теплової економічності, а також збільшити потужність устаткування в даних його розмірах. Щільність пари, що збільшується при підвищенні  $p_0$ , дозволяє збільшити її масову витрату  $i$ , відповідно, потужність, яка пропорційна витраті пари, (1.21).

При використанні проміжного перегріву важливим є забезпечення постійної температури проміжного перегріву у великому діапазоні навантажень блоку. Для регулювання температури пари після проміжного перегріву використовують наступні методи:

- газові методи – використовуються регулювальні шибери та розщеплювання конвективної шахти; димососи рециркуляції;
- паропарові теплообмінники у поєднанні з байпасуванням;
- газопарові теплообмінники.

Зниження температури проміжного перегріву веде до зниження ККД блоку і підвищенню кінцевої вологості пари.

### 2.1.2 Проміжний перегрів пари на ТЕЦ

При докритичних параметрах пари (наприклад, тиску гострої пари 13МПа) проміжний перегрів на ТЕЦ з блоками потужністю до 150 МВт практично не використовується, оскільки основний потік пари з теплофікаційної турбіни відбирається для зовнішнього споживача, тому зменшення кінцевої вологості пари не настільки актуально. Економія тепла і палива при використанні на ТЕЦ проміжного перегріву може скласти 3-4% при опалювальному навантаженні, тобто істотно нижче, ніж на КЕС. Крім того при використанні проміжного перегріву на ТЕЦ як промислового, так і теплофікаційного призначення, необхідне підвищення тиску проміжного перегріву  $P_{\text{пр}}$  в порівнянні з КЕС з огляду на те, що тиск пари для зовнішніх теплових споживачів ( $P_{\text{T}} = 0,1 \dots 1,5$  МПа) суттєво вище за тиск пари на виході конденсаційних турбін. Виконання проміжного перегріву лише конденсаційного потоку пари неефективно.

Вживання проміжного перегріву на ТЕС з централізованою схемою

паропроводів, характерною для промислових ТЕЦ, зажадало б спорудження трьох систем паропроводів: свіжої пари, «гарячої» і «холодної» ліній проміжного перегріву. В той же час наявність поперечних зв'язків по проміжному перегріву зробила б турбіни некерованими, оскільки пара після ЦВТ практично рівномірно розподілятиметься між ЦСТ, а не прямуватиме в котел на перегрів. Отже, необхідно відмовитися від поперечних зв'язків по проміжному перегріву. В цьому випадку доцільно взагалі відмовитися від централізованої системи паропроводів свіжої пари (поперечних зв'язків по парі), що приводить до використання блокових схем «парогенератор – турбіна – генератор», при яких на станціях кожен блок працює відособлено від інших блоків.

На опалювальних ТЕЦ великих міст з теплофікаційними блоками потужністю понад 180 МВт, що працюють на надкритичних параметрах пари, використання проміжного перегріву доцільне, оскільки для таких блоків зниження кінцевої вологості пари відіграє істотну роль.

## 2.2 Регенеративний підігрів конденсату

### 2.2.1 Схеми регенеративного підігріву і типи підігрівачів

Регенеративний підігрів конденсату на ТЕС використовується для зменшення втрат тепла в навколишнє середовище, які мають місце при відведенні теплоти з конденсатора охолоджуючою водою. Конденсат після конденсатора нагрівається в регенеративних підігрівачах відпрацьованою в турбіні парою з відборів турбіни. Відбори, тиск в яких не підтримується постійним, називаються нерегульованими. Більшість відборів, з яких пара спрямовується на регенеративний підігрів конденсату, є нерегульованими. Кількість відборів залежить від потужності турбіни і може змінюватися від 2-3 до 8-9, більша кількість не є ефективною.

Основна частка пари, що працює в турбіні, проходить через конденсатор. Кількість відібраної пари складає незначну частку від пари, що витрачається на

турбіну. Використання відпрацьованої пари дозволяє знизити втрати тепла, оскільки воно повертається в парогенератор з підігрітим конденсатом, тобто регенерується. При цьому знижується втрата тепла в конденсаторі (вихід тепла в навколишнє середовище), зменшується витрата палива на утворення пари в парогенераторі, підвищується ККД циклу паротурбінної установки і електростанції в цілому. В той же час зростає витрата пари на одиницю виробленої електроенергії.

Електростанції, що виробляють енергію з використанням регенеративного підігріву, працюють на основі так званого регенеративного циклу, а регенеративний підігрів живильної води представляє одну з основних можливостей економії теплоти і палива на теплових електростанціях.

За відсутності проміжного перегріву пари питома витрата тепла  $q_0$  на турбоустановку з регенеративним підігрівом визначається різницею ентальпій свіжої пари  $i_0$  (на вході в турбіну перед стопорним клапаном) і живильної води  $i_{жв}$  (на вході в парогенератор), кДж/кг

$$q_0 = i_0 - i_{жв} ,$$

Питома витрата теплоти  $q_k$  пари, що проходить через конденсатор, визначається часткою  $\alpha_k$  (у відносних одиницях) цієї пари від загальної кількості пари, що надходить в турбіну.

$$\alpha_k = D_k / D_T \tag{2.5}$$

де  $D_k$  – пара, що проходить через конденсатор, кг/с.

$D_T$  – загальна кількість пари, що надходить в турбіну з парогенератора, кг/с.

Частка витрати пари на підігрівач з номером  $j$  при загальній кількості підігрівачів  $r$  визначається відношенням кількості теплоти  $\Delta q_{j\text{вб}}$ , отриманої в підігрівачі живильною водою, до кількості теплоти  $\Delta q_{j\text{вб}}$ , відданої гріючою парою з відбору турбіни на нагрівання живильної води у підігрівачі:

$$\alpha_j = D_j / D_T = \frac{\Delta q_{j\text{жв}}}{\Delta q_{j\text{вб}}} = \frac{i_{j\text{нвих}} - i_{j\text{нвх}}}{i_{j\text{вб}} - i_{j\text{нвих}}} \tag{2.6}$$

де  $i_{j\text{нвих}}$  и  $i_{j\text{нвх}}$  – відповідно ентальпія живильної води на виході з підігрівача і

вході до нього, кДж/кг;

$i_{jвб}$  – ентальпія пари з відповідного відбору турбіни, кДж/кг.

Схема регенеративного підігріву є ланцюжком послідовно включених підігрівачів. Використовуються регенеративні підігрівачі змішуючого і поверхневого типів.

За типом використовуваних підігрівачів розрізняють схеми:

- із змішуючими підігрівачами
- з поверхневими підігрівачами;
- з комбінацією підігрівачів обох типів.

Підігрівачі входять в комплект постачання турбіни.

При виборі оптимальної температури живильної води повинні враховуватися техніко-економічні чинники і умови експлуатації парогенераторів і турбоустановок, а саме:

вартість палива,

капітальні витрати на систему регенеративного підігріву,

зміна умов роботи водяного економайзера,

капітальні витрати в хвостові поверхні нагріву парогенератора для забезпечення із зростанням температури живильної води  $t_{жв}$  підтримки на необхідному рівні температури відхідних газів  $t_{yг}$  і її стабільності.

Економічно найвигідніша температура живильної води залежить також від вартості металу трубопроводів, палива, початкових параметрів пари, потужності агрегату і інших чинників.

За наявності проміжного перегріву пари витрата теплоти на турбоустановку  $Q_{ту}$  залежить від температури живильної води і частки пари, що відбирається на проміжний перегрів:

$$Q_{ту} = D_0(i_0 - i_{не} + \alpha_{nn} q_{nn}),$$

де  $\alpha_{nn}$  - частка пари, що спрямовується на проміжний перегрів

$i_{не}$  – ентальпія живильної води,  $q_{nn}$  – тепло, що витрачається на проміжний перегрів.

Таким чином, використання регенеративного підігріву живильної води



впливає не тільки на ККД турбоустановки  $\eta_{\text{ту}}$ , але і на ККД парогенератора  $\eta_{\text{пр}}$ . Тому при проектуванні одночасно визначають оптимальні температури живильної води та відхідних газів.

### 2.2.2 Схеми регенеративного підігріву з підігрівачами змішуючого (контактного) типу

На рисунку 2.5 представлена схема регенеративного підігріву живильної води з використанням підігрівачів змішуючого типу. У змішуючому підігрівачеві (інша назва – контактний підігрівач) вода безпосередньо стикається з парою. Пара, що надходить з відборів турбіни, конденсується при температурі насичення  $t_{jn}$ , що відповідає тиску в  $j$ -му підігрівачі. З конденсатора конденсат з тиском  $p_k$  і температурою  $t_k$  надходить в підігрівач П1, де нагрівається до температури  $t_{1н}$ ; у підігрівачі П2 - з  $t_{1н}$  до  $t_{2н}$  і так далі.

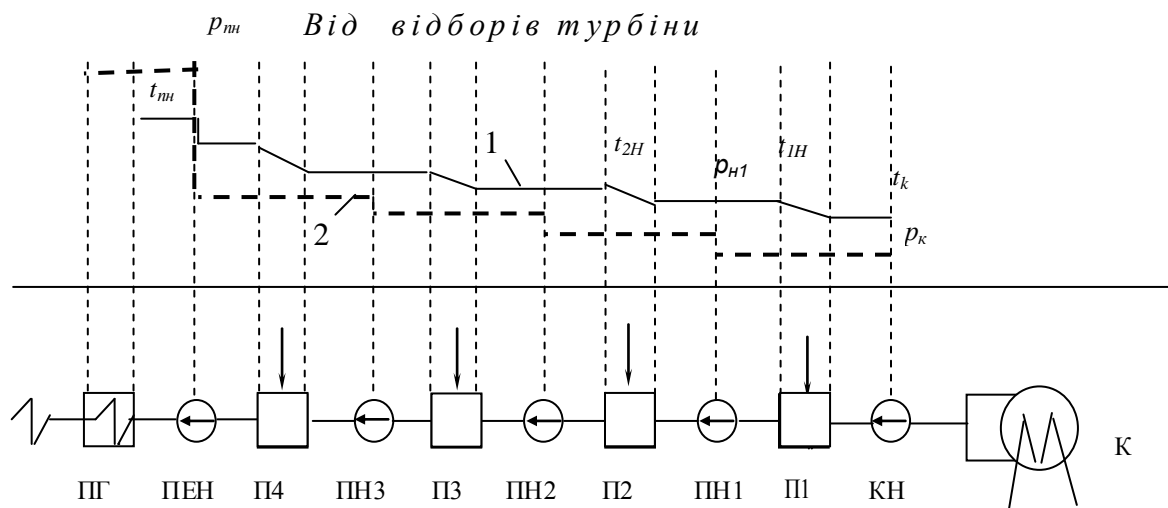
Гідравлічний опір в регенеративній схемі при переході від початкового підігрівача до подальшого збільшується внаслідок подачі пари із ступенів турбіни з вищим тиском. Тому, щоб вода могла поступати в подальший підігрівач, в якому вище тиск, між підігрівачами встановлені перекачувальні насоси (ПН). В підігрівач, розташований після конденсатора, вода подається конденсатним насосом. В конденсаторі КЕС тиск нижчий за атмосферний, тому тиск в цій групі невеликий - не перевищує 2,5 МПа. В тепловій схемі ТЕС змішуючі підігрівачі встановлюються до живильного насоса, тому їх називають підігрівачами низького тиску – ПНТ (в експлуатації прийняте позначення ПНД).

Система регенерації низького тиску виконується однопоточною. Вода нагрівається в одній групі послідовно розташованих підігрівачів.

Кожен перекачувальний насос (ПН) створює тиск, що дорівнює сумі тиску в подальшому підігрівачі і гідравлічного опору трубопроводу. Тиск повинен бути таким, щоб не було закипання води на виході з підігрівача.

Живильний насос встановлюється після останнього підігрівача і забезпечує повний тиск, який потрібен для забезпечення на виході з пароперегрівача котла необхідних температури і тиску пари ( $t_0$  і  $p_0$  відповідно).

Змішувальні підігрівачі забезпечують найбільший ефект від регенерації, оскільки в них вода нагрівається до температури насичення при даному тиску і змішується з грюючою парою. Типовим рішенням для схем регенеративного підігріву є включення на останній ступені ПНТ деаератора, що є підігрівачем змішуючого типу і призначений для видалення агресивних газів з живильної води. (Див. розділ 4.2).



ПН1 ÷ ПН4 – регенеративні підігрівачі; ПГ – парогенератор; К – конденсатор. ПЕН – живильний електронасос; КН – конденсатний насос; ПН1 ÷ ПН3 – перекачувальні насоси. 1 – зміна температури живильної води; 2 – зміна тиску від початкового  $p_k$  на виході з конденсатора до  $p_{нн}$  на живильному насосі.

Рисунок 2.5 - Схема регенеративної установки зі змішувальними підігрівачами.

Недолік схеми - необхідність установки ПН, що здорожує і ускладнює схему. Робота перекачувальних насосів на воді, нагрітій до температури насичення, також знижує надійність схеми, особливо в режимах зміни тиску в регенеративних відборах внаслідок зміни навантаження турбоагрегату. Змішувальні підігрівачі найчастіше використовуються в схемах підігріву з комбінацією підігрівачів як підігрівачі низького тиску (ПНТ).

### 2.2.3 Визначення потреби пари для паротурбінної установки при використанні регенеративних підігрівачів змішуючого типу.

Розрахунок схеми з регенеративними підігрівачам виконується в цілях визначення кількості пари, що відбирається на регенеративні підігрівачі, пропуск пари в конденсатор і загальної витрати пари на турбіну при заданій потужності генератора. Витрата гріючої пари, що надходить в підігрівачі з відборів турбіни, визначається з рівнянь теплових балансів, які складаються за

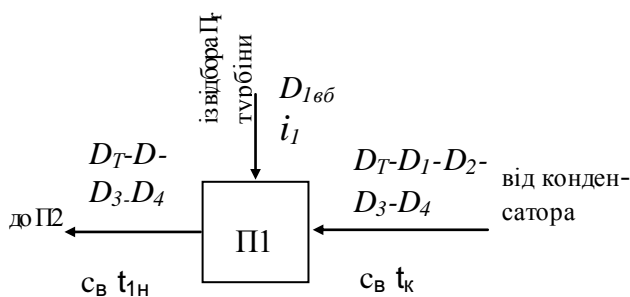


Рисунок 2.6– Схема теплового балансу змішуючого підігрівача

схемами теплового балансу (рис. 2.6) відповідно принципу: тепло ( $у$  кВт або кДж/с), яке віддається гріючою парою, дорівнює теплу, яке отримує вода (конденсат), що нагрівається. Втрати тепла в навколишнє середовище на враховуються.

Схема теплових потоків для розрахунку теплового балансу змішуючого підігрівача представлена на рисунку 2.6. Для подальших підігрівачів замість потоку від конденсатора в схемі має бути вказаний потік від попереднього підігрівача.

Позначимо:  $D_0$  – вся пара, що надходить в турбіну за відсутності регенеративного підігріву (кг/с або т/годину),  $D_T$  – вся пара, що надходить в турбіну при використанні регенеративного підігріву;

$D_{jвб}$  - кількість пари (кг/с), що надходить з відбору турбіни в підігрівач з номером  $j$ ; де  $j = 1; 2; \dots; r$ ; для спрощення надалі індекс «вб» опускається;

$i_{jвб}$  – ентальпія пари з  $j$ -го відбору турбіни, кДж/кг;  $j = 1, 2, \dots, r$ ;

$D_k$  - пара, що проходить через конденсатор, кг/с;

$c_e$  – середня теплоємність води, кДж/кг·К

$t_k$  – температура конденсату на виході з конденсатора,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{1H}$  – температура води на виході з підігрівача ПІ,  $^{\circ}\text{C}$

$t_{2н}$  – те саме на виході з підігрівача П2,  $^{\circ}\text{C}$ , і т.д.

Кількість пари, що проходить через конденсатор (кг/с)

$$D_k = D_T - \sum_{j=1}^r D_{jвб} \quad (2.7)$$

Для підігрівача П1 (першого після конденсатора) рівняння теплового балансу можна представити схемою рисунок 2.6. Без врахування втрат тепла в довкілля матимемо:

$$D_k c_{\text{в}} t_k + D_1 i_1 = (D_T - D_2 - D_3 - D_4) c_{\text{в}} t_{1н}, \quad (2.8)$$

Підставимо в (2.8):

$c_{\text{в}} t_k = i'_k$  - ентальпія конденсату на виході з конденсатора;

$c_{\text{в}} t_{1н} = i_{1н}$  - ентальпія живильної води на виході з підігрівача П1;

величину  $D_k$  - з (2.7). Отримаємо:

$$(D_T - D_1 - D_2 - D_3 - D_4) i'_k + D_1 i_1 = (D_T - D_2 - D_3 - D_4) i_{1н}$$

Після перетворення отримаємо

$$(i_1 - i'_k) D_1 = (i_{1н} - i'_k) (D_T - D_2 - D_3 - D_4),$$

Звідки кількість пари, що відбирається на першій після конденсатора підігрівач визначатиметься з рівняння:

$$D_1 = (D_T - D_2 - D_3 - D_4) \frac{i_{1н} - i'_k}{i_1 - i'_k} \quad (2.9)$$

Аналогічно отримаємо рівняння для підігрівача П2:

$$D_2 = (D_T - D_3 - D_4) \frac{i_{2н} - i_{1н}}{i_2 - i_{1н}}; \quad (2.9а)$$

$$\text{Для П3: } D_3 = (D_T - D_4) \frac{i_{3н} - i_{2н}}{i_3 - i_{2н}}; \quad (2.9б)$$

$$\text{Для П4: } D_4 = D_T \cdot \frac{i_{4н} - i_{3н}}{i_4 - i_{3н}}. \quad (2.9в)$$

Поділивши (2.9в) на  $D_T$  отримаємо у відносних одиницях частку  $\alpha_{4вб}$  пари від загального обсягу, що відбирається на підігрівач П4

$$\alpha_{4вб} = \alpha_4 = D_4 / D_T = \frac{i_{4н} - i_{3н}}{i_4 - i_{3н}} \quad (2.10)$$

У наведеній схемі з чотирма підігрівачами  $\alpha_{4вб} = \alpha_{r=1}$ , оскільки на практиці прийнято вести перелік відборів турбіни починаючи з першого найвищого за тиском, а підігрівачів - починаючи від конденсатора. Таким чином при наявності  $r$  відборів згідно з (2.7) маємо спрощене (не враховані витрати пари на ущільнення, охолоджувальні ежектори та інше) рівняння матеріального балансу в долях витрат пари в елементах теплової схеми ТЕС з регенеративними підігрівачами живильної води

$$\alpha_k + \sum_{j=1}^r \alpha_j = 1 \quad (2.11)$$

Таким же чином з (2.9б) визначається частка  $\alpha_{3вб}$  пари від загального обсягу, що надходить до ПЗ

$$\alpha_{3вб} = (1 - \alpha_{4вб}) \frac{i_{3і} - i_{2і}}{i_3 - i_{2і}} \quad (2.10а)$$

з (2.9а) и (2.9) визначаються  $\alpha_{2вб}$  и  $\alpha_{1вб}$ .

Витрата пари  $D_0$  через турбіну за відсутності відборів на регенеративний підігрів пов'язана з її потужністю  $W_{те}$  рівнянням

$$W_{те} = D_0 (i_0 - i_{кs}) \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{i\delta} \cdot \eta_{аа}, \quad (\text{кВт}) \quad (2.12)$$

Значення ККД в (2.12) дивись в розділі 1.3.

При використанні відборів пари з турбіни для регенеративного підігріву живильної води енергія відбірної пари не повністю використовується в турбіні для передачі потужності генератору. Для забезпечення розрахункової потужності витрата пари через турбіну має бути збільшена. Повна витрата пари через турбіну  $D_T$  визначається з врахуванням коефіцієнтів недовиробітку потужності  $y_j$  і об'ємів відбірної пари для кожного підігрівача  $D_j$ , кг/с або т/год:

$$D_j = \alpha_j \cdot D_T.$$

Коефіцієнти недовиробітку визначаються як відношення кількості теплоти пари, що «недопрацювала» в турбіні, до загальних витрат теплоти на виконання роботи:

$$y_j = \frac{q_{j\text{вб}}}{q_\delta} = \frac{i_j - i_e}{i_0 - i_e}, \quad (2.13)$$

де  $q_{j\text{вб}}$ ,  $i_j$  – теплота і ентальпія пари  $j$ -го відбору, що «недопрацювала» в турбіні, кДж/кг;

$q_T$  – теплота підведеної до турбіни пари, кДж/кг;

$i_0$  – ентальпія пари на вході в турбіну перед стопорним клапаном, кДж/кг,

$i_k$  – дійсна ентальпія пари на виході з турбіни, кДж/кг, яка може бути визначена графічно або по заданому внутрішньому відносному коефіцієнту корисної дії турбіни з (1.28).

$$\text{Відповідно} \quad y_1 = (i_{1\text{вб}} - i_k) / (i_0 - i_k); \quad (2.14a)$$

$$y_2 = (i_{2\text{вб}} - i_k) / (i_0 - i_k); \quad (2.14a)$$

$$y_3 = (i_{3\text{вб}} - i_k) / (i_0 - i_k); \quad (2.14б)$$

і так далі.

Тоді повна витрата пари через турбіну з врахуванням недовиробітку із-за відборів на регенеративний підігрів, кг/с:

$$D_T = D_0 + \sum_{j=1}^r y_j \cdot D_j ; \quad (2.15)$$

або

$$D_T = \frac{D_0}{1 - \sum_{j=1}^r \alpha_j y_j}, \quad (2.16)$$

Термічний ККД циклу без регенерації

$$\eta_t^0 = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i'_{ng}} \quad (2.17)$$

Термічний ККД циклу з регенерацією

$$\eta_t^p = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i'_{ng}} \cdot \left(1 - \sum_{j=1}^r \alpha_j y_j\right) \quad (2.18)$$

Відносний приріст ККД паротурбінного циклу при використанні регенеративного підігріву:

$$\xi = \frac{\eta_t^p - \eta_t^0}{\eta_t^0} \quad (2.19)$$

З вищевикладеного виходить, що при використанні регенеративного підігріву, не дивлячись на збільшення витрати пари через турбіну, досягається більш раціональне використання теплоти пари в пароводяному циклі ТЕС. Це також дає зниження витрати палива і, відповідно, фінансових витрат на виробництво як теплової, так і електричної енергії.

Для теплофікаційних турбін регенерація також ефективна, оскільки її використання дозволяє додатково перетворити тепло в роботу із зменшенням віддачі тепла в конденсатор і в навколишнє середовище відповідно. За відсутності конденсатора (турбіни з протитиском) необхідно забезпечувати збільшення електричної потужності агрегату, яка отримується не лише за рахунок потоку пари, що йде до споживача, але і за рахунок  $n$  відборів пари на регенерацію. Крім того при визначенні оптимального розподілу регенеративного підігріву живильної води на ТЕЦ повинна виконуватися умова постійності потужності турбоустановки  $W_{\text{тв}} = \text{const}$  і тепла, що відпускається зовнішньому споживачеві -  $Q_{\text{т}} = \text{const}$ .

#### 2.2.4 Регенеративні підігрівачі поверхневого типу

У поверхневих підігрівачах тепло відпрацьованої в турбіні пари

передається через стінки трубок, які утворюють поверхню нагріву. При використанні поверхневих підігрівачів в схемі може бути достатньо використання лише двох насосів: конденсаційного (КН) і живильного (ПН) – рисунок 2.7. Тиск в підігрівачах має бути таким, аби унеможливилася кипіння води. Тому для забезпечення нормальної роботи підігрівачів тиск води має бути вище за тиск гріючої пари, а температура кипіння має бути вище за температуру води на виході з підігрівача. Живильний насос піднімає тиск в системі до тиску, необхідного для живлення парогенератора і отримання необхідного тиску на виході з нього. Відповідно до галузевих норм для ТЕС максимальний тиск пари в підігрівачі - 7 МПа, живильної води – 38 МПа. Група підігрівачів, розташованих в схемі після живильного насоса, називається підігрівачами високого тиску (ПВТ).

При використанні поверхневих підігрівачів не потрібна установка перекачувальних насосів в лінії живильної води. Недолік схеми з підігрівачами поверхневого типу – необхідність видалення з підігрівача конденсату гріючої пари (дренажу). При цьому конденсат гріючої пари прямує зазвичай самоплив в паровий простір сусіднього підігрівача з нижчим тиском. Така схема називається каскадною схемою зливу дренажу (рис. 2.8, 2.9а). СН – зливний насос, встановлений в даній схемі для зливу дренажу з підігрівача ПЗ в трубопровід після ПЗ. В каскадній схемі, яка є найбільш вживаною, підігрівачі з нижчим тиском розташовуються вище за рівнем підігрівачів з високим тиском.

Температура води на виході з підігрівача завжди нижче за температуру гріючої пари. Цю різницю температур називають недогрівом, позначається  $\theta$ .

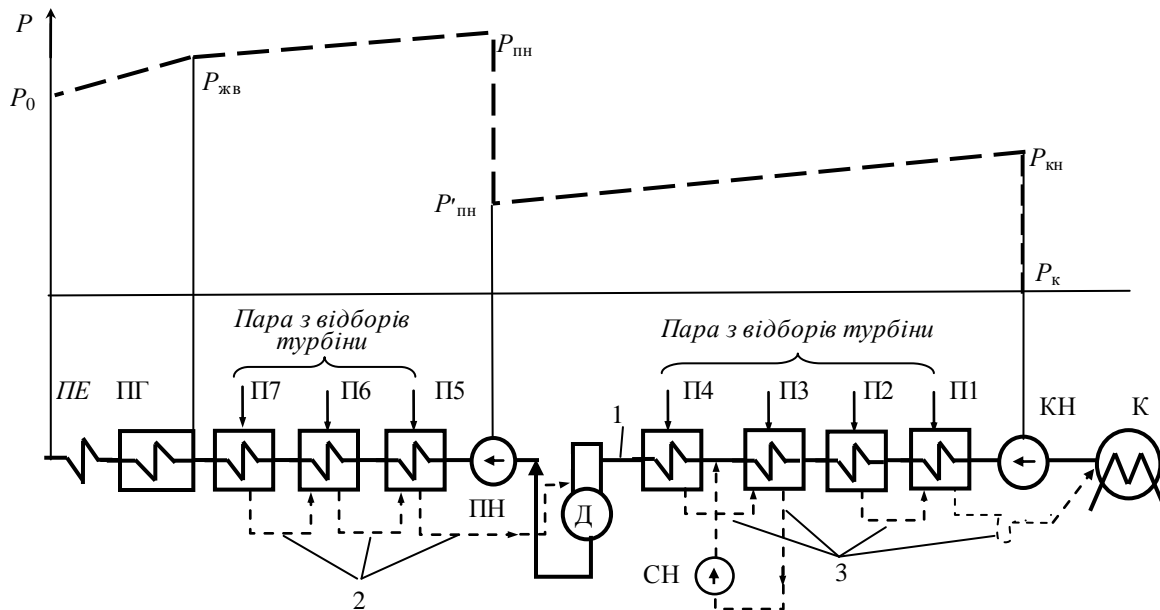
$$\theta_1 = t_1 - t_{п1}; \quad \theta_2 = t_2 - t_{п2}; \quad \text{і т.д.} \quad (2.20)$$

де  $t_{п1}$ ,  $t_{п2}$  - температура води на виході з підігрівачів П1 і П2. Величина недогрівання може складати 3...5%. Тому ефект регенеративного підігріву з використанням поверхневих підігрівачів нижчий, ніж при використанні змішувачих (контактних) підігрівачів.

Відбори пари в підігрівачі П5, П6 і П7 виконуються з ЦСТ і ЦВТ. За



наявності проміжного перегріву в ПВТ може відбиратися частина відпрацьованої в ЦВТ пари, що направляється на проміжний перегрів.



П1-П4 – підігрівачі низького тиску (ПНТ), П5-П7 підігрівачі високого тиску (ПВТ); СН – зливний насос, К – конденсатор; Д – деаератор, ПГ – парогенератор; ПЕ - перегрівач пари; КН – конденсатний насос; ПВ – живильний насос; 1 – трубопровід основного конденсату; 2 – злив дренажу підігрівачів високого тиску; 3 – те саме низького тиску.

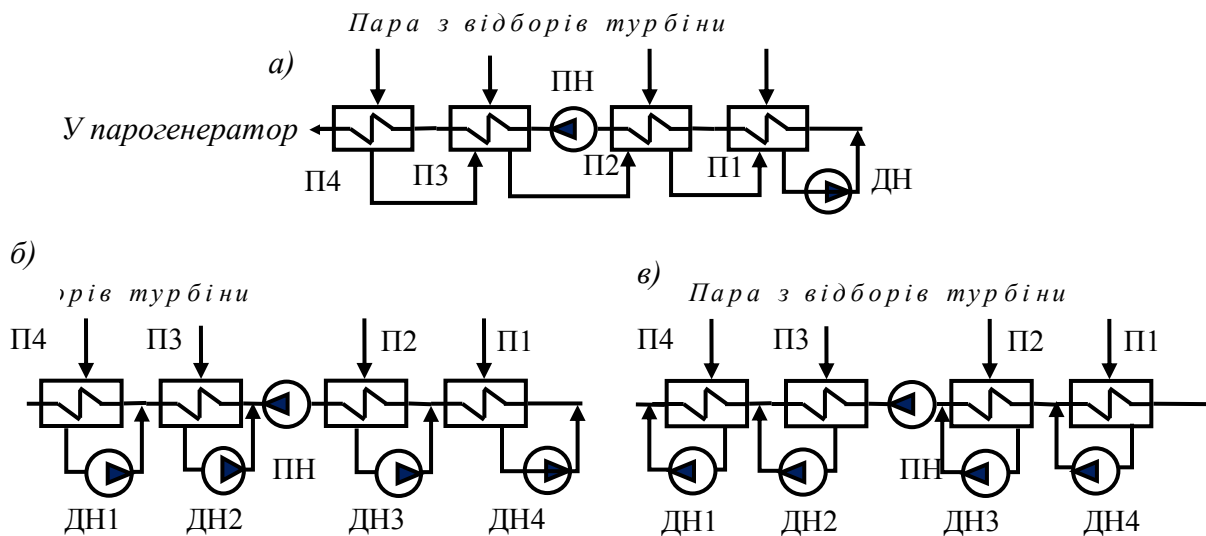
Рисунок 2.7 – Схема регенеративного підігрівання живильної води з поверхневими підігрівачами і каскадним зливом дренажу з діаграмою зміни тиску

Між живильним насосом і ПВТ, як правило, виконується деаерація пари (детальніше див. розділ 4.2). Підігрівачі П1 і П2 на КЕС знаходяться під розрідженням, тому мають місце присоси повітря в тракт конденсату. Це може привести до підвищеної корозії елементів пароводяного тракту. З вакуумних підігрівачів газу видаляються паровим ежектором.

Якщо дренаж зливається в конденсатор (рис.2.7), то виникає додаткова втрата тепла, оскільки надлишкове тепло сумарного потоку дренажів втрачається в конденсаторі з охолоджувальною водою. Перевага схеми – зниження кількості перекачувальних насосів. Надлишковий тиск дренажу знімається конденсатовідвідником або дросельною шайбою, що викликає енергетичні втрати: гріюча пара частково витісняється гарячим дренажем і пропуск пари через конденсатор збільшується.

Якщо злив дренажу виконується в трубопровід між даним і подальшим підігрівачем або в наступний підігрівач, то встановлюються перекачуючі насоси невеликої потужності (рис.2.8б, 2.8в, 2.9 ). Для цього на трубопроводі перед відповідним підігрівачем встановлюється спеціальний змішувач.

По сукупності оцінок схем зливу конденсату найбільш економічною є схема каскадного зливу, яка і застосовується в основному на ТЕС. У цій схемі для забезпечення перетікання дренажу підігрівачі, які мають нижчий тиск, розташовуються за рівнем вище за підігрівачі з високим тиском.



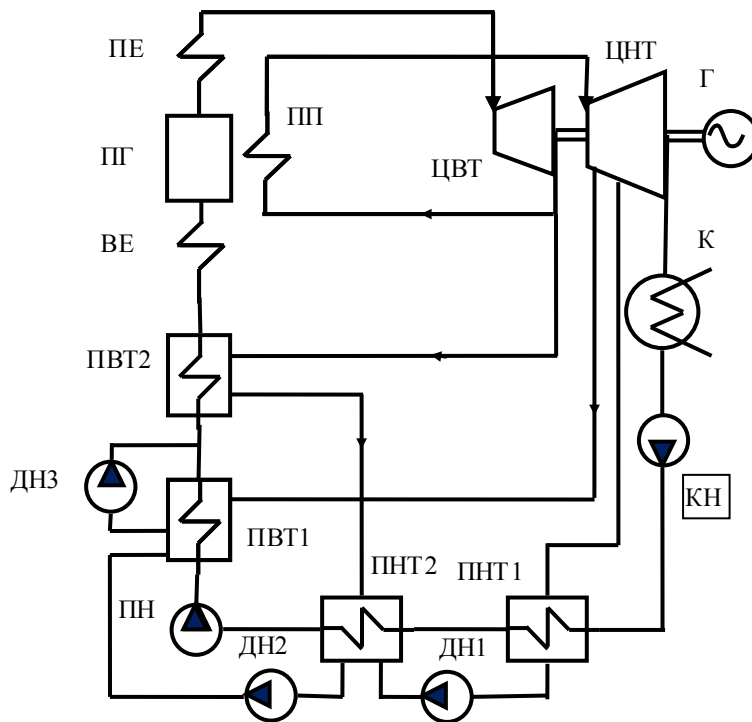
П<sub>1</sub> ÷ П<sub>4</sub> – поверхневі підігрівачі; ДН<sub>1</sub> ÷ ДН<sub>4</sub> – насоси перекачки дренажу; ПН – живильний насос.

Рисунок 2.8 – Схеми зливу конденсату пари відборів з поверхневих підігрівачів: а) – каскадна схема; б) – злив дренажу в трубопровід перед підігрівачем; в) - злив дренажу в трубопровід за підігрівачем

Для зниження енергетичних втрат в цих схемах між підігрівачами встановлюються охолоджувачі дренажу, охолоджуючим середовищем в яких служить живильна вода з попереднього підігрівача.

Регенеративні підігрівачі поверхневого типу можуть використовуватися як ПВТ, так і ПНТ в схемах з проміжним перегрівом пари на блокових конденсаційних станціях, а також на ТЕЦ. Пару на регенеративний підігрівач слід відбирати до проміжного перегріву («холодна пара») (рисунок 2.9),

оскільки відбір пари, що лише поступила в турбіну після перегріву, призводить до зниження ККД турбоустановки.



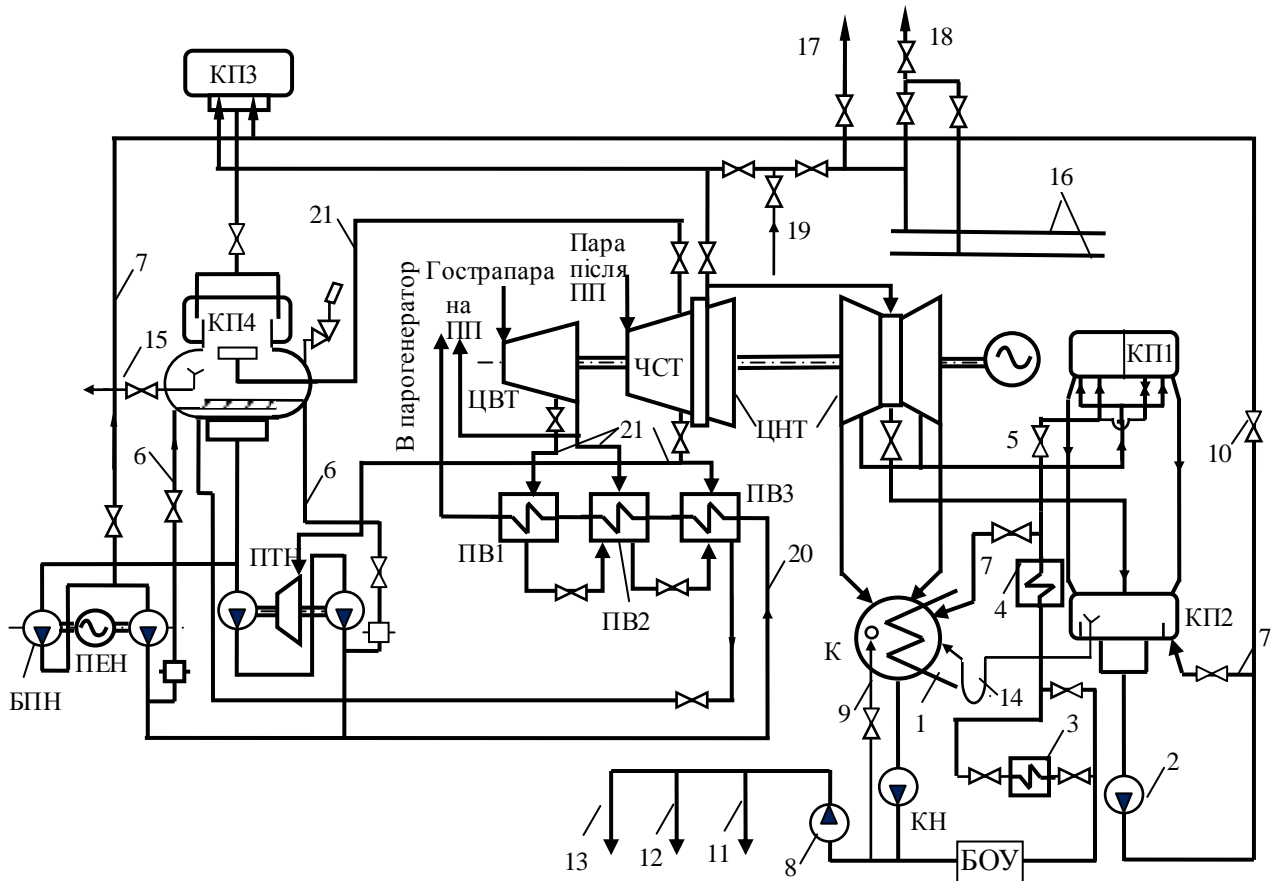
ПГ – парогенератор; ПЕ - пароперегрівач; ПП – проміжний пароперегрівач; ДН1, ДН2, ДН3 – насоси перекачування дренажу; КН – конденсатний насос, ПН – живильний насос; ВЕ – водяний економайзер; ПВТ1, ПВТ2 – підігрівачі високого тиску; ПНТ1, ПНТ2, – підігрівачі низького тиску, ЦВТ – циліндр високого тиску, ЦНТ – циліндр низького тиску турбіни.

Рисунок 2.9 – Схема підключення регенеративних підігрівачів поверхневого типу в пароводяному циклі КЕС з проміжним перегрівом пари і з перекачуванням дренажу

На рисунку 2.10 представлена схема турбоустановки К-300-240 з регенеративним підігрівом конденсату підігрівачами змішуючого (контактного) типу, які використовуються на стороні низького тиску, і поверхневими підігрівачами, що використовуються як ПВТ.

У цій схемі підігрівачі нижчого тиску (КП1 і КП3) розташовані на більш високому рівні по відношенню до подальших підігрівачів КП2 і КП4. Перетікання конденсату з КП1 в КП2 і з КП3 в КП4 здійснюється самопливом. Між КП2 і КП3 встановлений лише один перекачувальний насос. Останній ПНТ (КП4) поєднаний з деаератором. У групі ПВТ застосований каскадний

злив дренажу із скиданням його в деаератор.

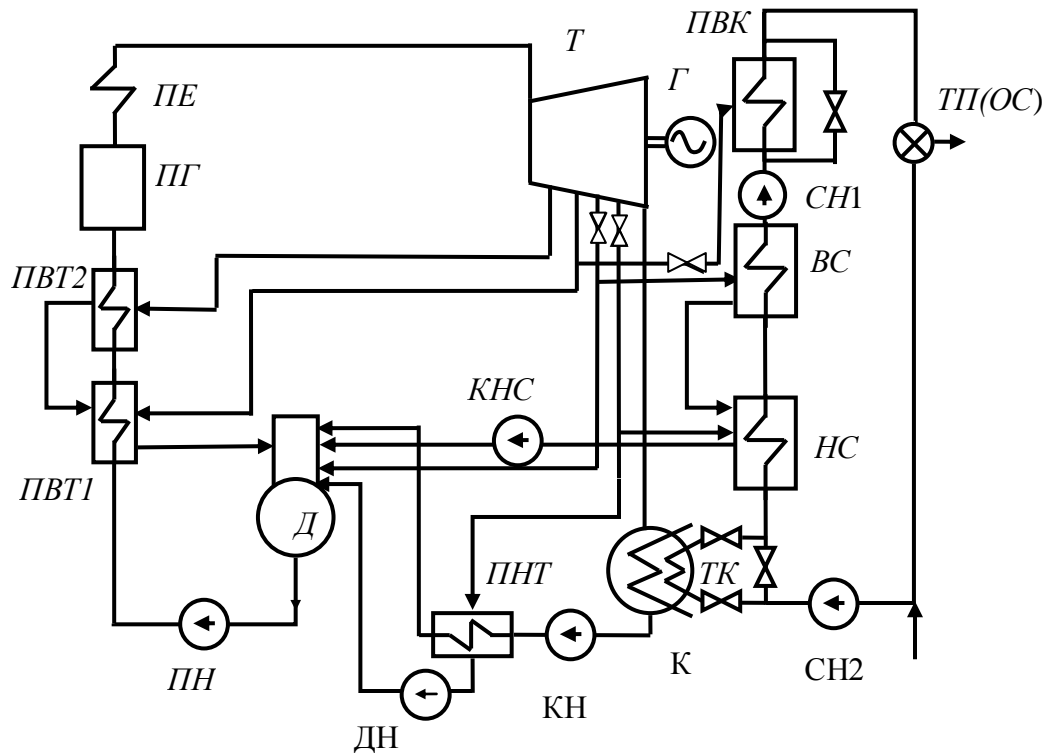


КП1-КП4- контактні (змішуючі) регенеративні підігрівачі; ПВ1-ПВ3- підігрівачі високого тиску; К – конденсатор; КН – конденсатний насос; БОУ – блокова установка, що знесолює; ПЕН – живильний електронасос; ПТН – живильний насос з турбоприводом; БПН – бустерний живильний насос; 1 – вода на охолодження конденсатора; 2 – перекачувальний насос; 3 – охолоджувач генератора конденсатом; 4 – підігрівач ущільнень; 5 – регулятор рівня в конденсаторі; 6 – розвантаження живильного насоса; 7 – лінія рециркуляції; 8 – насоси подачі холодного конденсату в системи охолодження генератора, ПЕН, ПТН, вприскувачів БОУ; 9 – вода на кінцеві охолоджувачі БОУ; 10 – регулятор рівня в КП2; 11 – на охолодження ПЕН, 12 – на ущільнення ПЕН, ПТН; 13 – на вприскувачі БОУ; 14 – переливи в конденсатор через гідрозатвір; 15 – перелив в розширювач дренажів низького тиску; 16 – загальностанційні магістралі; 17 – на ущільнення ЦВТ і ЦСТ; 18 – на ущільнення ЦНТ; 19 – з розпалювального розширювача; 20 – конденсат; 21 – пара.

Рисунок 2.10 – Схема регенеративного підігріву води турбоустановки К-300-240 з ПНТ контактного типу і ПВТ поверхневого типу.

На ТЕЦ регенеративні підігрівачі живильної води експлуатуються в комплексі з мережними підігрівачами, що використовують пару з верхнього і нижнього відборів теплофікаційної турбіни (Рис.2.11). Вода із зворотної лінії

надходить на ТЕЦ зазвичай з тиском до 0,4 МПа. За наявності в конденсаторі теплофікаційного пучка вода заздалегідь нагрівається в ньому і далі подається насосом першого підйому через мережеві підігрівачі. Витрата пари з відбору турбіни, що живить мережний і регенеративний підігрівачі, дорівнює сумі витрат пари на ці підігрівачі.



ВС і НС – верхній і нижній рівні сіпвого підігрівача; ПВК – піковий водогріючий котел; ПН і КН – живильний і конденсатний насоси; К - конденсатор; ТК – теплофікаційний пучок конденсатора; СН1 і СН2 – мережні насоси; КНС – конденсатний насос мережевих підігрівачів; Д – деаератор, ДН – дренажний насос.

Рисунок 2.11– Принципова схема включення мережної підігрівальної установки на ТЕЦ з теплофікаційним пучком в конденсаторі і поверхневими регенеративними підігрівачами

При використанні теплофікаційного пучка в конденсаторі (рис. 2.11) підігрівання мережної води в ньому складає:

$$= G_c (i_{тф} - i_{oc});$$

де  $D_k$  – пропуск пари через конденсатор турбіни, кг/с;

$G_c$  – витрата мережної води, кг/с;

$i_{тф}$  – ентальпія підігрітої води після пучка, що направляєється на потреби теплофікації, кДж/кг;

$i_{oc}$  - ентальпія води в зворотній лінії, кДж/кг;

$\eta_{тф} \approx 1$  - ККД пучка.

Загальна витрата теплоти з відбору турбіни дорівнюватиме сумі витрати на теплофікацію і регенеративний підігрів :

+

Рівняння теплового балансу для відбору турбіни для *верхньої ступені*

$$Q_{в} = D_{в\text{в}} (i_{в} - i'_{в}) \eta_{в} = G_{с} (i_{в.с.} - i_{н.с.}) \quad (2.21)$$

Для *нижньої ступені* при складанні рівняння теплового балансу слід враховувати схему відведення дренажів з підігрівачів:

- при каскадному (послідовному) зливі дренажів з підігрівачів (Рис.2.11)

$$Q_{1н} = [D_{1н} (i_{1н} - i_{1н}^{Tr}) + D_{1в} (i_{1в}^{Tr} - i_{1н}^{Tr})] \eta_{1н} = G_{1с} (i_{1(н.с.)} - i_{1(о.с.)}^{Tr})$$

(2.22)

- при паралельному зливі дренажів

$$Q_{н} = D_{н} (i_{н} - i'_{н}) = G_{с} (i_{н.с.} - i_{о.с.}) \quad (2.23)$$

В формулах (2.21) – (2.23):

$Q_{в}$  и  $Q_{н}$  – теплове навантаження підігрівачів відповідно верхнього і нижнього рівнів, ГДж/год.;

$D_{в}$  и  $D_{н}$  – витрата пари на підігрівачі верхнього і нижнього рівнів, т/год.;

$G_{с}$  – витрата мережевої води, т/годину;

$i_{в}$  -ентальпія гріючої пари підігрівача верхнього рівня, кДж/кг;

$i_{н}$  -те саме нижнього рівня, кДж/кг;

$i'_{в}$  - ентальпія конденсату гріючої парі підігрівача верхнього рівня, кДж/кг;

$i'_{н}$  – те саме нижнього рівня кДж/кг;

$i_{в.с.}$  - ентальпія мережної води на виході з підігрівачів верхнього рівня,

кДж/кг;  $i_{н.с.}$  - ентальпія мережної води на виході з підігрівачів та нижньої ступені, кДж/кг;

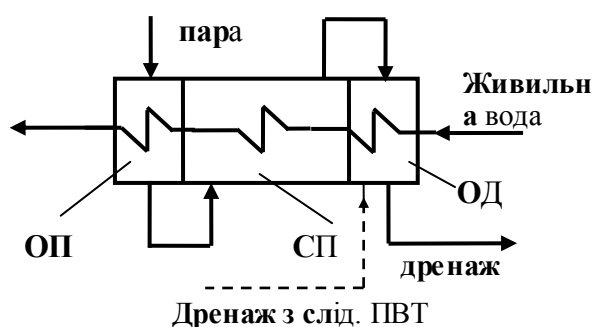
$i_{о.с.}$  - ентальпія мережної води в зворотній лінії, кДж/кг;

$\eta_{в}$  і  $\eta_{н}$  – ККД підігрівачів верхнього і нижнього рівнів,

$$\eta_v \approx \eta_n \approx 0,98 \dots 0,99.$$

## 2.2.5 Конструкції регенеративних підігрівачів поверхневого типу

З метою підвищення ефективності поверхневих підігрівачів високого тиску процес підігріву живлячої води здійснюється фактично в трьох відсіках (рис.2.12 - 2.14): власне підігрівачі (СП), в охолоджувачі дренажу (ОД) і охолоджувачі перегріву пари (ОП). Охолоджувач перегріву пари відбору забезпечує вище підігрівання живильної води, ніж в основному власне підігрівачі. У СП температура підігріву живильної води визначається температурою конденсації пари у відборі при певному тиску насичення, а в ОП – вищою температурою перегрітої відбіраної пари на вході в підігрівач. Глибше охолодження дренажу на виході з підігрівача в ОД забезпечує краще використання тепла гріючої пари, що сконденсувалася в підігрівачі.



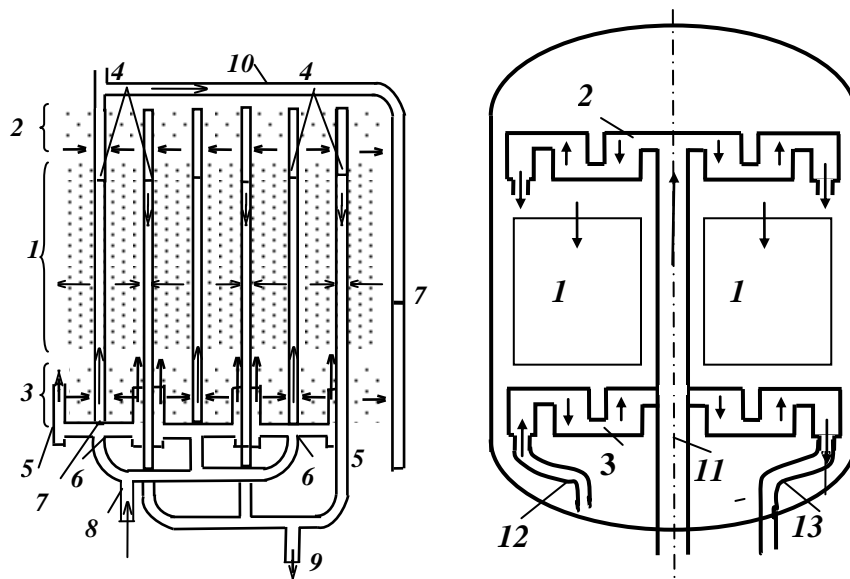
ОП – охолоджувач перегріву пари, СП – власне підігрівач, ОД – охолоджувач дренажу.

Рисунок 2.12 – Схема проходження відбірної пари і живильної води через ПВТ.

Підігрівачі високого тиску виконуються суцільнозварними без використання трубної дошки (рис.2.13). Поверхнею нагріву є пучки труб діаметром від 16 до 32 мм. Трубна система підігрівача виконується у вигляді подвійних спіралей гладких сталевих труб (сталь 20 або аналоги) завтовшки 4 мм. Кінці спіралей з'єднуються зваркою із стояками. Елементи корпусу виконуються з вуглецевої сталі К20 або низьколегованих сталей.

Вода підводиться знизу і розподіляється на два стояки, з яких надходить в чотири секції горизонтальних трубних спіралей. Із спіралей вода надходить в два інших стояки. Близько 10% її потім проходить через спіралі вбудованого охолоджувача пари, після чого змішується з основним потоком води.

Організація ходів води досягається установкою в стояках спеціальних



1 – власне підігрівач (СП); 2 – охолоджувач пари (пароохолоджувач - ОП); 3 – охолоджувач дренажу (ОД); 4 – основні колектори: 5 – проміжні колектори ОД; 6 – перепускні труби; 7 – підпірні шайби; 8 – 9 – вхід і вихід живильної води; 10 – відведення води з ОП; 11 – вхід пари; 12 – вхід конденсату в ОД; 13 – вихід конденсату.

Рисунок 2.13 – Схема потоків води (а), пари і конденсату (б) в ПВТ турбоустановки 500 МВт

перегородок (як правило, через 8 – 12 рядів плоскої навивки). Спіральні елементи зон ОП і ОД розташовуються в спеціальних кожухах.

Гріюча пара підводиться до ОП через нижнє днище підігрівача і надходить через стояк 11 в центральній частині корпусу. Охолоджена пара виходить з кожуха охолоджувача пари і рухається вниз у власне підігрівач 1, де охолоджується і конденсується. Конденсат гріючої пари стікає вниз і проходить через охолоджувач дренажу 3, утворений декількома нижніми спіралями, розміщеними у спеціальному кожусі. Живильна вода проходить послідовно через ОП, СП і ОД, нагріваючись до необхідної температури.

Конструктивно охолоджувач пари і охолоджувач дренажу виконуються з перехресним обмиванням гріючим середовищем змійовиків, що сприяє підвищенню коефіцієнта теплопередачі. Охолоджувачі пари і дренажу (ОП і ОД) виконуються вбудованими в основний корпус підігрівача або як самостійні виносні теплообмінники.

Поверхневі підігрівачі низького тиску зазвичай виконуються у вигляді U-



образних труб, які ввальцьовуються в трубні дошки, що розподіляють воду по пучку труб.

### 2.2.6 Тепловий розрахунок поверхневих підігрівачів

При виконанні розрахунків складних регенеративних поверхневих підігрівачів доцільно складати схему розподілу потоків гріючих середовищ і середовищ, що нагріваються (рисунок 2.14) [2]. Якщо в схемі ТЕС використовується каскадний злив дренажів, то розрахунок починають з останнього підігрівача перед котлом, оскільки витрата живильної води через нього відома і дорівнює  $D_{жв}$ . (або  $\alpha_{жв}$  у відносних одиницях). Необхідно також

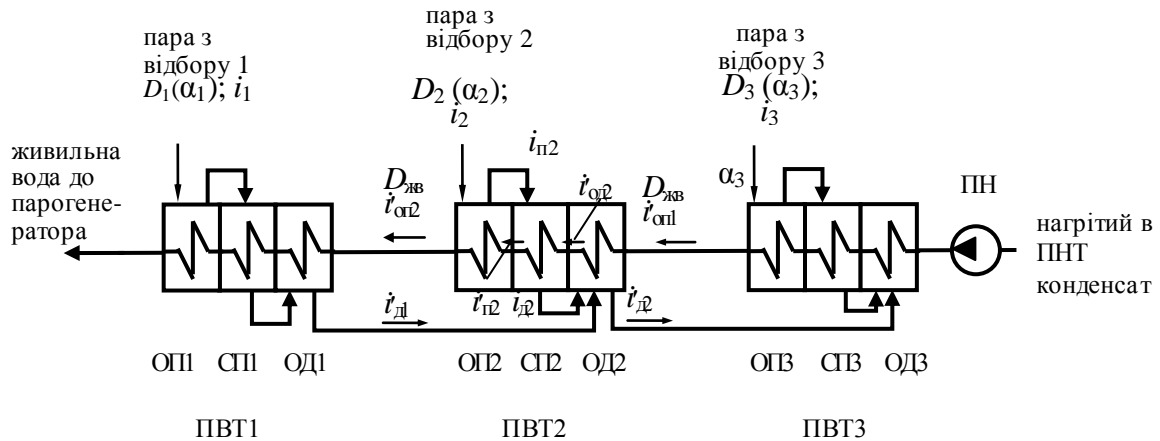


Рисунок 2.14 - Схема для розрахунку складних ПВТ в схемі ТЕС

визначити частку пари и конденсату, які проходять через кожен відсік підігрівача, оскільки є конструкції підігрівачів, в яких не весь конденсат направляється до охолоджувача дренажу (ОД), і не вся пара з відбору направляється до охолоджувача пари (ОП).

Розрахунок зручно виконувати, задаючись кінцевим недогріванням води по температурі  $\theta_j$ ,  $^{\circ}\text{C}$ , або по теплу  $\vartheta_j$ , кДж, на виході з пароохолоджувача. За цими даними визначається температура насичення і відповідно тиск гріючої пари  $p'_j$ . МПа, перед підігрівачами. Тиск пари у відборі турбіни  $p_j$  буде на 3-8% вище за тиск перед підігрівачами, що необхідно для покриття втрат тиску в

паропроводі. Рівняння теплового балансу складаються і вирішуються для кожного із складових теплообмінників – ОП, СП і ОД. При цьому приймається:

температура пари за ОП на 15-20<sup>0</sup>С вище за температуру насичення при даному тиску;

недогрів в СП дорівнює 3 - 5<sup>0</sup>С

різниця температур охолодженого дренажу і води на вході в охолоджувач дренажу – 5 - 10<sup>0</sup>С.

За умови, що наступний ПВТ нижчого тиску (наприклад, ПВТ2) має таку ж структуру (ОП, СП і ОД), а температура живильної води за ОП невідома, температура охолодженого дренажу приймається на 5...10<sup>0</sup>С вище за температуру насичення грійучої пари ПВТ2.

Рівняння теплових балансів j-го складного підігрівача:

пароохолоджувач (ОП)

$$D_j (i_j - i_{i\dot{j}}) \eta_{i\dot{j}} = D_{i\dot{a}} [i'_{oi\dot{j}} - (i'_j - \mathcal{Q}_j)]; \quad (2.24)$$

власне підігрівач (СП)

$$D_j (i_{i\dot{j}} - i'_j) \eta_{i\dot{j}} = D_{a\dot{a}} (i'_j - \mathcal{Q}_j - i'_{i\dot{a}j}) \quad (2.25)$$

охолоджувач дренажу (ОД) – для схеми зі зливом в даний ПВТ дренажів з ПВТ більш високого тиску:

$$D_j (i'_j - i'_{a\dot{j}}) + \sum_{i=1}^{r-1} D_i (i'_{a\dot{(j-1)}} - i'_{a\dot{j}}) = D_{a\dot{a}} (i'_{i\dot{a}j} - i'_{i\dot{(j+1)}}) \cdot \frac{1}{\eta_{i\dot{a}j}} \quad (2.26)$$

де  $D_j$  і  $D_{жв}$  – витрата пари і живильної води на j-й підігрівач відповідно, кг/с;

$D_i$  – дренажі інших підігрівачів, що зливаються в даний підігрівач каскадно, кг/с,

$i_j$  - ентальпія пари відбору (на вході в ОП), кДж/кг;

$i_{i\dot{j}}$  - ентальпія пари після охолоджувача пари (після ОП), кДж/кг;

$i'_{i\dot{j}}$  - ентальпія води після ОП (на виході з ПВТ), кДж/кг;

$i'_j$  - ентальпія води при тиску насичення  $p'_j$ . кДж/кг;

$\mathcal{Q}_j$  - недогрівання води у власне підігрівачі, кДж/кг;

$i'_j - \mathcal{Q}_j = i'_{\text{пр}j}$  - ентальпія води за власне підігрівачем – на вході в охолоджувач пари, кДж/кг.

$i'_{1\text{ä}j}$  - ентальпія води на вході у власне підігрівач – на виході з охолоджувача дренажу

$i'_{\text{ä}j}$  - ентальпія охолодженого дренажу, кДж/кг;

$$i'_{\text{ä}j} = i'_{1\text{т}(j+1)} + \mathcal{Q}_{\text{ä}j},$$

де  $i'_{1\text{т}(j+1)}$  - ентальпія води на вході в  $j$ -й охолоджувач дренажу, дорівнює ентальпії води на виході з попереднього підігрівача з пароохолоджувачем (для підігрівача після живильного насоса замінюється ентальпією води після насоса), кДж/кг;

$\mathcal{Q}_{\text{д}j}$  - перегрів охолодженого дренажу (недоохолодження конденсату в охолоджувачі дренажу), кДж/кг;

$D_i$  – дренажі, що каскадно зливаються в даний підігрівач, кг/с, і що мають ентальпію  $i_{\text{д}(j-1)}$ ;

$\eta_{\text{сп}j}$  – ККД власне підігрівача

$\eta_{\text{оп}}$  – ККД охолоджувача пари;

$\eta_{\text{од}j}$  - ККД охолоджувача дренажу.

Якщо віднести всі витрати пари і живильної води до витрати пари через турбіну  $D_{\text{т}}$ , то рівняння (2.24) – (2.26) можна записати в долях витрати пари через турбіну –  $\alpha_j$ ,  $\alpha_{\text{пв}}$ ,  $\alpha_i$ . і т.д.

Складаються також рівняння теплового балансу для так званого укрупненого вузла, до якого відносяться власне підігрівач і охолоджувач дренажу підігрівача номер  $j$  і охолоджувач пари підігрівача  $j+1$  (нумерація йде від парогенератора), тобто для вузла СП $_j$  – ОД $_j$  – ОП( $j+1$ ). Таке рівняння матиме вигляд

$$D_j (i_j^{\circ} - i_{\text{ä}j}) + \sum_1^{j-1} D_i (i_{\text{ä}(j-1)} - i_{\text{ä}j}) + D_{(j+1)} (i_{(j+1)} - i_{(j+1)}^{\circ}) = D_{1\text{ä}} (i'_{1j} - i'_{1(j+1)}) \cdot \frac{1}{\eta'_{1j}} \quad (2.27),$$

де  $i_{j_0}$  и  $i_{(j+1)}^{\circ}$  - ентальпії охолодженої пари в складних підігрівачах ПВТ $_j$  і

ПВТ<sub>(j+1)</sub> відповідно, кДж/кг;

$i_{(j+1)}$  - ентальпія гріючої пари з відбору № (j+1), кДж/кг;

$i_{aj}$  - ентальпія охолодженого дренажу з j-го підігрівача, кДж/кг. Для її

визначення температура цього дренажу приймається на 5-10°C вище за температуру насичення пари в підігрівачі (j+1); температуру охолодженого дренажу після останнього ПВТ (в даному випадку – ПВТ3) приймають на 5...100C вище за температуру води на вході в ОД цього підігрівача, яка дорівнює температурі води після живильного насоса (ПН);

$i'_{ij}$  і  $i'_{i(j+1)}$  - ентальпія води, кДж/кг, після власне підігрівачів j і j+1 по номеру ПВТ;

$\eta'_{пj}$  – ККД укрупненого вузла.

Оскільки загальний потік дренажів зливається в ПВТ3, об'єднане рівняння теплового балансу для ПВТ3 (власне підігрівача СП3 і охолоджувача дренажу ОД3) дає зв'язок між витратами пари D1, D2 і Dп3 (Dп3 – витрата пари на СП3 підігрівача ПВТ3) на кожен з ПВТ 1...3. При цьому отримують систему трьох лінійних рівнянь з трьома невідомими, вирішуючи яку методом підстановки визначають величини витрати пари з відборів турбіни на відповідні підігрівачі. На наступному етапі по значеннях витрат визначають температуру живильної води, що підігрівається, між охолоджувачем дренажу і власне підігрівачем, між СП і ОП для кожного підігрівача. Визначається також недогрівання в СП і уточнюються прийняті на початку розрахунку значення загального недогрівання з урахуванням ОП.

Тепловий розрахунок поверхневих підігрівачів низького тиску виконується залежно від прийнятої схеми зливу дренажу з підігрівачів, наявності змішувачів і перекачувальних насосів. Потрібно також, щоб були визначені температура і ентальпія води до і після всього підігрівача, частка води  $\alpha_v$ , що проходить через теплообмінник, параметри гріючої пари на вході в теплообмінник:  $t_j$ ,  $i_j$ ,  $p_j$ . За цими даними визначається температура насичення  $t_n$  і відповідно тиск гріючої пари  $p'_j$ , МПа, перед підігрівачами. В результаті вирішення рівнянь теплового балансу і матеріального балансу отримаємо долю

гріючої пари, що відбирається з турбіни.

При розрахунках теплове навантаження підігрівача визначається по водяній стороні. Так для ПНТ П1 (першого після конденсатора)

$$Q_{i_1} = D_{\hat{e}} (i_{i_1} - i'_e) \quad (2.28)$$

Або з розрахунку на 1кг пари

$$q_{i_1} = \alpha_{\hat{e}} (i_{i_1} - i'_e) \quad (2.29)$$

Тепловий баланс по стороні пари дозволяє визначити кількість гріючої пари

$$D_{i_1} (i_1 - i_{1H}) + D_{i_2} (i_{2i} - i_{1H}) = \frac{Q_{i_1}}{\eta_i} \quad (2.30)$$

де  $D_{П1}$  – кількість пари, що надходить з відбору в підігрівач П1, кг/с;

$i_1$  - ентальпія пари, що надходить в підігрівач П1;

$i_{i1}$  - ентальпія дренажу пари на виході з підігрівача;

$i_{2H}$  - ентальпія пари, що надходить з підігрівача П2.

З (2.30) необхідна кількість пари з відбору турбіни :

$$D_{i_1} = \frac{Q_{i_1} - D_{i_2} (i_{2i} - i_{1H}) \cdot \eta_i}{\eta_i (i_1 - i_{1H})} \quad (2.31)$$

В результаті послідовного вирішення рівнянь теплового балансу визначається частка гріючої пари  $\alpha_j$ , що відбирається з турбіни на кожний підігрівач та ущільнення, витрати води (конденсату) на виході з конденсатора турбіни і повна витрата пари  $D_T$  через турбіну.

Для захисту турбіни від закидів води по паропроводах в разі розриву трубок підігрівачів і переповнювання водою їх парового простору застосовуються клапани автоматичного захисту ПВТ, які забезпечують байпасне проходження потоку живильної води мимо ПВТ. На трубопроводі живильної води з боку входу в підігрівач високого тиску встановлюють впускний клапан, з боку виходу живильної води з ПВТ встановлюється

зворотний затвір. Впускний клапан може знаходитися в двох положеннях: у першому забезпечує впускання живильної води в підігрівач і перекриває обвід води мимо ПВТ, в другому положенні закривається доступ живильної води в ПВТ і відкривається обхідна (байпасна) лінія, яких, як правило, виконується дві на блок.

Зворотний затвір захисту встановлюється на трубопроводі живильної води з боку її виходу з ПВТ і не допускає доступ в підігрівачі живильної води з магістралі, розташованої за підігрівачами.

Питання до розділу:

1 З якою метою застосовується проміжний перегрів пари, де використовується?

2 Які схеми проміжного перегріву застосовуються на КЕС?

3 Застосування схем проміжного перегріву на ПТЕЦ і ТЕЦ.

4 Яким чином впливає проміжний перегрів на характер циклу Ренкіна?

5 Оптимальна температура початку проміжного перегріву.

6 Основні характеристики контактних і поверхневих підігрівачів.

7 Схеми встановлення регенеративних підігрівачів низького та високого тиску на ТЕС.

8 Коефіцієнт недовиробітку потужності і його розрахунок.

9 З яких частин складається поверхневий підігрівач високого тиску, їх призначення і конструктивне виконання.

10 Схеми зливу дренажу, використовувани на ТЕС, їх характеристики

11 Які параметри враховується при складанні рівнянь теплового балансу для підігрівачів високого тиску?

12 Конструктивне виконання пвдвгрівачів контактного та поверхневого типів.

## ОСНОВНЕ УСТАТКУВАННЯ ТЕПЛОВИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

Устаткування теплових електростанцій розділяють за принципом його призначення в технологічному циклі вироблення електроенергії і тепла на *основне і допоміжне*.

До основного устаткування теплових електростанцій відносяться:

котельні агрегати (парогенератори);

парові турбіни;

генератори електричного струму (електричні генератори);

силові блокові трансформатори на ТЕС з блоковими схемами.

До допоміжного устаткування відносять установки, що забезпечують можливість здійснення технологічного процесу виробництва електроенергії і які істотно впливають на його техніко-економічні показники. До цього устаткування відносяться установки, що забезпечують підготовку палива і процес його спалювання в топці котла: млини помелу вугілля, дробарки, крани, транспортери, вентилятори подачі палива в топку котла і видалення продуктів згорання і др.; устаткування пароводяного тракту: насоси підтримки вакууму в конденсаторах (конденсатні), насоси подачі гарячої живильної води в котел (живильні), насоси перекачування конденсату (перекачувальні), подачі охолоджувальної води (циркуляційні), відсмоктування повітря і перекачування гарячої води для потреб теплопостачання і т.д. Це устаткування відноситься до установок власних потреб станції і впливає на показник споживання електроенергії на власні потреби. У даному розділі розглядаються характеристики основного устаткування ТЕС.

### 3.1 Котельні агрегати ТЕС

#### 3.1.1 Загальна характеристика котельних установок

Паровий котел (парогенератор) – це агрегат, призначений для отримання водяної пари необхідних параметрів, для чого використовується теплота, що виділяється при згоранні в топці котла органічного палива.

Основні елементи котла – це топка (топкова камера) і теплообмінні поверхні нагріву. Залежно від процесів, що протікають в поверхнях теплообміну, їх розділяють на нагрівальні, випарні і перегрівальні, за способом передачі теплоти – на радіаційні, конвективні та радіаційно-конвективні.

Паровий котел є основним елементом котельної установки, яка також включає:

*Паливний тракт* – комплекс устаткування для подачі і підготовки палива до спалювання. На ТЕС, що працюють на твердому паливі, в нього входять приймально-розвантажувальне устаткування, дробарки, бункери, живильники сирого палива і пилу, млини крупного і дрібного помелу вугілля, сепаратори, транспортери, пилопроводи, що сполучають млин дрібного помелу з топковою камерою котла. Від паливоприймача до бункерів дроблення паливо подається транспортерами з електроприводом, від млинів до пальників – за допомогою вентиляторів.

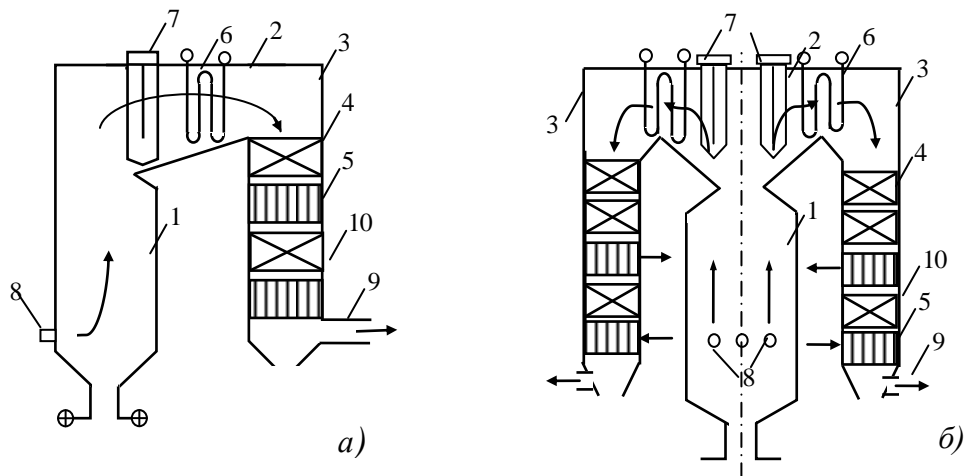
*Пароводяний тракт* – система послідовно включених елементів, призначених для руху по ним перегрітої пари, пароводяної суміші і води, сюди входять економайзер, топкові екрани і пароперегрівачі. Подолання гідравлічного опору пароводяного тракту здійснюється в основному за рахунок живильних насосів.

*Газоповітряний тракт* – комплекси устаткування, один з яких призначений для забору повітря з атмосфери і подачі його в топку котла – устаткування повітряного тракту (дугтьові вентилятори, коробки холодного і гарячого повітря, повітропідігрівачі, пристрої пальників). Другий комплекс – для руху продуктів згорання палива до їх виходу в атмосферу - це газовий тракт (топкова камера і конвективна шахта котла, димососи, димар, золоуловлювачі).

По конфігурації конструкції котлів, що використовуються на ТЕС, розрізняють П-, Т- і N- подібні і баштову компоновку котлів. Найбільшого поширення набули П- і Т-подібні конструкції парогенераторів. При П-образній компоновці (рисунок 3.1а) котел має два вертикальні газоходи – топкову камеру і конвективну шахту, а також горизонтальний газохід, що сполучає їх



Застосовуються такі котли на ТЕС при необхідній продуктивності пари до 1600 т/год.



1 – топкова камера; 2 - горизонтальний газохід; 3 – конвективна шахта; 4 – конвективний пакет пароперегрівача; 5 - водяний економайзер; 6 – ширмова поверхня проміжного пароперегрівача; 7 – перший рівень ширмової поверхні пароперегрівача; 8 – пальник; 9 – відведення відхідних газів, 10- воздухопідігрівач.

Рисунок 3.1 – Найбільш часто використовувані конфігурації парових котлів ТЕС: а) – П-образна; б) – Т-образна.

Т-образна компоновка передбачає наявність двох конвективних шахт, дозволяє зменшити глибину такої шахти і висоту сполучного газоходу. Використовується переважно для котлів з паропроductивністю більш 1000 т/год.

Н-подібна компоновка передбачає виконання трьох або чотирьох ходів, використовується при спалюванні палива з високим вмістом в золі лужних елементів і оксидів кальцію. Баштова компоновка використовується для потужних котлів при спалюванні газу і мазуту. Найбільш поширеною для ТЕС є П - образна компоновка.

### 3.1.2 Класифікація і основні характеристики парових котлів

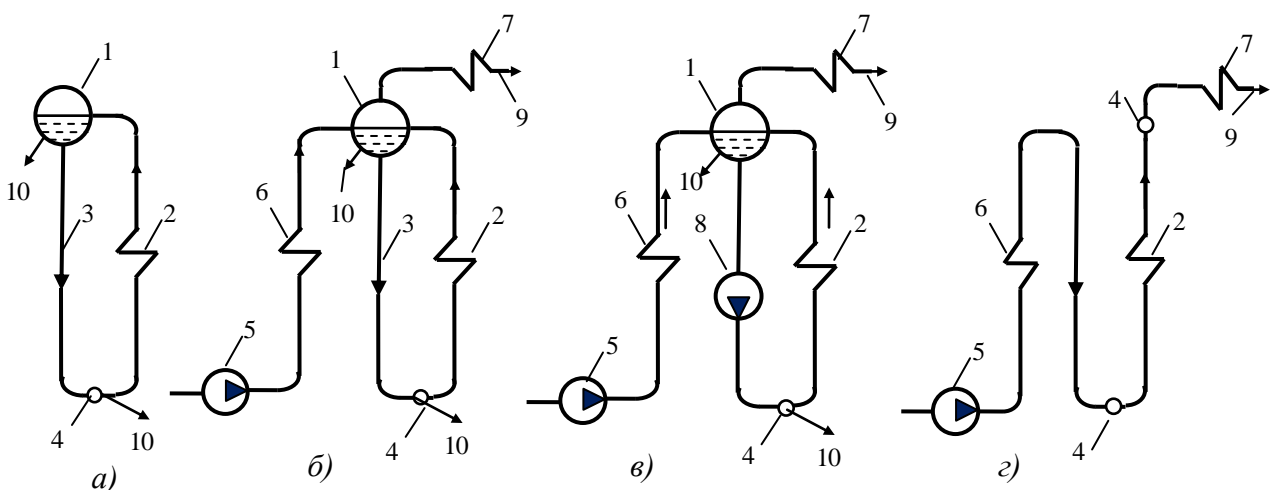
Парові котли класифікуються за наступними ознаками [4-6, 22]:

1) По виду спалюваного палива – котли для твердого, газоподібного і рідкого палива.

2) По фазовому стану шлаку, що виводиться з топки, – з твердим і рідким шлаковидаленням.

3) По структурі газоповітряного тракту – котли з природною, урівноваженою тягою і з наддувом. Природна тяга створюється за рахунок різниці тисків стовпа атмосферного повітря і стовпа розігрітих димових газів, які проходять по газоходу і димарю. У парогенераторах з урівноваженою тягою подача повітря в топку здійснюється дуттьовим вентилятором, видалення – димососом, увесь газовий тракт парогенератора знаходиться під розрідженням. Схема з одним вентилятором (без димососа) працює з деяким надлишковим тиском (наддувом), що вимагає повної герметизації тракту.

4) По вигляду пароводяного тракту (рисунок 3.2) - барабанного типу з природною циркуляцією, барабанного типу з багатократно-примусовою циркуляцією, прямоточні і з комбінованою циркуляцією.



1 – барабан-сепаратор; 2 - випарні (пароутворювальні) труби; 3 – спускні (водопідвідні) труби; 4 – колектор; 5 – живильний насос; 6 – водяний економайзер; 7 – пароперегрівач; 8 – насос багатократної примусової циркуляції; 9 – пара до парової турбіни (пара на виробничі потреби); 10 – продувна вода.

Рисунок 3.2 – Спрощені найбільш часто використовувані схеми генерації пари: а)- з природною циркуляцією; б)- з природною циркуляцією і перегрівом пари; у) - з багатократною примусовою циркуляцією і перегрівом пари; г) – прямоточні

Як і інше технологічне устаткування парові котли з технічного боку характеризуються їх номінальними параметрами. До них відносяться:

*Номинальна паропродуктивність* – найбільша паропродуктивність, яку повинен забезпечити стаціонарний котел в тривалій експлуатації при спалюванні основного палива (палива, на яке він запроектований) з врахуванням допустимих відхилень.

*Номинальний тиск* – тиск пари, який повинен забезпечуватися безпосередньо перед паропроводом до споживача пари при номінальній паропродуктивності стаціонарного котла. Зниження тиску пари нижче за допустимий рівень приводить до погіршення умов роботи турбіни і зниження її техніко-економічних показників; підвищення – знижує термін експлуатації паропроводу, що сполучає котел з турбіною, елементів частини високого тиску турбіни, а також вихідних ділянок пароперегрівача.

*Номинальна температура* – це температура пари, яка повинна забезпечуватися безпосередньо перед паропроводом до споживача пари при номінальних значеннях тиску пари, температури живильної води, паропродуктивності з врахуванням відхилень, що допускаються.

*Номинальна температура проміжного перегріву пари* – температура пари безпосередньо за проміжним пароперегрівачем котла при номінальних значеннях тиску пари, температури живильної води, паропродуктивності, а також при номінальних значеннях інших параметрів пари проміжного перегріву з врахуванням відхилень, які допускаються. Проміжний перегрів виконується, як правило, на котлах з номінальним тиском пари 14 МПа і вище.

*Номинальна температура живильної води* – температура води, яку потрібно забезпечити при номінальній паропродуктивності перед входом в економайзер або інший підігрівач живильної води, що відноситься до котла (в разі їх відсутності – перед входом в барабан).

Усі названі параметри відіграють значну роль в забезпеченні енергетичних та економічних показників експлуатації котельного обладнання і ТЕС в цілому. Недотримання номінальних параметрів не тільки погіршує ефективність виробітку кінцевої продукції електростанцій, але може призвести до аварійної ситуації.

### 3.1.3 Водний режим і забезпечення якості пари в парогенераторах.

В парогенераторах барабанного типу паротворення відбувається у випарних поверхнях контура багатократної циркуляції. Ці поверхні за умовами надійності не допускають утворення яких-небудь накипів (відкладення солей на внутрішній поверхні труб). Для відведення солей з контура циркуляції використовується безперервне продування – відведення з барабана частини киплячої води з підвищеним вмістом солей (Рис. 3.2 –б, в). Виражене у відсотках відношення загальної кількості продувальної води до паропродуктивності парогенератора називають продувкою парогенератора:

$$(3.1)$$

де  $D_{пр}$  – кількість продувальної води,  $D$  – паропродуктивність котла, т/год. Величина продування залежить від якості живильної води і як правило складає від 0,5 до 3%, солевміст при цьому складає 100...600 мг/л. Об'єм живильної води  $D_{жв}$  котла визначатиметься сумою витрати її на паротворення і на продування:

$$D_{жв} = D + D_{пр} \quad (3.2)$$

Збільшення об'єму продування недоцільне з причин зростання втрат тепла з водою, яка виводиться з барабана. В той же час скорочення продування може привести до утворення накипу і погіршення якості пари, що несприятливо для всього устаткування пароводяного тракту.

З метою зниження долі продування при збереженні необхідної якості насиченої пари використовується ступінчастий випар води в барабані. При двоступінчатому випарі барабан розділений на два відсіки, кожен з яких має свій контур циркуляції. Розділююча перегородка має внизу отвір, через який вода з першого відсіку надходить в другій. паропродуктивність першого відсіку зазвичай складає 80%, а другого 20% від номінально паропродуктивності котла. Причому в другий відсік попаде кількість води, відповідна його

паропродуктивності з врахуванням продування. В такому разі перетікання води в другий контур є як би продуванням першого.

На ТЕЦ з великою витратою води і пари і значними об'ємами додаткової води можуть використовуватися триступінчаті схеми випару із застосуванням виносних циклонів як третій рівень.

Прямоточні парогенератори (рис.3.2-2) не мають барабанів-сепараторів, відповідно на них не виконується продування. В той же час з підвищенням тиску зростає розчинювальна здатність пари. При тисках 10-14 МПа не дає сольових відкладень в тракті парогенератора лише кремнієва кислота і хлорид натрію при  $p = 14$  МПа і вище. У прямоточних котлах, що працюють на надкритичних параметрах пари, основна маса відкладення солей знаходиться в кінцевій зоні випарної частини. Цю зону не можна розташовувати в топковій камері, де значна теплова напруга поверхні нагріву. Вона виноситься в конвективну шахту і утворює *перехідну зону*, в якій нижче теплова напруга і допустима незначна величина солевідкладень, які періодично видаляються промиванням.

При збільшенні тиску і температури збільшуватиметься кількість речовин, що відносяться парою. Так при збільшенні тиску до 14 МПа і вище зона відкладення солей поширюється практично на всю випарну частину і необхідність в перехідній зоні відпадає. Тому до живильної води пред'являються вельми жорсткі вимоги. Для попередження корозії живильного тракту в живильну воду до деаератора вводять гідразин  $N_2H_4$ , який є сильним відновником, що поглинає кисень. У парогенераторах, які працюють на надкритичних параметрах пари, застосовується така міра очищення, при якій практично виключається відкладення солей в поверхнях нагріву. При необхідності виконуються кислотні промивання з використанням 3-4% розчинів соляної або лимонної кислот або інших розчинів. Кислотні промивання виконуються по замкнутому контуру. Після закінчення промивання розчин кислоти витісняється конденсатом, поверхні контура нейтралізуються розчином лугу (NaOH). Кислотні промивання з подальшою

нейтралізацією поверхонь парогенератора тривають близько двох діб. Для видалення легко розчинних з'єднань виконуються водні промивання з використанням конденсату з температурою 90 – 100<sup>0</sup>С.

### 3.1.4 Експлуатаційні режими парогенераторів

У експлуатаційних умовах на паропродуктивність парогенераторів істотно впливає зміна електричних навантажень станції. При роботі станції в базовій частині графіка електричних навантажень (див. розділ 1.2) навантаження агрегатів станції досить стабільне. Проте електроспоживання може істотно мінятися не лише протягом доби, але і впродовж тижня, коли потрібні різкі зниження потужності або навпаки – швидкий підйом.

Розрахункове номінальне навантаження або номінальна паропродуктивність  $D_{\text{ном}}$  відповідає максимально можливому навантаженню при заданому ККД. При збільшенні навантаження зростають температура пари і металу пароперегрівача вище допустимого значення, знижується ККД, погіршується якість пари. це може привести до аварійного останову парогенератора. При збільшенні навантаження зростає температура відхідних газів, відповідно, втрати з відхідними газами.

Зниження навантаження парогенератора по відношенню до номінального може привести до порушення стійкості горіння палива. У котлах барабанного типу при зниженні навантаження погіршуються умови природної циркуляції в топкових екранах, умови охолодження металу радіаційного настінного перегрівача. Досвід експлуатації котлів різних типів показав, що барабанні котли не можуть знижувати навантаження нижче 30...40% від номінальною. У прямоточних котлах без рециркуляції робочого середовища в екранних поверхнях топкової камери надійна робота останніх забезпечується лише при навантаженні вище 30% від номінального.

При роботі на будь-якому навантаженні потрібна підтримка найвигіднішого, тобто оптимального режиму роботи парогенератора. Це

досягається за допомогою *режимної карти* парогенератора, що є обов'язковим керівним документом для чергового персоналу. Карта складається на основі проведених випробувань парогенератора і містить конкретні дані про параметри, регулювання яких потрібне з пульта управління або блокового щита управління (БЩУ) для конкретного робочого навантаження. У робочій карті вказується, які значення повинні мати при зміні навантажень тиск і температура пари на виході з пароперегрівачі, температура відхідних газів і газів в поворотній камері, температура гарячого повітря і повітряний опір підігрівача повітря та інше.

Заданий режим роботи забезпечується за допомогою систем автоматичного управління, що включають системи регулювання витрат палива і забезпечення економічності процесу горіння; регулювання рівня води в барабані (на котлах барабанного типу), регулювання температури первинної і перегрітої пари, системи регулювання газоповітряного режиму (регулювання подачі первинного і вторинного повітря в млини розмолу вугілля); на прямооточних котлах – регулювання співвідношення вода – паливо і цілий ряд інших параметрів, число яких зростає із збільшенням одиничної потужності агрегату. На сучасних станціях цей контроль ведеться за допомогою комп'ютерних систем автоматичного управління потужністю енергоблока і систем дистанційного моніторингу режимних параметрів. Так тиск перегрітої пари на виході її з котла повинен витримуватися у всьому діапазоні робочих навантажень.

Температура пари зберігається постійною (з допустимими відхиленнями від номінальної  $+5^{\circ}\text{C}$ ,  $-10^{\circ}\text{C}$ ) в області навантажень 0,7...1,0 від номінальної паропродуктивності. Вимога суворого дотримання параметрів пари обумовлена необхідністю забезпечення високої економічності роботи турбоагрегату, оскільки зниження тиску або температури перегрітої пари приведе до збільшення вологості пари в останніх ступенях турбіни, збільшенню відповідно втрат потужності і зниженню ККД. Постійність тиску перегрітої пари визначається рівністю теплопродуктивності парогенератора  $Q_{\text{пг}}$  і

теплоспоживанням турбіни  $Q_{\text{т}}.$  При зміні електричного навантаження теплоспоживання турбіни знижується, пропорційно цьому повинна знижуватися теплопроизводительность парогенератора.

На відхилення температури пари від номінальної впливають також якість спалюваного палива, зміни надлишку повітря, шлакування поверхонь нагріву, їх конструктивне виконання і інші чинники.

Стабілізація температури первинної (гострого) пари забезпечується виконанням поверхні перегрівача з невеликим запасом і зняття зайвого перегріву в уприскуючих пароохолоджувачах [5]. Вода тонко розпилюється у форсунці при надлишковому тиску 0,3...0,5 МПа і, випаровуючись, охолоджує пару.

Окрім систем автоматичного регулювання режиму на кожному блоці встановлюються системи захисту, які виконують аварійну зупинку, розвантаження і локальні операції при виникненні аварійних ситуацій. Ці системи паралельно діють на турбіну і котельну установку через реле зупинки турбіни і реле зупинки котла, на живильні насоси через реле зупинки живильних насосів. До апаратури захисту пред'являються високі вимоги надійності, тому як правило, виконується дублювання приладів з сигналізацією дії кожного.

## 3.2 Парові турбіни

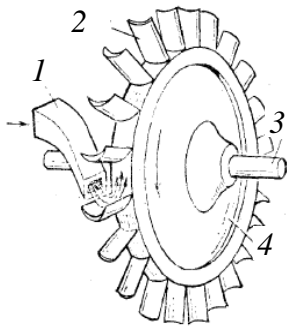
### 3.2.1 Принцип роботи і конструктивні елементи турбін

Приводом більшості генераторів, що виробляють електричну енергію на теплових і атомних електростанціях, є парові турбіни. Парові турбіни використовуються також як двигуни для кораблів, як привід для різних машин: насосів, газодувок і тому подібне [11].

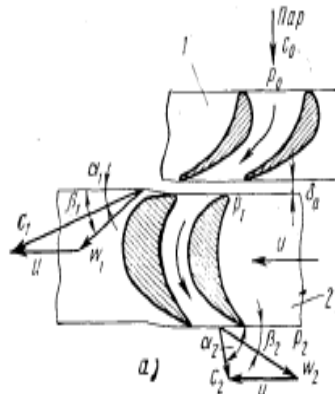
Пара надходить в турбіну з парогенератора через сопла 1 (рис.3.1). При цьому тиск пари на вході в турбіну значно вище, ніж за нею. Завдяки перепаду тисків пара з сопел виходить з великою швидкістю; потенційна енергія пари



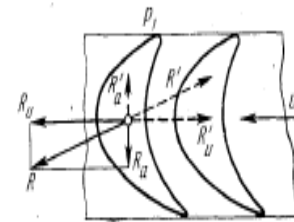
перетворюється в кінетичну енергію її потоку. При попаданні в канали, утворені робочими лопатками 2, напрям руху пари змінюється. Виникають зусилля, що впливають на робочі лопатки і створюють момент, що крутить, який передається насадженому на вал 3 диску 4. Нерухомі соплові лопатки, які закріплені на корпусі турбіни, утворюють соплові решітки.



1- сопло(для спрощення показано лише 1 сопло; 2 – робоча лопатка, 3 – вал, 4 – диск



1- соплові ґрати; 2 – робочі ґрати



(а)

Рисунок 3.1 – Спрощена схема конструкції парової турбіни

Рисунок 3.2.- Трикутники швидкостей пари в ступені турбіни активного типу (а) і схема зусиль, що діють на робочу лопатку (б)

Робочі решітки утворюють робочі лопатки, що обертаються разом з валом, закріплені на дисках, пов'язаних з валом турбіни.

Соплові решітки і розташовані за ними по ходу пари робочі решітки, в яких відбувається перетворення теплової енергії пари в механічну енергію обертання ротора турбіни, називають ступенями турбіни.

Сукупність всіх турбінних ступенів називається *проточною частиною* турбіни.

Частина турбіни, що обертається, включає вал турбіни, закріплені на ньому диски з робочими лопатками і допоміжні деталі, що обертаються, називається *ротором* турбіни.

Корпус турбіни із закріпленими на ньому сопловими апаратами ступенів, каналами, що підводять і розподіляють пару, а також патрубками для проміжних відборів і випусків пари, називають *статором* турбіни.

### 3.2.2 Класифікація парових турбін

Парові турбіни класифікуються по ряду критеріїв:

1) За принципом розширення пари в турбіні - на активні і реактивні.

В *активних* турбінах розширення пари відбувається лише в соплах (соплових решітках). У такій турбіні пара надходить в одне або декілька нерухомих сопел, набуває в них значної швидкості і прямує на робочі лопатки, розташовані на ободі диска, укріпленого на валу турбіни. Потік пари змінює напрям в каналах лопаток, обертаючи при цьому диск і пов'язаний з ним вал турбіни. При цьому кінетична енергія пари перетвориться в механічну без подальшого розширення пари.

Турбіни, в яких розширення пари відбувається приблизно однаково як в соплових, так і в робочих решітках, які створюють разом ряд послідовних рівнів, називаються *реактивними*.

2) По кількості ступенів розрізняють одноступінчасті і багатоступінчасті турбіни. Якщо в турбіні є одна соплова і одна робоча решітка, то такі турбіни називаються одноступінчастими. Якщо таких решіток декілька, то турбіни називаються багатоступінчастими. Одноступінчастими є турбіни мінімальної потужності.

3) За напрямом руху пари в турбіні: аксіальні (або осьові) – розширюючись, пара рухається паралельно валу турбіни; радіальні – пара направлена перпендикулярно валу турбіни.

4) За конструктивними особливостями розрізняють одноциліндрові і багатоциліндрові турбіни (рисунок 3.3-а, 3.4).. У одноциліндрових турбінах (як правило, потужністю до 50 МВт) всі ступені розміщені в одному циліндрі (корпусі), в багатоциліндрових ступені розміщені в декількох корпусах. Багатоциліндрові турбіни залежно від потужності і конструкції можуть мати по одному циліндру високого (ЦВТ), середнього (ЦСТ) і низького (ЦНТ) тисків; один ЦВТ, один ЦСТ і декілька ЦНТ і тому подібне. Збільшення числа циліндрів обумовлене збільшенням кількості опор-підшипників і сполучних муфт на роторі.

5) за кількістю потоків пари в циліндрах турбіни розрізняють одно потокові і двопотокові (рис.3.3, стрілками вказані напрямки потоків пари) Організація протилежних напрямів потоків пари в турбіні (рис. 3.3, б, в, г, д) дозволяє зрівноважити осьові зусилля, які сприймає вал турбіни.

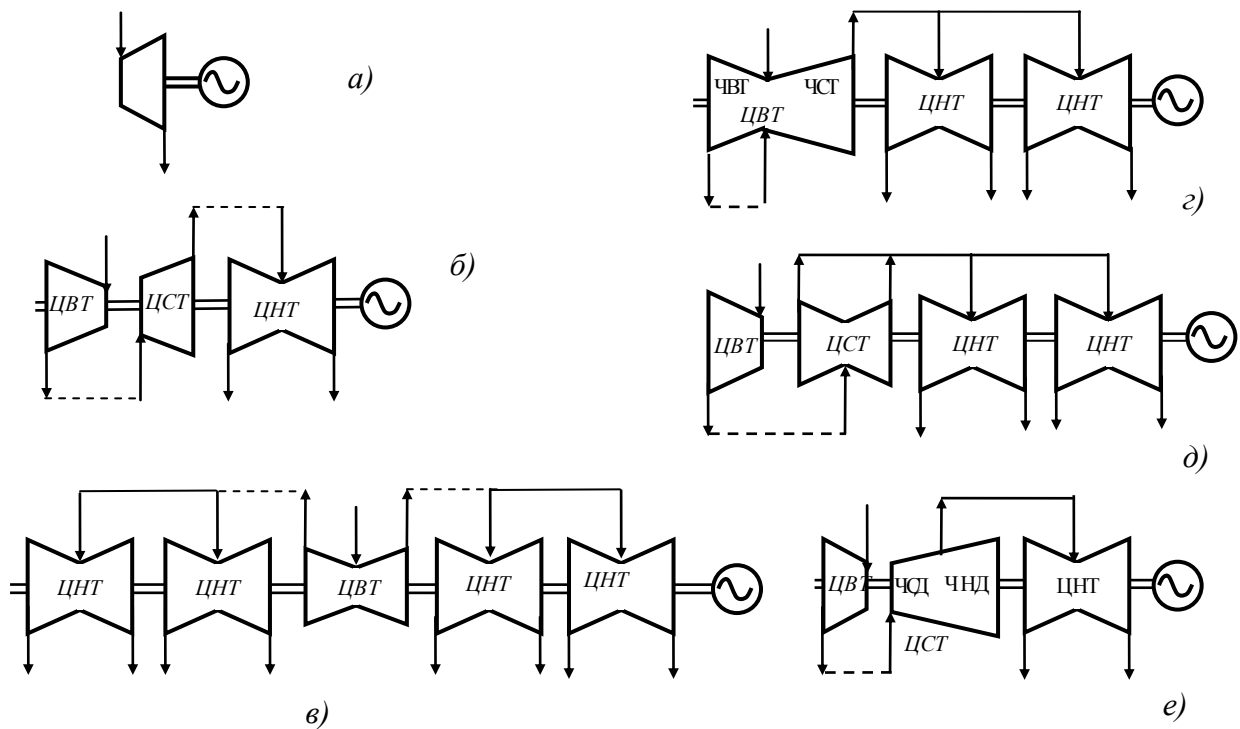


Рисунок 3.3 - Найбільш часто використовувані схеми напрямів потоку пари в турбінах. а)–одноциліндрова конструкція; б)–багатоциліндрова з послідовним розташуванням циліндрів і протилежно направленими потоками пари в ЦВТ і ЦСТ; в) - те ж з першим циліндром в середній частині агрегату; г) – те ж з підведенням пари в середню частину ЦВТ; д) – те ж з двохпотоковим ЦСТ; е) – те ж з непарним числом потоків в ЧНД.

б) По характеру теплового процесу розрізняють:

конденсаційні турбіни - призначені для вироблення на станції в основному електроенергії;

теплофікаційні – використовуються при одночасному виробленні електроенергії і теплоти;

промислові – призначені для забезпечення парою в першу чергу різних технологічних процесів.

7) По параметрах пари турбіни розділяють на турбіни з докритичними і надкритичними параметрами пари по тиску. Для води критична точка (точка

переходу киплячої води від рідкого стану в стан перегрітої пари минувши стан насиченої пари) характеризується наступними параметрами:

тиск  $P_{кр} = 22,136$  МПа;

температура  $T_{кр} = 374,15^{\circ}\text{C}$ .

Відповідно турбіни, що мають номінальні параметри свіжої пари по тиску нижче вказаної величини, відносяться до першої групи, якщо тиск свіжої пари вищий – до другої групи.

Для визначення типів турбін використовується спеціальне маркування, яке складається з буквеної та цифрової частин:

К – турбіна конденсаційна;

Т – турбіна теплофікаційна з теплофікаційними відборами пари, що регулюються, тиском 0,07-0,24 МПа і конденсаційним потоком пари;

Р – турбіна з протитиском;

П – теплофікаційна турбіна з регульованим промисловим відбором пари тиском 0,4-4 МПа;

ПТ – теплофікаційна турбіна з промисловим і теплофікаційним регульованими відборами і пропуском пари в конденсатор;

ПР – турбіна з протитиском і промисловим відбором пари.

Перше число після буквеного позначення вказує на номінальну потужність турбіни в МВт; при потребі вказати і максимальну потужність турбіни позначення має вигляд дробу, в знаменнику якого вказують максимальну потужність.

Наступне число (або група чисел) вказує номінальний тиск пари перед турбіною,  $\text{кгс/см}^2$  (*ат*). Для турбін з промисловими регульованими відборами і з протитиском у вигляді дробу вказують тиск пари перед турбіною, у відборі і протитиск.

Остання цифра після другого тире означає номер заводської модифікації.

Наприклад:

К-300-240 – конденсаційна турбіна потужністю 300 МВт, номінальний початковий тиск (тиск гострої пари) –  $240 \text{ кгс/см}^2$  (23,5 МПа);

ПР-25/30-90/10/0,9 – турбіна з протитиском  $0,9 \text{ кг/см}^2$  ( $0,088 \text{ МПа}$ ), номінальною потужністю  $25 \text{ МВт}$ , максимальною –  $30 \text{ МВт}$ , початковим тиском пари –  $90 \text{ кгс/см}^2$  ( $8,82 \text{ МПа}$ ) і тиском в проимловому відборі –  $10 \text{ кгс/см}^2$  ( $0,98 \text{ МПа}$ ).

У маркуванні турбін атомних електростанцій може бути вказана частота обертання: К-500-65/3000 – конденсаційна, потужність  $500 \text{ мВт}$ , початковий тиск  $65 \text{ кгс/см}^2$  ( $6,46 \text{ МПа}$ ),  $3000 \text{ об./хв}$ .

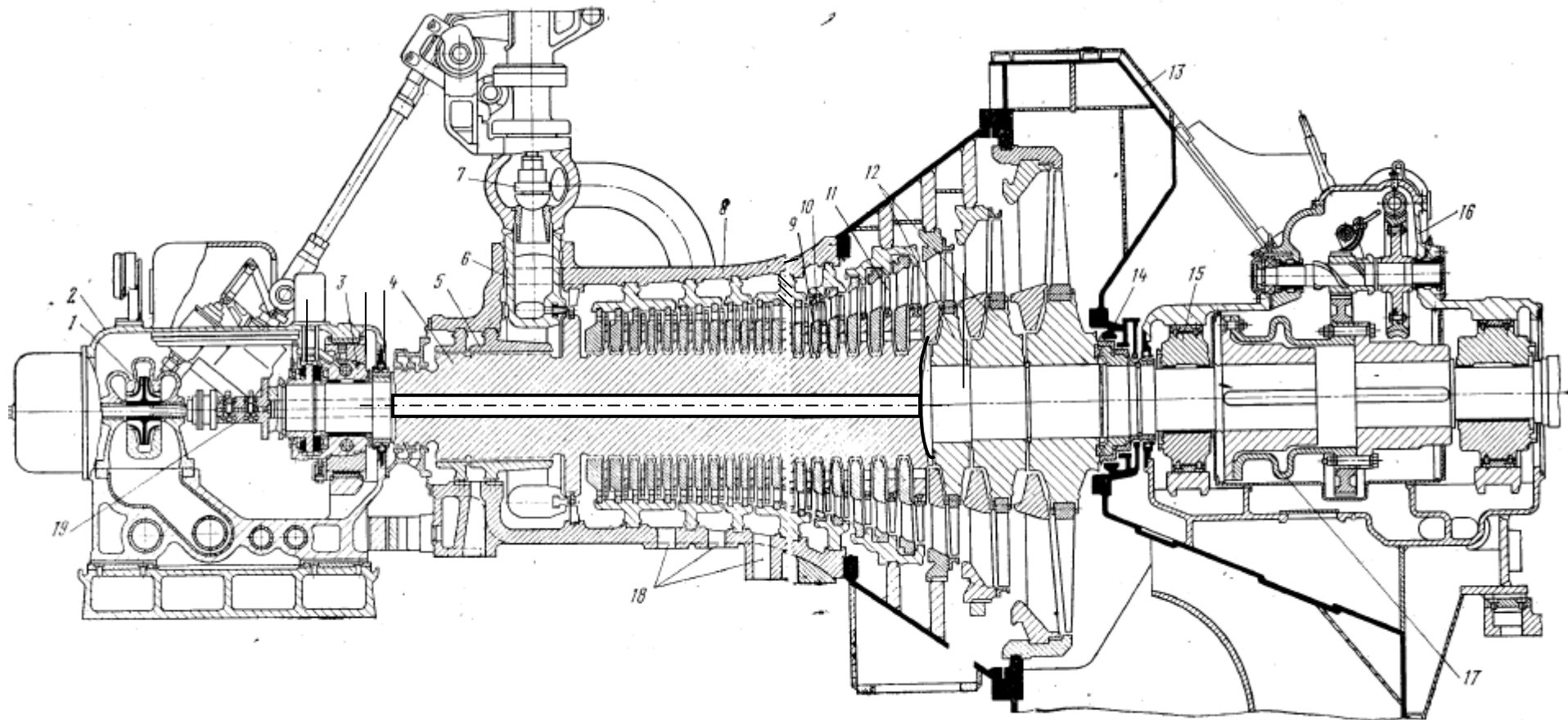
### 3.2.3 Типова конструкція парової турбіни

*Проточна частина турбіни* складається з послідовно розташованих ступенів, число яких визначається типом і потужністю турбіни. Так для турбіни потужністю  $50 \text{ МВт}$  з первинним тиском  $8,8 \text{ МПа}$  (рис. 3.4) кількість ступенів –  $22$ , з них перші  $19$  викувані як одне ціле з валом турбіни. Останні насаджуються на вал з натягом. На ободах кожного диска, що обертається, кріпляться робочі лопатки. Між дисками розташовуються нерухомі проміжні діафрагми. У кожній з них розміщені нерухомі соплові лопатки, призначені для прискорення потоку пари, що проходить через них, і надання їй необхідного напрямку перед входом в канали, утворені робочими лопатками.

Висота соплових і робочих лопаток від ступеня до ступеня збільшується. Це обумовлено розширенням пари і збільшенням займаного нею об'єму, що вимагає збільшення прохідних перетинів.

Перша ступінь є регулюючою. Пара до її сопел підводиться через регулюючі клапани, які конструктивно прагнуть розташувати по колу корпусу турбіни (наприклад, за наявності чотирьох клапанів два розташовуються у верхній частині корпусу турбіни, два – з боків нижньої частини).

Висота соплових і робочих лопаток від ступені до ступені збільшується. Це обумовлено розширенням пари і збільшенням займаного ним об'єму, що вимагає збільшення прохідних перетинів.



1-відцентровий масляний насос; 2-корпус переднього підшипника; 3-передній опорний підшипник, 4-ротор; 5 – переднє ущільнення; 6 – соплова коробка; 7 – регулюючий клапан, 8 – корпус, 9 – діафрагма з сопловими лопатками; 10, 11 – соплові і робочі лопатки, 12 – диски, 13 – вихлопний патрубок; 14 - заднє ущільнення; 15 – задній опорний підшипник, 16 – валоповоротний пристрій, 17 – напівгнучка муфта; 18 – нерегульовані відбори, 19 – бойки автомата безпеки.

Рисунок 3.4 – Конденсаційна турбіна потужністю 50 МВт (подовжній розріз)

Частина корпусу, яка охоплює ступені високого тиску, виконується у вигляді сталевого відливу. Ступені низького тиску виконуються в зварній частині корпусу. По конструктивних міркуваннях в одному корпусі групується від 5 до 12 ступеней.

Соплові лопатки регулюючої ступені кріпляться в соплових коробках, які ввариваються в корпус турбіни.

Через соплові коробки здійснюється підведення пари в ЦВТ. Соплові коробки призначені для підведення і розподілу при сопловому і частково при дросельному паророзподіленні.

Наступні за регулюючою нерегульовані ступені зазвичай виконуються у вигляді ступень з малою мірою реакції в головній частині турбіни ( $\rho=5\dots 20\%$ ), тому їх вважають ступенями з малою мірою реакції. Вони є практично активними. Ступені, розташовані в кінці проточної частини турбіни мають міру реакції  $\rho = 30\dots 50\%$  і є реактивними ступенями. Збільшення міри реакції пари по її ходу в турбіні обумовлене прагненням отримати найбільшу економічність турбіни при максимальній компактності конструкції. Збільшення числа реактивних ступеней в порівнянні з активними у вихідній частині турбіни, тобто в зоні низьких тисків, обумовлено також тим, що збільшені висоти лопаток в цій зоні дають нижчі втрати на протікання пари довкола робочих лопаток.

При розширенні пари її абсолютний тиск знижується з 12,7...23,5 МПа до кінцевого в 3,5... 4 кПа. Об'єм збільшується в 1000 разів і більше. Зважаючи на це при зниженні тиску повинні збільшуватися прохідні перетини лопаток і сопел. Висота лопаток визначається залежно від пропуску пари  $G_c$  на підставі рівняння нерозривності потоку:

$$G_c v_2 = F c_2 \sin \alpha_2, \quad (3.3)$$

де  $F$  – прохідний перетин робочих решіток,  $\text{м}^2$ ;

$v_2$  – питомий об'єм пари в тому ж перетині,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$c_2 \sin \alpha_2$  – осьова складова швидкості пари на виході з робочих лопаток.

У корпусі турбіни передбачено декілька патрубків (поз.18) для відбору пари з проміжних рівнів турбіни. Відбори призначені для регенеративного підігріву живильної води, що надходить з конденсатора в парогенератор.

Останній відсік турбіни складається з двох рівнів, в яких пар розширюється до тиску в конденсаторі.

Вихідний (вихлопний) патрубок 13 турбіни виконується з листової сталі шляхом зварки і приварюється до конденсатора. За рахунок охолодження і конденсації відпрацьованої в турбіні пари і відсмоктування конденсату тиск в конденсаторі підтримується нижче атмосферного. Зазвичай на рівні 3-6 кПа.

Залежно від способу регулювання витрати пари через турбіну розрізняють турбіни з сопловим і дросельним паророзподіленням.

При сопловому розподілі регулюючі клапани відкриваються і закриваються послідовно. При цьому пара, що проходить через повністю відкритий клапан, не дроселюється і прямує до сопел першого рівня з незмінним початковим тиском. Пара, що проходить через частково відкриті клапани, дроселюється і підходить до своєї соплової групи із зниженим тиском.

При дросельному паророзподіленні вся пара, що надходить в турбіну, проходить через загальний регулюючий клапан. В разі зниження навантаження регулюючий клапан частково закривається і пара дроселюється.

Перед регулюючими клапанами встановлюється стопорний клапан, який зазвичай знаходиться або в положенні «відкрито», або в положенні «закрито».

Вал турбіни опирається на два підшипники. У місцях проходу вала через корпус турбіни розташовані кінцеві ущільнення. Переднє ущільнення запобігає (або зменшує) витоку пари з корпусу турбіни в машинне відділення, заднє кінцеве ущільнення служить для запобігання підсосу атмосферного повітря в конденсатор турбіни і вихідний патрубок. У місцях



проходу вала через центральні отвори діафрагм встановлюються проміжні ущільнення, призначені для зменшення протікання пари окрім каналів соплових лопаток.

Із збільшенням потужності турбіни як правило збільшується число циліндрів за рахунок ЦНТ.

### 3.2.4 Регулювання потужності турбіни

Стабільність роботи блоку забезпечується постійністю тиску пари. Це забезпечується при рівності теплопродуктивності парогенератора  $Q_{\text{пр}}$  і теплоспоживання турбіни  $Q_{\text{ту}}$ . Нехтуючи втратами пари в паропроводі котел – турбіна, маємо рівняння теплового балансу  $Q_{\text{пр}} = Q_{\text{ту}}$ .

При зміні електричного навантаження  $W_r$  має місце зміна частоти обертання валу генератора і, відповідно, турбіни, тобто частота обертання є функцією електричного навантаження:  $n=f(W_r)$ . Міняється теплоспоживання турбіни і витрата пари, відповідно повинна мінятися і теплопродуктивність парогенератора.

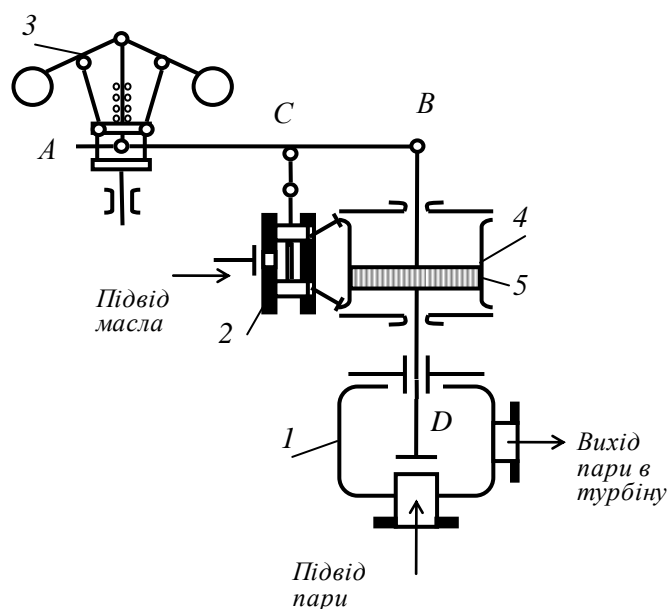
У передній частині валу турбіни розміщені запобіжні вимикачі, що впливають на стопорний і регулюючі клапани і забезпечують повне припинення подачі пари при підвищенні частоти обертання на 10-12%. Вал обертається з постійною частотою  $\omega$ , якщо в рівнянні моментів

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_A \quad (3.4)$$

приріст частоти обертання  $\frac{d\omega}{dt} = 0$ . Вочевидь, що це матиме місце при рівності моментів на валу турбіни і генератора, тобто  $M_T = M_G$ . Тут  $J$  – сумарний момент інерції роторів турбіни і генератора,  $M_D$  – момент на валу турбіни,  $M_A$  – момент на валу генератора. При зростанні  $M_D$  зростає частота обертання, отже, зростає частота в електричній мережі. Якщо зростає електричне навантаження, тоді  $M_G > M_T$ , при цьому знижується частота обертання і знижується частота струму в електричній мережі. Такі відхилення строго обмежені, оскільки приводять до порушення станцією якості електричної енергії, що відпускається в електричну мережу.

Крім того, збільшення частоти обертання приводить до збільшення відцентрових сил, які впливають на лопатки і диски парової турбіни, що може

викликати аварію. Збереження постійної частоти обертання забезпечується системою автоматичного регулювання потужності турбіни, один з варіантів



1 – корпус регулюючого клапана; 2 – золотник; 3 – відцентровий регулятор швидкості; 4 – сервомотор, 5 – поршень

Рисунок 3.5 – Схема регулювання турбіни з ланцюгом посилення

якої представлений на рисунку 3.5. Дана схема виконана з ланцюгом посилення, який складається із золотника і сервомотора. Пряме регулювання (без сервомотора і золотника) на потужних блоках не застосовується, оскільки зусиль, що розвиваються відцентровим регулятором швидкості 3 недостатньо для

переміщення клапанів.

У підшипниках турбіни виділяється значна кількість тепла, яке повинне від них відводитися. Відведення тепла здійснюється за допомогою циркуляції турбінного масла в системі змащення підшипників. Ця ж система змащення може бути використана для регулювання швидкості обертання валу турбіни шляхом використання сполученого з валом турбіни через черв'ячну передачу відцентрового пружинного регулятора і системи важелів, пов'язаних з сервомотором. Сервомотор - це циліндр 4, в якому під дією масла високого тиску переміщається поршень 5, пов'язаний з регулюючим клапаном. Масло в сервомотор подається насосом через маслопровід і золотник 2, який управляє подачею масла у верхню або нижню частину сервомотора. При середньому положенні циліндрового золотника доступ масла до обох порожнин сервомотора (над поршнем і під ним) закритий. Поршень знаходиться в положенні, яке відповідає рівності навантаження і потужності турбіни. Якщо змінюється навантаження, відбувається відповідно зміна положення муфти відцентрового регулятора, що у свою чергу за допомогою важеля АВ викликає зміну положення золотника і в сервомотор надходить масло. У точці В важіль зв'язаний шарніром з штоком регулюючого клапана, що забезпечує зворотний зв'язок сервомотора і золотника. Під час подання масла в сервомотор поршень 5 переміщається разом з штоком регулюючого клапана і змінює об'єм пари, що подається в турбіну. При зниженні навантаження частота обертання турбіни збільшується, вантажі регулятора піднімуться і розійдуться, важіль АВ підніме шарнір С, відкриваючи доступ масла у верхню порожнину сервомотора, регулюючий клапан опуститься і зменшить подачу пари в турбіну.

### 3.3 Генератори електричного струму

Для вироблення електричної енергії на теплових електростанціях з

паротурбінними установками використовуються синхронні генератори електричного струму. Генератори, що працюють в блоці з паровими турбінами прийнято називати турбогенераторами (ТГ) на відміну від гідрогенераторів, що працюють в блоці з турбінами гідроелектростанцій [8, 9]. Турбогенератор по конструктивному виконанню є горизонтальною електричною машиною з нерухомим статором, вал якої, – ротор - сполучений з валом парової турбіни. На роторі розміщується неявнополюсна обмотка збудження генератора, на яку подається постійний або випрямлений струм збудження. У обмотці статора наводиться електрорушійна сила (е.р.с.). При включенні обмотки статора на зовнішнє навантаження в мережу видаватиметься електрична потужність.

Швидкість обертання (об/хв.) синхронного генератора обчислюється за формулою

$$n = 60 f / p$$

де  $f$  – частота струму;

$p$  – кількість пар полюсів.

Відповідно до стандартної частоти електричного струму  $f = 50$  Гц на теплових станціях встановлюються в основному двополюсні турбогенератори з номінальною частотою обертання 3000 об/хв. На АЕС і ТЕС з нижчими параметрами пари в порівнянні з сучасними КЕС доцільне вживання ТГ з нижчою частотою обертання і більшим числом пар полюсів (як правило  $n=1500$  об/хв., число пар полюсів  $p=2$ ).

Повна номінальна потужність генератора визначається його конструктивними розмірами і електричними характеристиками:

$$S_{\text{ном}} = K_1 A_1 B_\delta D_1^2 L_\delta n \quad , \quad (3.5)$$

де  $D_1$  - діаметр статора, м;

$A_1$  - лінійна щільність струму в обмотках статора, А/м;

$B_\delta$  – магнітна індукція в повітряному зазорі між статором і ротором, Тл;

$L_\delta$  – довжина активної частини генератора, визначувана завдовжки магнітопровід статора, м;

$n$  - номінальна частота обертання, об/хв.

$K_1$  – коефіцієнт пропорційності.

Для неявнополюсних машин, до яких відносяться ТГ, активна потужність може визначатися по величинах опору по подовжній осі генератора  $x_d$ , напрузі на затисках генератора  $U$ , е.р.с.  $E_q$  і куту  $\delta$  між  $U$  і  $E_q$

$$P_{\text{ііі}} = \frac{E_q U}{X_d} \cdot \sin \delta \quad (3.6)$$

Активна потужність генератора, що віддається в мережу (кВт), складає

$$P_r = \sqrt{3} U I \cos \varphi \quad (3.7)$$

де  $U$  – напруга на затисках генератора, кВ;

$I$  - лінійний струм (струм фази), А;

$\varphi$  - кут зрушення між фазною напругою і струмом.

З (3.5) можна зробити висновок, що збільшення потужності генератора практично можливо або за рахунок збільшення лінійної щільності струму  $A_1$ , або діаметру статора  $D_1$ , оскільки величина індукції в зазорі  $B_\delta$  повинна бути в межах 0,8-1,0Тл і обмежена насиченням сталі сердечника. Збільшення геометричних розмірів генератора призводить до збільшення його маси, тобто до того, що він значно обважнює, додаткових витрат матеріалів і дорожчання. Як правило, найбільш прийнятним є використання в цих цілях збільшення щільності струму, що вимагає інтенсивного охолодження обмоток. З метою зниження перетину провідників обмотки статора обмотка потужних ТГ виконується за схемою «подвійна зірка». Гранично допустимі температури нагрівання для обмоток ротора – це 100-130<sup>0</sup>С, для обмоток статора – 120-140<sup>0</sup>С. Для охолодження обмоток статора ТГ потужністю вище 200МВт застосовується водень, оскільки величина струму в обмотках безпосередньо залежить від їх нагрівання і нагрівання ізоляції. Охолоджуються також сердечник статора і ротора. Корпус ТГ з водневим охолодженням має бути газонепроникним і механічно міцним. Системи охолодження генераторів поділяються на безпосередні

(внутришньопрвідникові) і непрямі (поверхневі). У безпосередніх системах охолодження як середовище, що охолоджує, використовуються водень, вода і масло. Такі системи ефективніші за поверхневі і дозволяють збільшити щільність струму в обмотках майже в три рази, тим самим при тих же габаритах установки збільшити її потужність. Так для генераторів серії ТГВ потужністю 300МВт, номінальний струм яких дорівнює 10200 А, використовується безпосереднє водневе охолодження статора і ротора.

Статор турбогенератора має стелевий корпус, який з ьрків закритий зварними щитами. Корпус ТГ з водневим охолодженням повинен буди газонепроникненим і механічно міцним. Сердечник статора виготовляється з покритих лаком листів холоднокатаної електротехнічної сталі завтовшки 0,5 мм, що дає можливість підвищити магнітну проникність і знизити питомі втрати, а також витрати міді на обмотку. Обмотка статора у потужних генераторах як правило робиться двошаровою. Верхні і нижні стрижні, які за для зменшення поверхневого ефекту набираються з провідників малого перетину, у лобовій частині з'єднуються пайкою.

Ротор потужних ТГ виготовляється з цілісної поковки високолегованої сталі, що має високі механічні характеристики і міцність. Ротори ТГ малої потужності виготовляються з вуглецевої сталі. На поверхні бочки ротора фрезеруються пази, в які укладається обмотка збудження. Пази закривають клинами з високоміцних немагнітних матеріалів (для зменшення потоку розсіяння). Для обмоток ротора невеликих за потужністю генераторів використовується електролітична мідь. Для потужних турбогенераторів – мідь з присадкою срібла (0,03÷0,1%), оскільки чиста мідь під впливом відцентрових зусиль і термічної напруги, що виникають у режимах пуска-зупинки і перенавантаження, отримує остатню деформацію, яка може призвести до пошкодження генератора. Ротор встановлюється на двох підшипниках ковзання, що мають примусове змазування маслом під тиском від системи змащування турбіни.

Система збудження генератора призначена для живлення обмотки

збудження постійним струмом і регулювання збудження. На старих генераторах застосовувалося електромашинне збудження - від генератора постійного струму, який встановлювався на валу ротора, або від машинного збудника, що встановлюється окремо. Таке збудження практично скрізь замінене тиристорним збудженням, при якому джерелом є генератор змінного струму, струм від якого подається на обмотку збудження основного ТГ перетвореним за допомогою тиристорних перетворювачів. Номінальна напруга збудження  $U_f$  сучасних генераторів знаходиться в межах 80-600В. Нижня межа характерна для генераторів потужністю в декілька МВт, верхня – для потужних. Номінальний струм збудження  $I_f$  також залежить від потужності генератора і для генераторів потужністю 200МВт і більш складає 2000-8000А.

Для видачі потужності генератора в електричну мережу на генераторній напрузі використовуються спеціальні комплектні екрановані токопроводи (КЕТ), перетин яких залежить від величини номінального струму генератора, тобто виробленої потужності. Екрани зменшують вплив електромагнітного поля на навколишнє середовище і персонал станції. Токопроводи з'єднують генератор з блоковим підвищуючим трансформатором, через який на підвищеній напрузі електрична енергія постачається в електричні мережі і далі до споживачів.

### 3.4 Блокові силові трансформатори і трансформатори власних потреб станції

Блокові силові трансформатори призначені для підвищення напруги видачі потужності генератора від генераторної напруги  $U_2$  до напруги мережі  $U_c$  (рис.1.1-а). наприклад, вищезгадані генератори 300 МВт мають  $U_2=20$  кВ. Напруга, на якій здійснюється видача потужності в електричні мережі, дорівнює 110 (154), 220, 330, 750 кВ. На станціях ВАТ «Дніпроенерго» видача потужності здійснюється в мережі 154 і 330 кВ. Таким чином




коефіцієнт трансформації блокового трансформатора при  $U_c = 330\text{кВ}$

$$K_T = \frac{U_c}{U_a} = 330/20 = 16,5$$

Підвищення напруги потрібне для зниження струму в лініях електропередач і тим самим збільшення їх пропускної спроможності при меншому перетині. Потужність блокового трансформатора ( $T_p$ ) вибирається по повній потужності генератора, тобто з урахуванням коефіцієнта потужності  $\cos\varphi$ :

$$S_{T_p} \approx \frac{P_T}{\cos\varphi}, \text{ МВА.}$$

Так при потужності генератора (і, відповідно, турбіни) 300 МВт, встановлюються блокові  $T_p$  з номінальною потужністю 400 МВА.

Обмотки блокових  $T_p$  мають схему з'єднання «трикутник - зірка»  «Трикутник» на боці генератора, «зірка» на високій стороні, оскільки режим нейтралі мереж, на напрузі яких здійснюється видача потужності станції, глухе заземлення [10], здійснити яке можливо лише при з'єднанні обмоток фаз у «зірку». При такій системі з'єднання фаз будь-яке замикання фази на землю є коротким замиканням мережі і миттєво відключається протиаварійним захистом електричних мереж.

За типом виготовлення в залежності від потужності блокові трансформатори можуть бути трифазними або представляти групу однофазних. В першу чергу це зумовлено габаритними розмірами і можливістю транспортування.

Ізоляція блокових  $T_p$  – паперово-масляна, тому до охолодження обмоток, магнітопроводу і сталевих деталей конструкції трансформаторів пред'являються жорсткі вимоги.[16] Теплота, що виділяється в обмотках і магнітопроводі, передається через паперову ізоляцію і ізоляційне покриття сталевих листів сердечника масла, і від масла – доквіллю. Нагрівання ізоляції різко знижує її діелектричні властивості, що може привести до її пробію і пошкодженню  $T_p$ . На трансформаторах середньої потужності (до 100 МВА) застосовується дуттьове охолодження з використанням

вентиляторів для обдування масляних радіаторів (система охолодження Д), для трансформаторів великої потужності застосовується система охолодження ДЦ – дугтя з примусовою циркуляцією масла.

Наскільки ефективна система охолодження визначають по температурі верхніх шарів масла в трансформаторі, яка в Тр з системами охолодження М (природна масляна) і Д не повинна перевищувати  $95^{\circ}\text{C}$ , з системою охолодження ДЦ при потужності Тр до 250 МВА включно –  $80^{\circ}\text{C}$ , при потужності понад 250 МВА –  $75^{\circ}\text{C}$ . Температура найбільш нагрітої точки обмоток не повинна перевищувати  $98^{\circ}\text{C}$ . При збільшенні температури на  $6^{\circ}\text{C}$  термін служби ізоляції зменшується практично в 2 рази. Нагрівання ізоляції, як відомо, визначається величиною струму в обмотках Тр, і пропорційне квадрату величини струму. Тому перенавантаження по струму в аварійних режимах допускається на 30% - протягом 2х годин, на 60% - протягом 45 хвилин, на 100% - 10 хвилин. Номінальною температурою охолоджуючого середовища вважається температура  $20^{\circ}\text{C}$ .

Для живлення електроприймачів власних потреб, тобто допоміжного обладнання, яке має електропривід (приводів насосів різного призначення, вентиляторів, млинів розмелу вугілля, транспортерів подачі палива і тому подібне) передбачається підключення в блок з блоковим Тр трансформатора власних потреб - ТСН. Потужність і енергія, що споживаються приймачами власних потреб станції, залежать від типу станції, споживаного палива, потужності турбін та інших умов. В залежності від цих умов визначається і потужність трансформаторів власних потреб, яка може складати  $15\div 20\%$  від потужності блокового Тр з урахуванням навантаження резервування. Підключається ТСН зазвичай глухим відпаюванням (без комутаційних апаратів) до токопроводу, що сполучає генератор і блоковий Тр, тобто первинна обмотка трансформатора власних потреб виконується на генераторній напрузі, вторинна – на напрузі названих електроприймачів, найчастіше – 6 кВ. Схема з'єднання обмоток «трикутник-трикутник», тому мережі власних потреб станції, що живляться від ТСН, працюють з

ізолюваною нейтраллю.

Для підключення електроприймачів власних потреб на кожному блоці станції монтується розподільчий пристрій (РП) відповідної напруги (у більшості випадків – 6кВ), який отримує живлення від ТСН. РП оснащується комутаційними апаратами, кабельними збірками, пристроями автоматики і релейного захисту, які розміщуються комплектних розподільчих пристроях, якими укомплектовуються блокові РП. Електропостачання приводів потужних насосів може здійснюватись напругою 6 кВ. Для живлення менш потужного обладнання використовуються мережі 380/220В, які приєднуються до трансформаторів 6/0,4кВ, що теж встановлюються в блокових РП і отримують живлення від блокових ТСН.

Значна частина електроприймачів власних потреб (живильні, конденсатні, циркуляційні насоси і т.п.) відноситься до електроприймачів першої категорії за надійністю електропостачання, оскільки припинення живлення цього обладнання приведе до зупинки блока. Тому в схемах власних потреб передбачається обов'язкове резервування живлення відповідальних приймачів від систем інших блоків, а також від незалежного зовнішнього джерела електропостачання.

На промислових ТЕЦ електрична потужність видається в головний розподільний пристрій (ГРП) станції на генераторній напрузі, звідки вона розподіляється заводським споживачам. Для забезпечення резервування споживачів електричної енергії, які приєднані до ГРП, на ПТЕЦ встановлюються трансформатори зв'язку з енергосистемою або з енергопостачальною компанією. Потужність цих трансформаторів визначається конкретними умовами, рівні напруги також залежать від рівня напруги ГРП і прилеглої електричної мережі компанії-постачальника. Установка трансформаторів потрібна також для забезпечення можливості видачі в електричній мережі надлишків виробленої електроенергії. Власні потреби ПТЕЦ приєднуються до ГРП станції, резервування електропостачання здійснюється шляхом використання зв'язку з

енергосистемою.

#### Питання до розділу

- 1 Назвати устаткування, що входить в пароводяний і газоповітряний тракти.
- 2 Устаткування паливного тракту і його розміщення.
- 3 Схеми генерації пари в котельних установках ТЕС, їх номінальні параметри
- 4 Продувка парогенераторів, розрахунок об'ємів продувочної води
- 5 Конструктивні елементи парових турбін.
- 6 Класифікація парових турбін Як розподіляються потоки пари в багатоциліндрових турбінах.
- 7 Як приєднується конденсатор до пароводяного тракту?
- 8 Конструктивне виконання проточної частини турбіни К-50-12.
- 9 Чим зумовлена необхідність регулювання подачі пари в турбіну. Принципи регулювання, схеми.
- 10 Переваги і недоліки соплового і дросельного регулювання.
- 11 Конструкції синхронних генераторів.
- 12 Чинники, що обумовлюють швидкість обертання ротора генератора.
- 13 Система збудження генератора і її виконання.
- 14 Призначення блокових трансформаторів і ТСН в електричній схемі ТЕС, схеми їх підключення.

## 4 ЕЛЕМЕНТИ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТЕС.

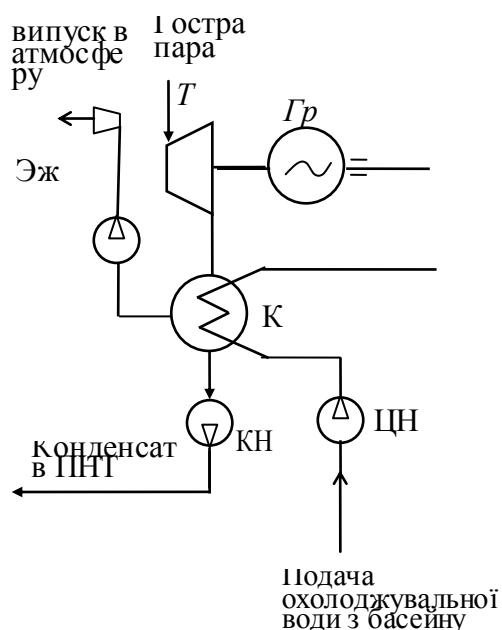
### 4.1 Конденсаційні установки

ККД паротурбінної установки істотно залежить від початкових і кінцевих параметрів пари. ККД циклу Карно

$$\eta_i^k = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1},$$

тобто чим нижче температура пари на виході з турбіни, тим більше ефективна її робота.

Конденсатори призначені для конденсації відпрацьованої в турбіні пари і створення і підтримки розрідження в конденсаторі і у вихідних патрубках турбіни, що дозволяє забезпечити невисоку температуру пари (24-28 °С) на виході з турбіни. Конденсатор разом з необхідним устаткуванням (конденсатними насосами, ежекторами для видалення корозійно-активних



ЦН – циркуляційний насос, Еж – пароводяний ежектор, інші позначення див. рис.1.2-а.

Рисунок 4.1 - Схема конденсаційної установки

газів, розчинених у воді, системою безперервного кулькового очищення внутрішньої поверхні трубок конденсатора від органічних відкладень, регуляторами рівня конденсату, гідравлічними затворами і ін.) називається *конденсаційною установкою*, спрощена схема якої представлена на рис. 4.1.

Пара перетворюється на конденсат за рахунок її охолодження і конденсації в теплообмінниках, де теплота

теплообмінниках, де теплота

конденсації пари передається циркуляційній охолоджуючій воді, яка

прокачується через трубки конденсатора.

Системи охолодження конденсатора відносяться до систем технічного водопостачання ТЕС, які включають також системи охолодження генераторів, масла турбін, на деяких станціях – трансформаторного масла.

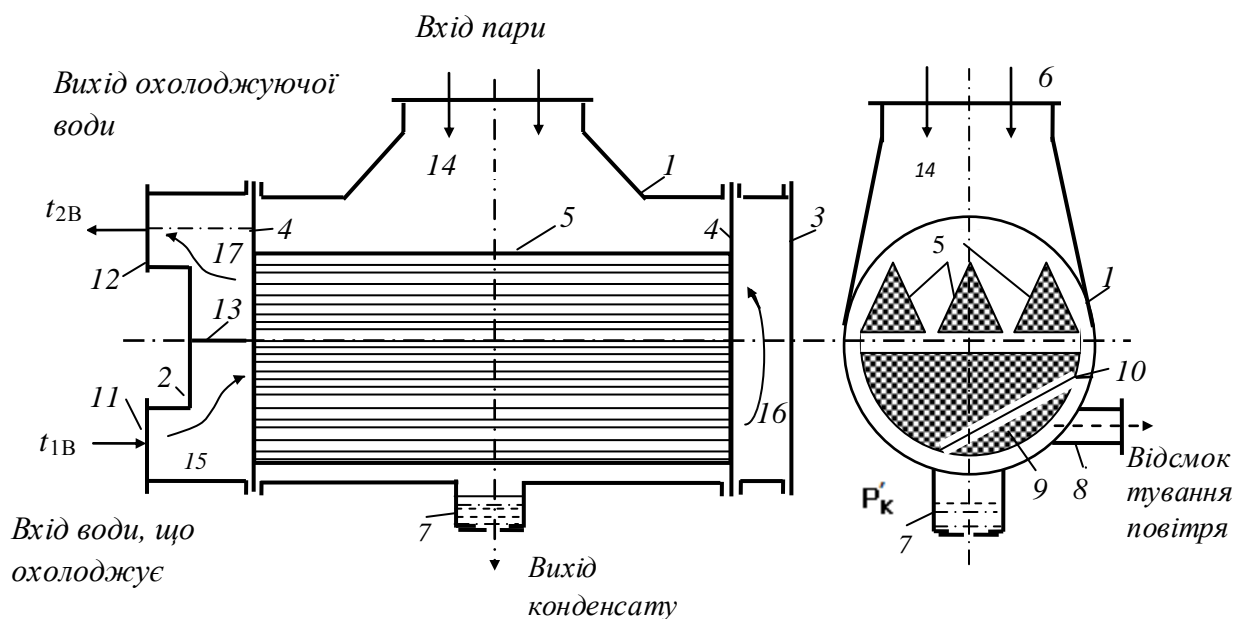
Як джерела водопостачання можуть використовуватися природні - крупні річки, зимовий і літній дебет води в яких покриває витрати ТЕС, а також озера з проточною водою, море. У цих випадках система водопостачання називається *прямотною*. За відсутності поблизу станції крупних природних водоймищ або при малому дебеті річки використовується *оборотна* система водопостачання. У такій системі вода, що охолоджує, після конденсатора прямує в штучний охолоджувач, де охолоджується, і після нього знову подається в конденсатор турбіни. Як штучні охолоджувачі використовуються ставки-охолоджувачі, бризкальні установки, градирні. Градирні в порівнянні з іншими штучними охолоджувачами найбільш економічні: займають меншу площу і мають менші втрати води.

Для подачі в конденсатор охолоджувальної води використовуються циркуляційні насоси. Як правило на кожен блок встановлюється два насоси

Конденсат, що утворився в конденсаторі, стікає в конденсатозбірник, звідки він відкачується конденсатним насосом. На ТЕС в якості конденсаторів використовуються теплообмінники поверхневого типу.

Конденсатор повинен забезпечувати необхідний тиск пари за турбіною. При збільшенні тиску в конденсаторі потужність турбіни зменшується, знижується її ККД. Тому подача охолоджуючої води і відведення тепла повинні проводитися постійно. Слід також враховувати, що у міру руху пари в конденсаторі із-за гідравлічних втрат знижується його тиск. Знижується також температура насичення – як з-за пониження тиску, так і зниження парціального тиску пари в процесі її конденсації. Тому доцільним є двоходове виконання конденсатора по воді [19]. При цьому перший хід здійснюється в зоні зниженого тиску.

На рисунку 4.2 представлений процес конденсації пари в поверхневому конденсаторі. У конденсатор через горловину 14, приєднану фланцем 6 до вихлопу турбіни, надходить суміш пари і повітря: частина повітря привноситься парю, частина всмоктується через нещільність вакуумної системи. На патрубках, що сполучають турбіну з конденсатором, встановлюється система металевих компенсаторів, які забезпечують можливість переміщення корпусу ЦНТ і конденсатора. Охолоджувальна вода циркуляційним насосом подається в нижню камеру 15, проходить по системі труб до поворотної камери 16, потім через верхню (вихідну) камеру надходить в відповідну трубу і прямує в басейн - охолоджувач. Патрубок 8 служить для відсмоктування повітря з повітроохолоджувача. Повітроохолоджувач є зоною конденсатора, де охолодження і конденсація



1-корпус конденсатора, 2 і 3 – кришки корпусу, 4 – трубні дошки; 5 – система прямих труб, що охолоджують, закріплюються в трубних дошках 4; 6 – фланець приєднання конденсатора до вихлопу турбіни; 7 – конденсатозбірник; 8 – патрубок відсмоктування повітря, 9 - повітроохолоджувач, 10 – перегородка повітроохолоджувача, 11 – труба підведення води, що охолоджує, труба відведення води, що охолоджує; 12 – труба відведення води, що охолоджує, 13 – перегородка, що розділяє вхідну і вихідну камери; 14-горловини конденсатора; 15 – нижня частина камери (вхідна камера), 16 – поворотна камера, 17 – верхня частина камери (вихідна камера).

Рисунок 4.2 - Конструктивна схема поверхневого конденсатора

пари протікають найінтенсивніше.

Це необхідно для мінімізації втрат пари, що не сконденсувалася, при відсмоктуванні повітря. Для видалення повітря і газів з конденсатора застосовуються пароструйні ежектори.

Залежно від конструкції конденсатора відсмоктування повітря може виконуватися в нижній частині конденсатора (рис. 4.2), у верхній частині конденсатора – це конденсатори з висхідним потоком пари; конденсатори з відсмоктуванням повітря в середині корпусу – конденсатори з центральним потоком пари. Конструкція конденсатора забезпечує ефективний процес теплообміну між парою і водою, що охолоджує. В той же час недопустиме переохолодження конденсату, оскільки це приведе до додаткових втрат теплоти, і у результаті – до зниження ККД установки. Тому конструктивно конденсатор виконується так, що конденсат, що утворився у верхніх шарах камери, стікаючи вниз, змішується з парою і нагрівається знову до температури насичення. Такі конденсатори називаються регенеративними.

Зусилля від дії атмосферного тиску на корпус конденсатора сприймаються системою гнучких опор на фундамент. По розташуванню конденсаторів відносно турбіни розрізняють підвальне – конденсатор знаходиться під частиною низького тиску турбіни, і бічне безпідвальне розташування. Останнє характерно для багатопотокових турбін.

#### Розрахунок потреби води на охолодження конденсатора

Для конденсаторів істотними є наступні характеристики: кількість корпусів, діаметр і товщина трубок, число ходів по воді, тиск в конденсаторі, питома парове завантаження, кратність охолодження, гідравлічний опір по воді і по парі.

Потреба циркулюючої через конденсатор води визначається його тепловим балансом:

$$D_k(i_k - i'_e)_{-} + \Sigma Q_{др} = G_y (i_{1\hat{a}}^{\hat{\delta}} - i_{1\hat{a}}^{\hat{\alpha}}) , \quad (4.1)$$



де  $i_k$  и  $i'_e$  - відповідно ентальпія відпрацьованої в турбіні пари на вході в конденсатор і ентальпія конденсату, кДж/кг;

$i_{1\hat{a}}^{\hat{e}\hat{o}}$  і  $i_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}$  – ентальпія води, що охолоджує, на виході і на вході конденсатора, кДж/кг;

$G_u$  – витрата води, що охолоджує, циркуляційним насосом, кг/с;

$\Sigma Q_{др}$  – тепло, яке вноситься в конденсатор потоками дренажу з регенеративних підігрівачів, ущільнень турбіни та інше, кДж/кг.

З теплового балансу конденсатора визначається кратність охолодження  $m$  – співвідношення між витратою води, що охолоджує, і витратою пари через конденсатор  $D_k$ :

$$m = \frac{G_{\hat{o}}}{D_{\hat{e}}} = \frac{i_{\hat{e}} - i'_{\hat{e}}}{i_{1\hat{a}}^{\hat{e}\hat{o}} - i_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}} \quad (4.2)$$

Температура води на виході з конденсатора  $i_{1\hat{a}}^{\hat{e}\hat{o}}$  має бути менше температури конденсації пари  $t_k$  на 3...5 °С, що відповідає недогріванню води в поверхневих теплообмінниках. Вода, що охолоджує, в конденсаторі нагрівається зазвичай на 8...12 °С, це відповідає кратності охолодження приблизно 40...60. Витрата води на сучасних ТЕС складає 50...100 м<sup>3</sup>/с в залежності від потужності турбоагрегатів.

Приклад виконання розрахунку витрат охолоджувальної води

Потрібно визначити кратність охолодження для конденсатора парової турбіни, якщо відомо, що температура охолоджуючої води на вході в конденсатор становить  $t_{1\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}$ , на виході з конденсатора – на  $\Delta t$  °С нижче за температуру насичення пари в конденсаторі. До конденсатора надходить також конденсат гріючої пари з ПНТ, ущільнень турбіни і таке інше з теплотою  $\Sigma Q_{\hat{a}\hat{o}}$ , кДж/кг, частка якої складає  $\alpha_{др}$  від кількості пари, що надходить в конденсатор; температура дорівнює температурі насичення при

данному тиску в конденсаторі.

Дано:  $p_k = 3,5$  кПа;  $D_k = 12$  кг/с;  $\alpha_{др} = 1\%$  від  $D_k$ ;

$$t_{др} = t_n; \quad t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} = 10^0 \tilde{N} \quad \Delta t^{bix} = 5^0\text{C}$$

Температуру насичення пари в конденсаторі дорівнюють температурі конденсату і визначається по тиску  $p_k$ , що становить у даному випадку 3,5 кПа. Відповідно до табл.ІІ [1] температура насичення складає 26,692 °С, ентальпія сухої насиченої пари при цьому  $i_k = 2549,9$  кДж/кг, ентальпія конденсату  $i_k' = 111,84$  кДж/кг. Тоді температура охолоджуючої води за конденсатором  $t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} = 26,692 - 5 = 21,6920$  °С.

З рівняння теплового балансу маємо

$$V_{i\hat{a}} \cdot \tilde{n}_\delta (t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} - t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}}) = D_k (i_{\hat{e}} - i_{\hat{e}}') + \sum Q_{\hat{a}\hat{o}}$$

Кількість пари  $D_k$ , що конденсується в конденсаторі, визначається кількістю витрат пари на турбіну і пари, що відбирається:

$$D_k = D_T (1 - \sum \alpha_j) = 12 \text{ кг/с}$$

Звідки об'ємна витрата води через конденсатор, кг/с

$$V_{i\hat{a}} = \frac{D_k (i_{\hat{e}} - i_{\hat{e}}') + \sum Q_{\hat{a}\hat{o}}}{\tilde{n}_\delta (t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}} - t_{i\hat{a}}^{\hat{a}\hat{o}})}$$

Частка пари  $\alpha_{др}$ , що зумовлює  $\sum Q_{др}$ , становить 1% від витрати пари через конденсатор турбіни,  $c_p$  - теплоємність води,  $c_p = 4,19$  кДж/кг К. Тоді

$$V_{ов} = \frac{12 \cdot 1,01 \cdot (2549,9 - 111,84)}{4,19(21,692 - 10)} = 603,192 \text{ кг/с},$$

звідки кратність охолодження

$$m = V / D_k = 603,192 / 12 = 50,265.$$