

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

Ю.О. ГІЧОВ

**ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ
ТА ПРОБЛЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ
ЕНЕРГІЇ**

Частина II

Затверджено Вченою радою НМетАУ
як навчальний посібник для студентів спеціальності
144 – Теплоенергетика
Протокол № 3 від 27.03.2017

Дніпро НМетАУ 2017

УДК 621.311.22 (075.8)

Гічов Ю.О. Теплові електростанції та проблеми перетворення енергії.
Частина II: Навчальний посібник. – Дніпро: НМетАУ, 2017. – 59 с.

Викладено принципи вибору обладнання і аналізу теплових схем ТЕС. Розглянуто питання розташування ТЕС, варіанти компонування головного корпусу та експлуатації обладнання ТЕС. Проаналізовано проблеми перетворення енергії, які пов'язані з експлуатацією ТЕС.

Призначено для студентів спеціальності
144 – Теплоенергетика (магістерський рівень).
Іл. 29. Бібліогр.: 7 найм.

Відповідальний за випуск М.В. Губинський, д-р техн. наук, проф.

Рецензенти: В.О. Габринець, д-р техн. наук, проф. (ДНУЗТ)
Л.І. Книш, д-р техн. наук, проф. (ДНУ)

© Національна металургійна академія
України, 2017
© Гічов Ю.О., 2017

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 ВИБІР ОБЛАДНАННЯ І АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ТЕС.....	6
1.1 Основні положення до вибору обладнання	6
1.2 Вибір основного обладнання	8
1.2.1 Вибір турбіни і визначення витрати пари на турбіну	8
1.2.2 Вибір парогенераторів	12
1.3 Розрахунок системи регенеративного підігрівання живильної води	14
1.3.1 Побудова процесу розширення пари в турбіні	14
1.3.2 Визначення витрат пари з регенеративних відборів турбіни .	17
1.4 Обладнання системи регенеративного підігрівання живильної води....	21
1.4.1 Підігрівачі високого тиску	21
1.4.2 Деаератори	23
1.4.3 Підігрівачі низького тиску	25
1.5. Аналіз теплових схем ТЕС	26
1.5.1 Визначення показників теплової економічності за наслідками розрахунку теплової схеми.....	26
1.5.2 Аналіз теплових схем методом коефіцієнта цінності теплоти та методом зміни коефіцієнта потужності турбогенератора	28
2. КОМПОНОВКА ГОЛОВНОГО КОРПУСУ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТЕС	33
2.1 Розташування ТЕС.....	33
2.2 Компоновка головного корпусу ТЕС	34
2.3 Особливості пуску агрегатів і енергоблоків ТЕС.....	35
2.4 Експлуатація турбогенераторів	37
2.5 Експлуатації регенеративних і мережевих підігрівачів	40
3 ПРОБЛЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ.....	42
3.1 Забезпеченість теплових електростанцій паливом.....	42
3.1.1 Вугілля	42
3.1.2 Природний газ	45
3.2 Проблеми пилувугільних паротурбінних ТЕС	46
3.3 Застосування парогазових циклів для підвищення ефективності ТЕС	49
3.3.1 Види і особливості парогазових енергетичних установок	50

3.3.2 Застосування парогазової установки з газифікацією палива всередині циклу ТЕС	52
3.3.3 Застосування парогазових установок в тепловій схемі АЕС ..	54
3.4 Проблеми перетворення енергії в малій енергетиці.....	55
3.4.1 Загальна характеристика об'єктів малої енергетики	55
3.4.2 ТЕЦ невеликої потужності на базі парових котелень.....	56
3.4.3 ТЕЦ невеликої потужності на базі водогрійних котелень.....	57
ЛІТЕРАТУРА.....	58

ВСТУП

У першій частині навчального посібника «Теплові електростанції та проблеми перетворення енергії» для студентів спеціальності 144 – Теплоенергетика викладені основні відомості про теплові електростанції (ТЕС) і розглянуті принципи побудови теплових схем ТЕС: вибір початкових і кінцевих параметрів пари, проміжний перегрів пари і системи регенеративного підігріву живильної води. У першій частині представлені теплові схеми ТЕС на базі основних типів турбін, що дозволяє приступити до викладу принципів аналізу теплових схем і вибору основного і допоміжного обладнання ТЕС. Ці питання розглядаються в другій частині навчального посібника.

У другій частині навчального посібника викладені також питання розміщення і компоновки головного корпусу ТЕС, розглянуто основні принципи експлуатації ТЕС: особливості пуску енергоблоків, екстремальні моменти експлуатації енергоблоків та інше.

У другій частині навчального посібника розглянуті проблеми перетворення енергії, пов'язані з ТЕС: забезпеченість паливом, проблеми експлуатації пилувугільних паротурбінних ТЕС і можливості підвищення к.к.д. ТЕС шляхом застосування газотурбінних технологій.

Навчальний посібник складений відповідно до робочої програми і учбового плану дисципліни «Теплові електростанції та проблеми перетворення енергії», враховує зв'язок дисципліни з іншими дисциплінами, які читаються студентам спеціальності 144 – Теплоенергетика: «Спалювання палива», «Котельні установки», «Нагнітачі та теплові двигуни», «Джерела теплопостачання промислових підприємств» та інші.

Навчальний посібник може бути використаний студентами при розробці випускних робіт магістрів. При розробці випускних робіт по ряду питань буде потрібно поглиблення знань. Це можливо шляхом використання рекомендованої літератури до посібника [1-4], в якій розглядаються особливості роботи ТЕС на прикладі великої різноманітності турбін і схем компоновки електростанцій, приведені повні розрахунки теплових схем, питання економії палива і екології.

1 ВИБІР ОБЛАДНАННЯ І АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ТЕС

1.1 Основні положення до вибору обладнання

Обладнання теплових схем ТЕС розділяється на 2 групи:

1) основне обладнання (парогенератори і турбіни);

2) допоміжне обладнання, яке включає:

- регенеративні підігрівачі живильної води;
- деаератори;
- розширювачі продувочної води парогенераторів;
- систему відведення пари сальникових ущільнень;
- обладнання для підготовки додаткової хімоочищеної води;
- пароперетворювачі (випарні установки);
- теплообмінники, що утилізували пар ежекторів і пар сальникових ущільнень;
- підігрівачі мережевої води (для ТЕЦ);
- редуційно-охолоджувальні установки;
- пікові водогрійні котли (для ТЕЦ);
- конденсатні, дренажні, живильні і мережеві насоси (для ТЕЦ);
- трубопроводи, запорна арматура, системи автоматики і інше.

В цілому вибір обладнання і розрахунок теплових схем електростанцій включають:

- вибір турбін і парогенераторів відповідно до заданого теплового і електричного навантаження;
- побудова принципової теплової схеми, яка в значній мірі залежить від вибору турбіни, що визначає вибір парогенератора, систему регенеративного підігріву живильної води, вузол конденсації відпрацьованої пари, спосіб добавки хімоочищеної води і інше;
- розрахунок теплової схеми, який проводиться в наступній послідовності:

а) визначається витрата пари на турбіну відповідно до заданого теплового і електричного навантаження;

б) проводиться побудова процесу розширення пари в проточній частині турбіни на *is*-діаграмі;

в) визначається характеристика теплоносіїв у вузлових точках теплової схеми, до яких відносяться регенеративні підігрівачі, деаератори-підігрівачі мережевої води і інші теплообмінники;

г) складається паровий баланс теплової схеми шляхом підсумовування потоків пари і уточнюється витрата пари;

д) визначається електрична потужність турбогенератора по уточненій витраті пари;

е) визначаються показники теплової економічності схеми по остаточних результатах розрахунку (к.п.д., питомі витрати теплоти і палива).

Зміст і об'єм розрахунку теплових схем залежить від завдання розрахунку:

- розробка нового енергоблоку;
- проектування станції на основі серійного обладнання, що випускається;
- виконання проекту реконструкції або модернізації діючої електростанції;
- розрахунок теплової схеми для вибору найбільш економічного режиму експлуатації.

Для конденсаційних ТЕС розрахунки включають номінальний, максимальний і мінімальний режими роботи.

Для ТЕЦ розрахунки включають наступні режими:

- при номінальних тепловому і електричному навантаженню;
- при максимально-зимовому тепловому навантаженні, що відповідає найбільш низькій температурі зовнішнього повітря;
- при тепловому навантаженні, що відповідає середній температурі зовнішнього повітря найбільш холодного місяця опалювального періоду;
- при тепловому навантаженні, що відповідає середній температурі зовнішнього повітря за опалювальний період (середньозимовий режим);
- літній режим роботи (за відсутності опалювального навантаження);
- без відпуску теплової енергії зовнішньому споживачеві (конденсаційний режим).

1.2 Вибір основного обладнання

1.2.1 Вибір турбіни і визначення витрати пари на турбіну

При проектуванні електростанції турбіни зазвичай вибирають з числа тих, що серійно випускаються:

- для конденсаційних ТЕС – турбіни типу «К»;
- для ТЕЦ можливі наступні варіанти (залежно від виду переважаючого теплового навантаження):
 - при домінуванні опалювального навантаження встановлюють конденсаційні турбіни типу «Т»;
 - за наявності в рівній мірі опалювального і технологічного навантаження встановлюють конденсаційні турбіни типу «ПТ», а при стабільному технологічному навантаженні промислових підприємств встановлюють турбіни протитиску «Р», «ПР»;
 - при значних технологічних навантаженнях пром підприємств і великих опалювальних навантаженнях, що змінюються, можлива установка всіх вищеперелічених типів турбін, об'єднаних в секцію ТЕЦ, що дозволяє мобільно реагувати на теплові навантаження, що змінюються.

У комплекті з турбіною завод-виготівник зазвичай поставляє конденсатор, ежекторні установки, систему маслопостачання, регенеративні підігрівачі живлячої води, конденсатні, дренажні і живильні насоси.

Основним параметром роботи турбіни є витрата пари, що визначається по діаграмі режимів роботи (додається до паспорта турбіни), яка представляє сімейство характеристик турбіни у вигляді залежності:

$$D_{mi} = f(N_{ei}), \quad (1.1)$$

де N_{ei} – електричне навантаження;

D_{Ti} – відповідна витрата пари.

Витрата пари визначається з виразу:

$$D_{mi} = D_{xx} + k_x \cdot N_{ei}, \quad (1.2)$$

де D_{xx} – витрата пари на холостому ході за відсутності електричного навантаження, необхідний для подолання опору обертанню ротора турбіни;

k_x – кутовий коефіцієнт характеристики турбіни.

Витрата пари на холостому ході визначається коефіцієнтом холостого ходу x , який виражається в долях від номінальної (паспортної) витрати пари на турбіну D_n :

$$x = D_{x.x} / D_n \quad (1.3)$$

Коефіцієнт холостого ходу залежить від типу турбіни:

- для конденсаційних турбін – $x_k = 0,03 \div 0,05$;
- для турбін протитиску – $x_n = 0,10 \div 0,15$.

Визначення витрати пари на турбіну ілюструються графіком на рисунку 1.1.

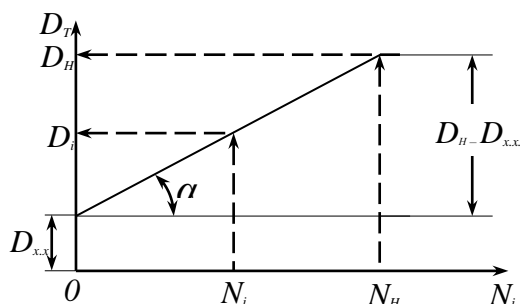


Рисунок 1.1 – До визначення витрати пари на турбіну

Кутовий коефіцієнт визначається виразом:

$$k_x = \operatorname{tg} \alpha = \frac{D_n - D_{x.x}}{N_n}, \quad (1.4)$$

де N_n – номінальна (паспортна) електрична потужність турбогенератора.

Номінальна витрата пари D_n і номінальна електрична потужність турбогенератора N_n визначають номінальну питому витрату пари на вироблення електроенергії:

$$d_n = \frac{D_n}{N_n}, \quad (1.5)$$

відповідно

$$D_n = d_n \cdot N_n, \quad (1.6)$$

і з урахуванням виразу (1.3)

$$D_{x.x} = x \cdot D_n = x \cdot d_n \cdot N_n. \quad (1.7)$$

З урахуванням номінальних показників D_n , N_n і d_n виразу (1.4) представляється таким чином:

$$k_x = \frac{d_n \cdot N_n - x \cdot d_n \cdot N_n}{N_n} \text{ або} \\ k_x = d_n - x \cdot d_n = (1 - x) \cdot d_n. \quad (1.8)$$

З урахуванням виразів (1.7) і (1.8) рівняння (1.1) набуває вигляду:

$$D_i = x \cdot d_n \cdot N_n + (1-x) \cdot d_n \cdot N_{zi} \quad (1.9)$$

В тому випадку, якщо турбіна має регульовані відбори (опалювальні або промислові) до витрати пари, обчисленої по електричному навантаженню, слід приєднувати додаткову витрату пари, що враховує недовиробіток потужності добірною парою:

$$\Delta D = y_{відб} \cdot D_{відб}, \quad (1.10)$$

де $D_{відб}$ – кількість пари, що поступає в регульовані відбори;

$y_{відб}$ – коефіцієнт недовиробітку потужності пари, що йде у відбори:

$$y_{відб} = \frac{i_{відб} - i_k}{i_1 - i_k}, \quad (1.11)$$

тут i_1 , $i_{відб}$ та i_k – відповідно, ентальпії пари на вході в турбіну, у відборах і пара, що поступає в конденсатор.

З урахуванням додаткової витрати пари рівняння (1.9) приймає вигляд:

$$D_i = x \cdot d_n \cdot N_n + (1-x) \cdot d_n \cdot N_i + y_{відб} \cdot D_{відб}. \quad (1.12)$$

Діаграма режимів роботи турбіни складається з сімейства ліній (1.1) при різних режимах роботи турбіни: конденсаційному (без регульованих відборів і з відборами) і протитисковому. Побудова діаграми ґрунтується на рівняннях (1.9) і (1.12). Приклад діаграми режимів роботи турбіни представлений на рисунку 1.2.

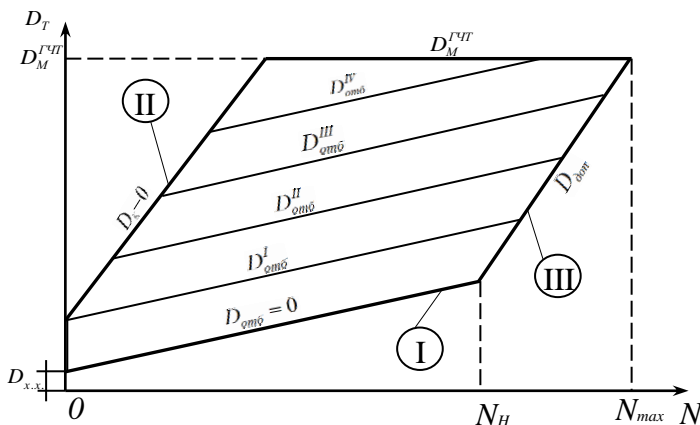
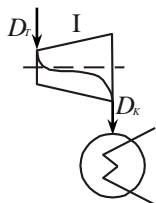


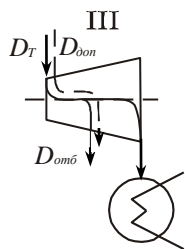
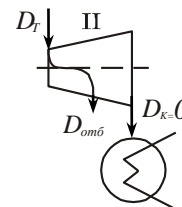
Рисунок 1.2 – Діаграма режимів роботи турбіни

У верхній частині діаграма обмежується максимально можливою витратою пари на турбіну $D_M^{ГЧТ}$, яка визначається максимальною пропускною спроможністю головної частини турбіни (ГЧТ): регулюючих клапанів, фільтрів, соплових сегментів, регулюючого ступеня і інше.



У нижній частині діаграма обмежується конденсаційним режимом роботи турбіни без регульованого відбору пари відповідно до рівняння (1.9).

Зліва діаграма обмежена режимом роботи турбіни в протитиску, тобто витрата потоку пари в конденсатор D_K практично дорівнює нулю (залишається вентиляційний потік, що охолоджує), а пара йде з турбіни через відбір.



Режим роботи, що обмежує діаграму справа, обумовлений повним використанням максимальної пропускної спроможності турбіни. Завантаження турбіни до максимуму проводять шляхом подачі додаткового потоку пари $D_{одд}$ і відведення цього потоку через регульований відбір, тобто довантаження турбіни по парі здійснюється режимом протитиску, тому лінії режимів, що обмежують діаграму зліва і справа, паралельні.

Додатковий потік пари збільшує електричну потужність турбогенератора понад номінальну N_n . Максимальна електрична потужність може скласти $N_{max} = (1,20 \div 1,25) \cdot N_n$.

Витрату пари на турбіну можна визначити також за формулою:

$$D_m = \beta_p \left(\frac{N_e}{H_e \cdot \eta_{ем}} + y_{он} \cdot D_{он} + y_{np} \cdot D_{np} \right), \text{ кг/с}, \quad (1.13)$$

де β_p – коефіцієнт регенерації, що враховує збільшення витрати пари в турбіну через відбори пари на регенеративне підігрівання живильної води;

N_e – задана електрична потужність турбогенератора, кВт;

H_e – використаний в турбіні теплоперепад конденсаційного потоку пари ($H_e = i_1 - i_k$);

$\eta_{ем}$ – електромеханічний к.к.д. турбогенератора;

$D_{он}, D_{np}$ – витрати пари в опалювальні і промислові відбори;

$y_{он}, y_{np}$ – коефіцієнти недовиробітку потужності парю опалювального і промислового відборів:

$$y_{он} = \frac{i_{он} - i_k}{i_1 - i_k}, \quad y_{np} = \frac{i_{np} - i_k}{i_1 - i_k}, \quad (1.14, 1.15)$$

де $i_{он}, i_{np}$ – ентальпії пари в опалювальному і промисловому відборах.

Значення коефіцієнта регенерації залежить від початкових параметрів пари, кількості відібраної пари через регенеративні відбори і температури підігрівання живильної води. Середні значення коефіцієнтів регенерації залежно від початкового тиску пари:

$p_1, \text{МПа}$	3,5	9,0	13,0	24,0
β_p	1,10	1,13	1,15	1,24

За значенням коефіцієнта регенерації можна судити про частку пари, що відводиться на регенерацію (10, 13, 15, 24%).

1.2.2 Вибір парогенераторів

Здійснюється на основі наступних даних:

- 1) початкові параметри пари (p_1, t_1), що подається в турбіну;
- 2) наявність або відсутність проміжного перегріву;
- 3) витрата пари на турбіну (D_T);

4) вид спалюваного палива, який визначає систему підготовки палива перед спалюванням, конструкцію топкового пристрою, конструкцію пальникових пристроїв і в цілому склад і характеристику обладнання паливогазоповітряного тракту.

Підхід до вибору парогенераторів для КЕС та ТЕЦ відрізняється. Продуктивність парогенераторів для КЕС визначається максимальною витратою пари на турбіну з обліком витрати пари на власні потреби і запасу пари до 3 %:

$$D_{п.г.} = (D_m^m + D_{сн}) \cdot 1,03. \quad (1.16)$$

Запас 3 % включає гарантійний допуск, враховує можливість зниження в допустимих межах параметрів пари, що отримується в парогенераторі, погіршення вакууму в конденсаторі турбіни і витoku пари при його транспортуванні від парогенератора до турбіни. Для КЕС зазвичай застосовують блокову схему, в якій резервний парогенератор не передбачається. Варіанти блокових схем представлені на рисунку 1.3:

- 1 – моноблок;
- 2 – моноблок з двокорпусним парогенератором;
- 3 – дубль-блок.

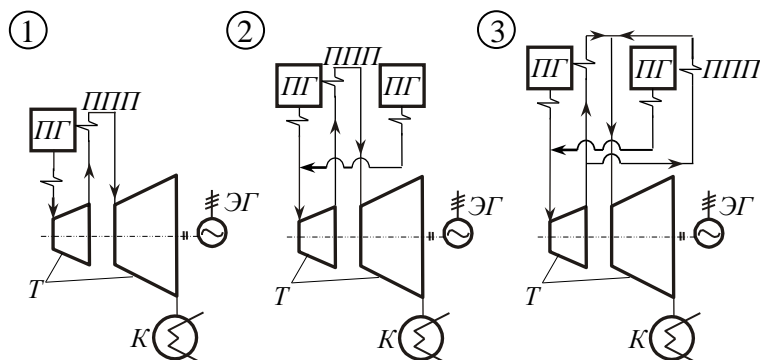


Рисунок 1.3 –
Варіанти блокових схем
ТЕС

Схеми 2 і 3 забезпечують економічнішу генерацію пари при різкому зниженні або збільшенні навантаження на турбогенератор.

На ТЕЦ блокова схема використовується у край рідко. Застосовується в основному централізована схема приєднання парогенераторів і турбін. Для ТЕЦ, що обслуговують великі промислові райони з тепловими навантаженнями, що різко змінюються, застосовують секційну схему, в якій встановлюють декілька типів турбін, що забезпечує швидке реагування на теплове навантаження, яке змінюється (див. рис. 1.4).

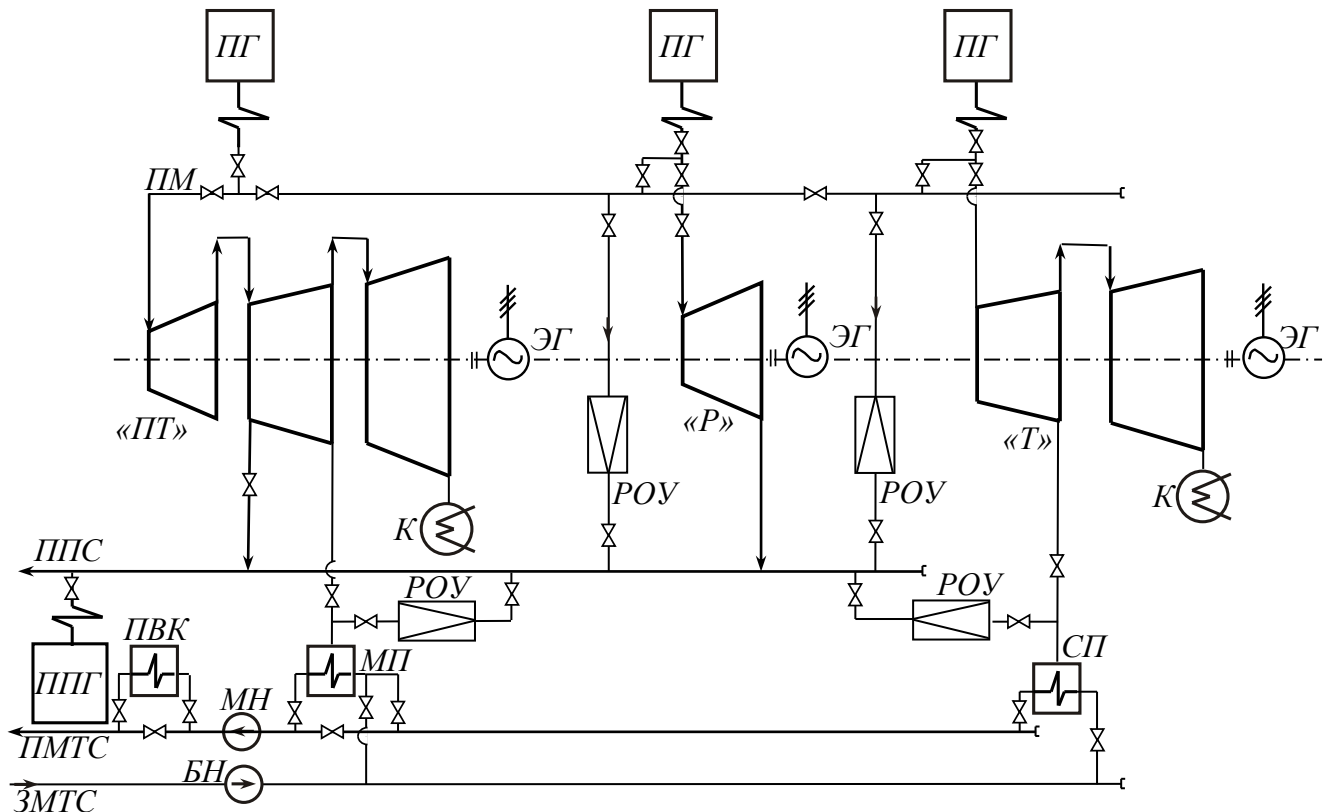


Рисунок 1.4 – Принципова тепла схема секції ТЕЦ

ПМ – перемикальна магістраль;

ППС – паропровід промислового споживання;

ППГ – піковий парогенератор;

ЗМТС, ПМТС – зворотна і подаюча магістралі теплової мережі;

БН – бустерний насос;

МН – мережевий насос;

ПВК – піковий водогрійний котел;

МП – мережевий підігрівач.

Кількість парогенераторів ТЕЦ приймається по сумарному споживанню пари:

$$D_{\text{меч}} = \sum_{i=1}^n D_{\text{тi}}^{\text{м}} + \sum_{i=1}^n D_{\text{пови}} + D_{\text{ен}} + D_{\text{рез}}, \quad (1.17)$$

де $D_{\text{ен}}$ – витрата пари на власні потреби;

$D_{\text{рез}}$ – резервна витрата пари.

Параметри пари, що отримується в парогенераторах, враховують втрати тиску і температури при транспортуванні пари від парогенератора до турбіни:

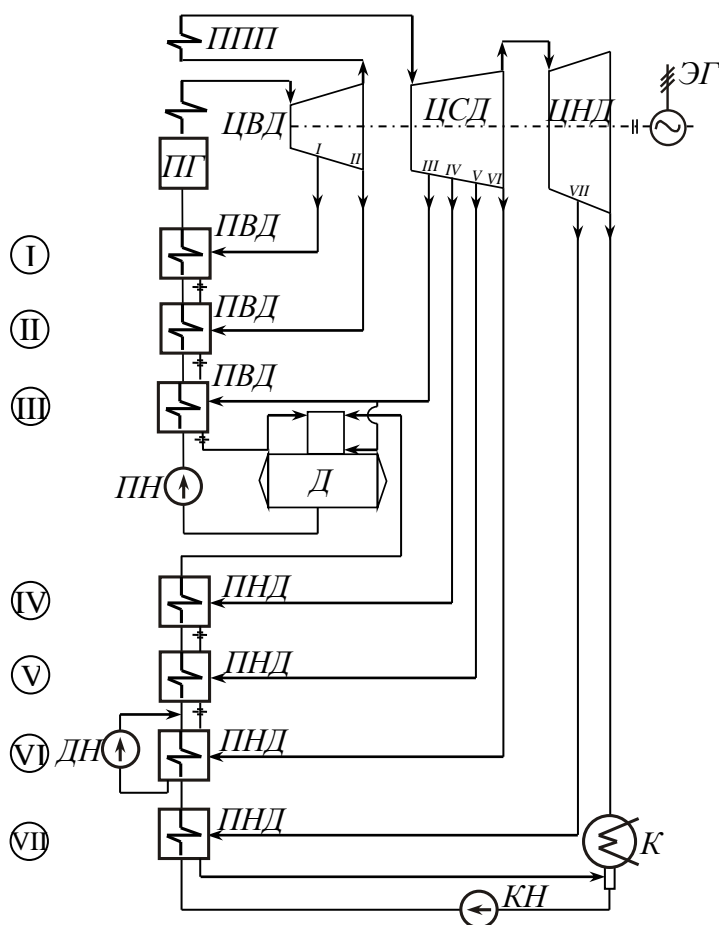
Парогенератор		Турбіна	
$p, \text{ МПа}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$p, \text{ МПа}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$
13,75	565	12,75	560
25,00	545	23,5	540

1.3 Розрахунок системи регенеративного підігрівання живильної води

1.3.1 Побудова процесу розширення пари в турбіні

Побудова процесу розширення пари в турбіні необхідна для визначення параметрів пари, що поступає в теплообмінники системи регенеративного підігрівання живильної води.

Приклад побудови представлений для турбіни $K-200-130$ (див. рис. 1.5).



$K-200-130$:

K – конденсаційна турбіна;

200 – номінальна потужність турбіни, МВт;

130 – тиск пари, що поступає в турбіну, атм. (12,8 МПа).

Рисунок 1.5 – Принципова теплова схема ТЕС на базі турбіни $K-200-130$

I...VII – відбори пари і відповідні підігрівачі

При проектуванні ТЕС на основі серійних турбін, що випускаються, для побудови процесу розширення пари з паспортних даних турбіни вибирають:

- тиск пари у відборах ($p_1 \dots p_{VII}$);
- внутрішній відносний к.к.д. циліндрів турбіни ($\eta_{oi}^{ЦВД}, \eta_{oi}^{ЦСД}, \eta_{oi}^{ЦНД}$).

Тиск і температура проміжного перегріву пари: $P_{mn} = 2,25 \text{ МПа}$, $t_{mn} = t_1 = 560^\circ\text{C}$.

Тиск пари на виході з турбіни $p_2 = 3,5 \text{ кПа}$.

Побудова процесу розширення пари на is -діаграммі надана на рисунку 1.6.

Крапка 1 відповідає стану пари перед турбіною і визначається на діаграмі перетином ізобари p_1 та ізотерми t_1 .

Крапка 1' відповідає стану пари після паропідвідних елементів турбіни (стопорний клапан, паровий фільтр, регулюючий клапан):

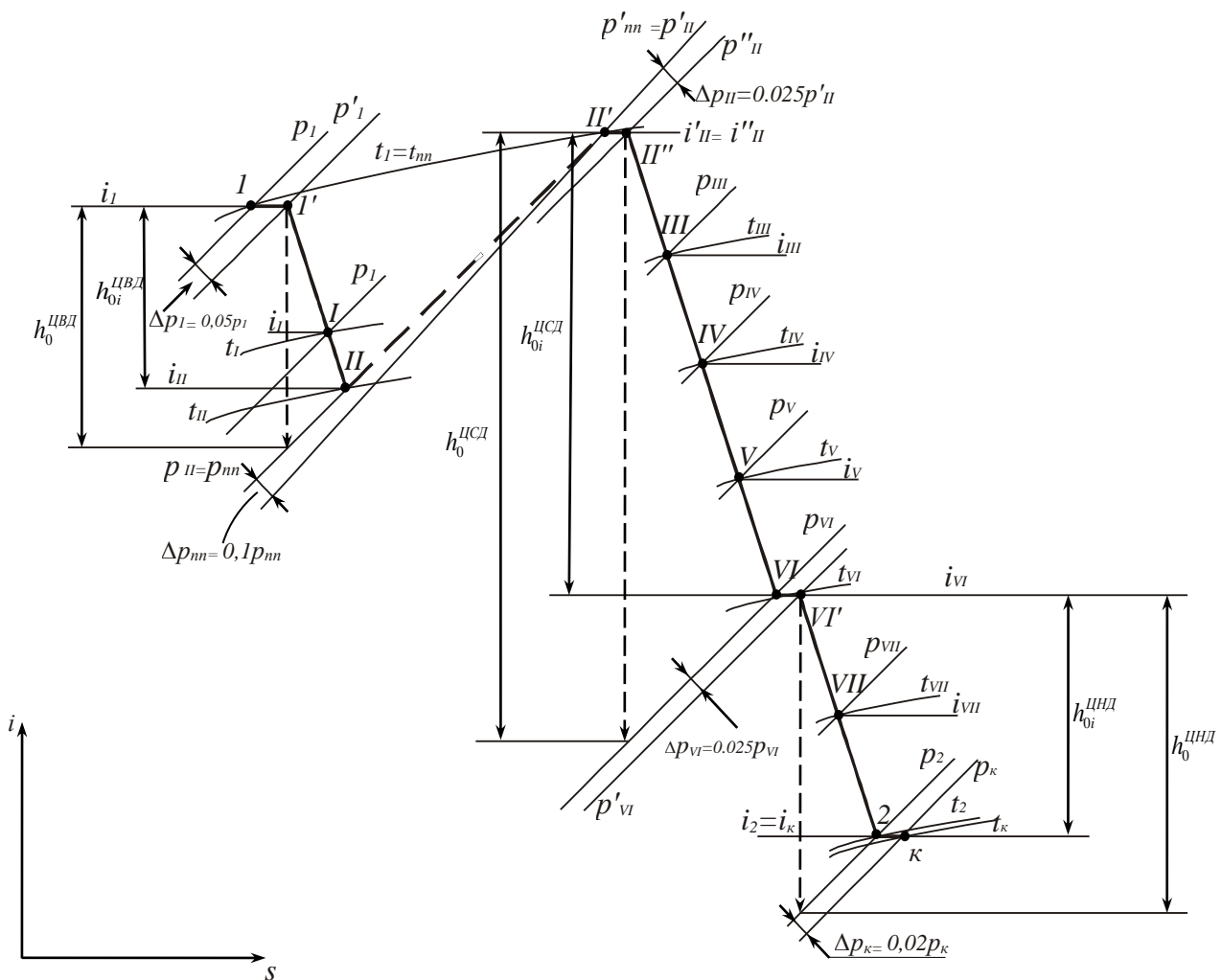


Рисунок 1.6 – Побудова процесу розширення пари

$$P'_1 = P_1 - \Delta P_1, \quad (1.18)$$

де Δp_1 – втрати тиску в паропідвідних елементах турбіни, $\Delta p_1 = 0,05p_1$.

Втрати тиску представляються дроселюванням, а крапка 1' визначається відповідно перетином ізоентальпії $i_1 = const$ з ізобарою p_1' .

Розташований теплоперепад $h_o^{ЦВТ}$ визначається перетином адіабати з крапки 1' з ізобарою p_{II} , відповідною стану пари на виході з ЦВТ.

Використане теплопадиння в ЦВТ визначається множенням:

$$h_{oi}^{ЦВТ} = \eta_{oi}^{ЦВТ} \cdot h_o^{ЦВТ}. \quad (1.19)$$

Крапка II, відповідна перебуванню пари на виході з ЦВТ, визначається перетином горизонталі, що проходить через нижній рівень використаного теплопадиння в ЦВТ, з ізобарою p_{II} .

Крапка 1' і II з'єднуються політропою розширення пари в ЦВТ, яка без істотної погрішності може бути представлена прямою лінією 1' II.

Крапка I, відповідна стану пари у відборі I, отримана перетином ліній 1' II з ізобарою p_I .

Тиск пари після проміжного перегріву:

$$P'_{nn} = P_{nn} - \Delta p_{nn}, \quad (1.20)$$

де p_{nn} – тиск, при якому пара відводиться на проміжний перегрів ($p_{nn} = p_{II}$);

Δp_{nn} – втрати тиску в системі проміжного перегріву, $\Delta p_{nn} = 0,1p_{nn}$.

Крапка II', відповідно стану пари після промперегріву, визначається перетином ізобари p_{nn}' з ізотермою $t_{nn} = t_I$.

Крапка II і II' з'єднуються довільною пунктирною лінією, оскільки зміна перебування пари на цій ділянці не має відношення до розширення пари в турбіні.

Тиск в крапці II'', що характеризує стан пари перед розширенням в ЦСТ:

$$P''_{II} = P'_{II} - \Delta p_{II}, \quad (1.21)$$

де Δp_{II} – втрати тиску на вході пари в ЦСТ, $\Delta p_{II} = 0,025p_{II}'$.

Втрати тиску представляються дроселюванням, крапка II'' визначається відповідно перетином ізоентальпії $i_{II}'' = const$ з ізобарою p_{II}'' .

Побудова процесу розширення пари в ЦВТ і ЦНТ аналогічна побудові процесу розширення в ЦВТ:

$$h_{oi}^{ЦСТ} = \eta_{oi}^{ЦСТ} \cdot h_o^{ЦСТ}; \quad (1.22)$$

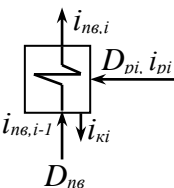
$$h_{oi}^{ЦНТ} = \eta_{oi}^{ЦНТ} \cdot h_o^{ЦНТ}. \quad (1.23)$$

Втрати тиску при перепусканні пари з ЦСТ в ЦНТ і при виході пари з турбіни в конденсатор відповідно складуть: $\Delta p_{VI} = 0,025p_{VI}$ і $\Delta p_K = 0,025p_2$.

Результати побудови процесу розширення пари у вигляді параметрів стану пари в характерних точках розширення зводяться в таблицю. Дані таблиці використовуються для розрахунку теплообмінників системи регенеративного підігрівання живильної води.

1.3.2 Визначення витрат пари з регенеративних відборів турбіни

Кількість пари, що поступає з відборів у відповідні теплообмінники (ПНТ і ПВТ) системи регенеративного підігрівання живильної води, обчислюється з теплового балансу підігрівачів:



$$D_{ei} \cdot (i_{ei} - i_{ki}) \cdot \eta_{pn} = D_{жв} \cdot (i_{жв,i} - i_{жв,i-1}), \quad (1.24)$$

де D_{ei} – витрата пари з і-того відбору в і-тий підігрівач;

i_{ei} і i_{ki} – ентальпії пари, що поступає з відбору в підігрівач, і конденсату, що утворюється при нагріві води;

η_{pn} – к.к.д. підігрівача, $\eta_{pn} = 0,98 - 0,99$;

$D_{жв}$ – витрата живильної води через підігрівач;

$i_{жв,i-1}$, $i_{жв,i}$ – ентальпія живильної води на вході і виході з підігрівача.

Якщо нехтувати витратою продувальної води в котлі, втратами пари і втратами пари на власні потреби: $D_{жв} = D_T$, тобто витрата живильної води дорівнює витраті пари на турбіну, то рівняння теплового балансу підігрівача (1.24) можна представити у вигляді рівності відношень:

$$\frac{D_{ei}}{D_T} = \frac{i_{жв,i} - i_{жв,i-1}}{(i_{ei} - i_{ki}) \cdot \eta_{pn}}, \quad (1.25)$$

де $\frac{D_{ei}}{D_T} = \alpha_i$ – частка пари, що поступає з і-того відбору, від витрати пари на турбіну.

Завдання розрахунку полягає у визначенні α_i для всіх підігрівачів системи регенеративного підігрівання живильної води.

Методика розрахунку представлена на прикладі турбіни К-200-130 (див. рис. 1.5.), для якої раніше розглядався процес розширення пари.

Розрахунок починається з верхнього ПВТ, в якому відбувається остаточний підігрів живильної води, тобто відома температура підігрівання $t_{жсI} = t_{жс}^{onm}$. При розрахунку слід враховувати втрати тиску пари в лініях відборів, тобто втрати на ділянці від камери відбору пари в турбіні до підігрівача. Ці втрати враховуються шляхом газодинамічного розрахунку, якщо відома довжина і конфігурація ліній паропроводу, або оцінюються орієнтовно в межах $6 \div 12\%$ від тиску в камері відбору, тобто тиск на вході в підігрівач відповідно складе: $p'_i = (0,88 \div 0,94) \cdot p_i$.

Втрати теплоти через зовнішні поверхні паропроводу і підігрівача враховуються через к.к.д. підігрівача $\eta_{pn} = 0,98 - 0,99$.

Схема до визначення витрат пари з регенеративних відборів турбіни на ПВТ наведена на рис. 1.7.

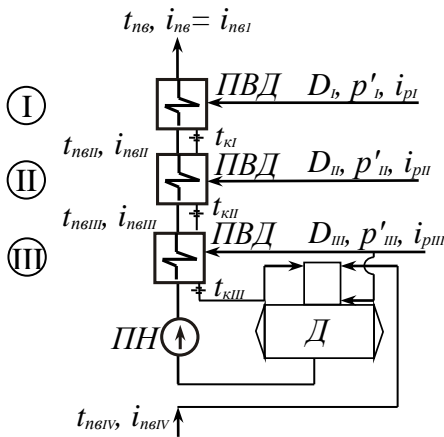


Рисунок 1.7 – До визначення витрати пари з регенеративних відборів турбіни на ПВТ

I... Частина пари, що відбирається на верхній ПВТ, складе:

$$\alpha_I = \frac{i_{жсI} - i_{жсII}}{(i_{pI} - i_{кI}) \cdot \eta_{pnI}}, \quad (1.26)$$

де $i_{жсI}$ – ентальпія живильної води на виході з підігрівача, відповідна $t_{жсI} = t_{жс}^{onm}$, тобто $i_{жсI} = C_p \cdot t_{жсI}$;

$i_{жсII}$ – ентальпія живильної води на вході в даний підігрівач або на виході з попереднього підігрівача: $i_{жсII} = C_p \cdot t_{жсII}$.

Температура живильної води на виході з попереднього підігрівача визначається різницею:

$$t_{жсII} = t_{кII} - \Delta t_n, \quad (1.27)$$

де $t_{кII}$ – температура конденсату гріючої пари в другому підігрівачі, визначається як температура насичення при тиску p'_{II} ;

Δt_n – температура недогрівання живильної води.

Ентальпія пари на вході в підігрівач i_{pI} визначається з результатів розрахунку процесу розширення пари в турбіні (див. 1.3.1), а ентальпія конденсату $i_{кI}$ визначається відповідно до тиску пари перед підігрівачем p'_I , як температура насичення при цьому тиску (по таблицях водяної пари).

II... Частка пари, що відбирається в наступний за верхнім ПВТ підігрівач, складе:

$$\alpha_{II} = \frac{(i_{жсв II} - i_{жсв III}) - \eta_{рпII} \cdot (i_{кI} - i_{кII}) \cdot \alpha_I}{(i_{рII} - i_{кII}) \cdot \eta_{рпII}}, \quad (1.28)$$

де $\eta_{рпII} \cdot (i_{кI} - i_{кII}) \cdot \alpha_I$ – враховує додатковий потік теплоти, що поступає в підігрівач II з конденсатом, що зливається з підігрівача I.

Додатковий потік теплоти з'являється унаслідок вищої температури конденсату в підігрівачі I в порівнянні з температурою конденсату в підігрівачі II.

III... Частка пари, що відбирається в нижній ПВТ, визначається спільно з парою, що поступає в деаератор, оскільки обидва теплообмінники приєднано до одного відбору:

$$\alpha_{III} = \frac{(i_{жсв III} - i_{жсв IV}) - \eta_{рпIII} \cdot (i_{кII} - i_{кIII}) \cdot (\alpha_I + \alpha_{II}) - \Delta i_{жсн}}{(i_{рIII} - i_{кIII}) \cdot \eta_{рпIII}}, \quad (1.29)$$

де $\Delta i_{жсн}$ – підвищення ентальпії води в живильному насосі, яке визначається виразом:

$$\Delta i_{жсн} = \frac{v_{сее} \cdot \Delta P_{жсн}}{\eta_{жсн}}, \quad (1.30)$$

де $v_{сее}$ – середній питомий об'єм живильної води в насосі;

$\Delta P_{жсн}$ – підвищення тиску води в живильному насосі;

$\eta_{жсн}$ – внутрішній гідравлічний к.к.д. живильного насоса, $\eta_{жсн} = 0,7 \div 0,8$.

Підвищення ентальпії води в живильному насосі може скласти $21 \div 42$ кДж/кг, тобто підвищення температури води складе $5 \div 10$ °С.

Ентальпія живильної води $i_{жсв IV}$ на виході з попереднього підігрівача визначається з урахуванням температури недогрівання $t_{жсв IV} = t_{кIV} - \Delta t_n$:

$$i_{жсв IV} = C_p \cdot t_{жсв IV} \cdot$$

Ентальпія пари на вході в підігрівач i_{pIII} визначається з результатів розрахунку процесу розширення пари в турбіні, а ентальпія конденсату $i_{кIII}$ визначається як температура насичення при тиску пари перед підігрівачем p'_{III} .

При розрахунку витрат пари з відборів в ПНТ слід враховувати неповноту потоку живильної води через відсутність конденсату гріючої пари, що відбирається в ПВТ.

Схема до визначення витрат пари з регенеративних відборів на ПНТ приведена на рисунку 1.8.

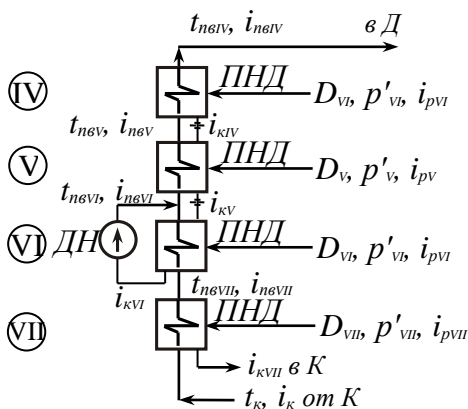


Рисунок 1.8 – До визначення витрат пари з регенеративних відборів турбіни на ПНТ

IV... Частка пари, що відбирається на верхній ступінь ПНТ, складе:

$$\alpha_{IV} = \frac{\beta_{IV} \cdot (i_{жес IV} - i_{жес V})}{(i_{pIV} - i_{кIV}) \cdot \eta_{pnIV}}, \quad (1.31)$$

де β_{IV} – коефіцієнт, що враховує неповноту потоку живильної води:

$$\beta_{IV} = 1 - (\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{III}). \quad (1.32)$$

V... Частка пари, що відбирається в нижчестоячому ПНТ, складе:

$$\alpha_V = \frac{\beta_V \cdot (i_{жес V} - i_{жес VI}) - \eta_{pnV} \cdot (i_{кIV} - i_{кV}) \cdot \alpha_{IV}}{(i_{pV} - i_{кV}) \cdot \eta_{pnV}}, \quad (1.33)$$

де $\beta_V = \beta_{IV} = 1 - (\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{III})$.

VI... Аналогічно визначається частка відбіраної пари в наступний ступінь ПНТ:

$$\alpha_{VI} = \frac{\beta_{VI} \cdot (i_{жес VI} - i_{жес VII}) - \eta_{pnVI} \cdot (i_{кV} - i_{кVI}) \cdot (\alpha_{IV} + \alpha_V)}{(i_{pVI} - i_{кVI}) \cdot \eta_{pnVI}}, \quad (1.34)$$

де $\beta_{VI} = 1 - (\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{III} + \alpha_{IV} + \alpha_V)$.

У підігрівачі VI в потоці живильної води, що нагрівається, відсутній дренаж гріючої пари підігрівача VI. Проте при визначенні частки витрати гріючої пари враховувати його немає необхідності, оскільки температура дренажу принаймні не нижче за температуру підігрівання живильної води в підігрівачі.

VII... Частка пари, що відводиться з самого нижнього відбору в ПНТ, складе:

$$\alpha_{VII} = \frac{\beta_{VII} \cdot (i_{жсв VII} - i_k)}{(i_{pVII} - i_{кVII}) \cdot \eta_{pнVII}}, \quad (1.35)$$

де $\beta_{VII} = 1 - (\alpha_I + \alpha_{II} + \alpha_{III} + \alpha_{IV} + \alpha_V + \alpha_{VI})$;

i_k – ентальпія конденсату, що поступає з конденсатора турбіни.

Викладена послідовність розрахунку дозволяє дати узагальнений вид формули для обчислення частини відбіраної пари в регенеративні підігрівачі:

$$\alpha_i = \frac{\beta_i \cdot (i_{жсв i} - i_{жсв i-1}) - \eta_{pни} \cdot (i_{к,i+1} - i_{к,i}) \cdot \Sigma \alpha_i}{(i_{pi} - i_{к,i}) \cdot \eta_{pни}}, \quad (1.36)$$

де $\Sigma \alpha_i$ – сума частин пари, що відбирається на регенеративне підігрівання живильної води у вищерозташовані підігрівачі.

1.4 Обладнання системи регенеративного підігрівання живильної води

1.4.1 Підігрівачі високого тиску

Підігрівачі високого тиску виконуються поверхневого типу з вертикальним корпусом і характеризуються наступними параметрами:

- площею поверхні теплообміну ($F_{то}$);
- номінальним тепловим потоком, який визначається по водяній стороні (Q_{mn});
- тиском гріючої пари в корпусі підігрівача (P_n);
- тиском живильної води в трубній системі ($P_{жсв}$);
- максимальною температурою гріючої пари на вході (t_n^{\max});
- номінальною витратою води ($M_{жсв}$);
- максимальною температурою живильної води ($t_{жсв}^{\max}$).

На рисунку 1.9 представлений вертикальний підігрівач високого тиску.

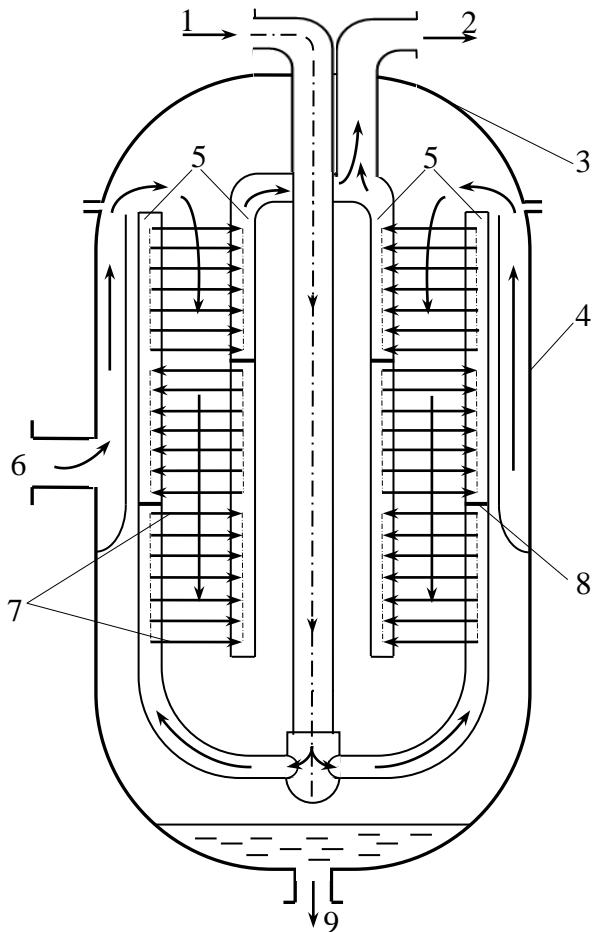


Рисунок 1.9 – Вертикальний підігрівач високого тиску

1 і 2 – підведення і відведення живильної води; 3 і 4 – кришка та циліндровий корпус підігрівача; 5 – колектора; 6 – підведення пари з відбору турбіни; 7 – поверхні нагріву; 8 – діафрагми, що забезпечують багатоходовий рух води в трубній системі; 9 – відведення конденсату з підігрівача (через конденсатовідвідник)

Поверхні нагріву виконані з неіржавіючої сталі у вигляді змійовиків або спіралей. Поверхні нагріву у вигляді спіралей дозволяють краще використовувати робочий об'єм підігрівача, тобто розмістити більше поверхонь нагріву в об'ємі корпусу. Виконання поверхонь нагріву з неіржавіючої сталі в порівнянні з латунними поверхнями нагріву виключає відкладення міді на лопатках і інших елементах проточної частини турбіни через електромеханічну корозію трубок поверхонь нагріву.

Позначення ПВТ:

ПВ-350/230:

ПВ – підігрівач високого тиску;
350 – площа поверхні нагріву, м²;
230 – тиск води, атм. (22,5 МПа).

ПВ-450-380-17:

450 – площа поверхні нагріву, м²;
380 – тиск води, атм. (37,2 МПа);
17 – тиск пари, атм. (1,67 МПа).

1.4.2 Деаератори

Вміст кисню в живильній воді регламентується тиском отримуваної пари. Залежно від тиску пари p_n концентрація розчиненого в живильній воді кисню k_{O_2} повинна складати:

$p_n, \text{МПа}$	1 ÷ 4	4 ÷ 10	> 10
$k_{O_2}, \text{мкг/кг}$	30	20	10

Основним способом деаерації живильної води є термічна деаерація, яка полягає в нагріві води до температури кипіння при тиску відповідному тиску в колонці деаератора.

Термічна деаерація пояснюється законом Генрі, згідно якому концентрація газу у воді k_i пропорційна парціальному тиску цього газу p_i у газовому середовищі, дотичному з поверхнею води:

$$K_i = a_i \cdot P_i, \quad (1.37)$$

де a_i – коефіцієнт абсорбції даного газу.

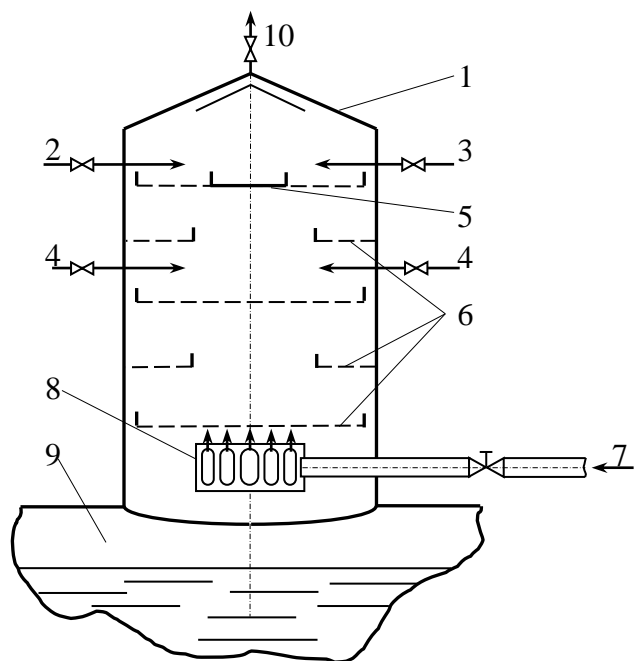
При підвищенні температури води до температури кипіння газове середовище, дотичне з поверхнею води, практично повністю складається з пари води. Парціальний тиск розчинених у воді газів в цьому паровому середовищі прагне до нуля ($k_i \rightarrow 0$), наприклад, $k_{O_2} \rightarrow 0$.

За способом нагріву води, яка деаерується, деаератори розділяються на два види:

- деаератор змішуючого типу: з контактом живильної води, що нагрівається, і гріючої пари;
- деаератор перегрітої води: з попереднім перегрівом води в поверхневих теплообмінниках і подальшою подачею води в об'єм з меншим тиском, чим тиск перегріву, що приводить до скипання води і її дегазації.

На електростанціях в основному застосовуються деаератори змішуючого типу, а як гріюча пара використовують пару з відборів турбіни. Колонка деаератора змішуючого типу, представлена на рисунку 1.10.

Рисунок 1.10 – Колонка деаератора змішуючого типу



1 – вертикальна колонка деаератора; 2, 3 і 4 – відповідно, подача додаткової хімічищеної води, холодного і нагрітого конденсату; 5 – подача грійочої пари; 6 – патрубок для видалення газу (випару); 7 – головний розподільник води; 8 – розподільні сита; 9 – розподільник пари; 10 – бак деаерованої води, що виконує функцію акумулятора живильної води

Залежно від тиску деаератори змішуючого типу розділяються на три групи:

1. *Вакуумні деаератори*: тиск в деаераторі нижче атмосферного $p_0 \approx 0,05 \text{ МПа}$, температура насичення $t_n \approx 80^\circ \text{C}$.

Продуктивність по деаерованій воді $M_d = 5 \div 25 \text{ т/год}$. Приклад позначення: ДЗВ-5 – деаератор змішуючого типу вакуумний, продуктивністю 5 т/год.

Вакуумні деаератори застосовують для деаерації мережевої підживлювальної води у відкритих системах теплопостачання, оскільки в літній час за відсутності опалювального навантаження і наявності тільки навантаження гарячого водопостачання вода в мережі не повинна перевищувати 75°C .

2. *Атмосферні деаератори*: тиск в деаераторі близький до атмосферного з невеликим надлишком $p_0 \approx 0,11 \div 0,12 \text{ МПа}$, температура насичення $t_n \approx 102 \div 105^\circ \text{C}$.

Продуктивність по деаерованій воді $M_d = 10 \div 300 \text{ т/год}$. Приклад позначення: ДЗА-300 – деаератор змішуючого типу атмосферний, продуктивністю 300 т/год.

Атмосферні деаератори застосовують на електростанціях з низькими параметрами пари ($p_n \leq 4 \text{ МПа}$, $t_n \leq 475^\circ \text{C}$), а також для деаерації води, що йде на пароперетворювачі, випарники і підживлення закритих систем теплопостачання.

3. Деаератори підвищеного тиску: тиск в деаераторі $p_0 = 0,6 \text{ МПа}$ або $0,7 \text{ МПа}$, температура насичення відповідно $t_n = 157^\circ \text{C}$ або 164°C .

Продуктивність по деаерованій воді $M_{Д0,6} = 112 \div 400 \text{ т/год.}$,
 $M_{Д0,7} = 500 \div 800 \text{ т/год.}$

Приклад позначення: ДЗП-112 або ДЗП-500 – деаератор змішуючого типу, підвищеного тиску, продуктивністю 112т/год. або 500т/год.

Деаератори підвищеного тиску застосовуються на електростанціях з достатньо високими параметрами пари при кінцевій температурі регенеративного підігрівання живильної води більше 200°C .

Застосування деаераторів підвищеного тиску визначається тут необхідністю отримання достатньо високої температури живильної води перед ПВТ, що дозволяє зменшити кількість ПВТ.

1.4.3. Підігрівачі низького тиску

Підігрівачі низького тиску виконують переважно поверхневого типу, проте один або два ступені найбільш низького тиску відібраної пари на підігрівання живильної води, де має місце вакуумний відбір, можуть виконуватися змішуючого типу.

На рисунку 1.11 представлений підігрівач низького тиску поверхневого типу.

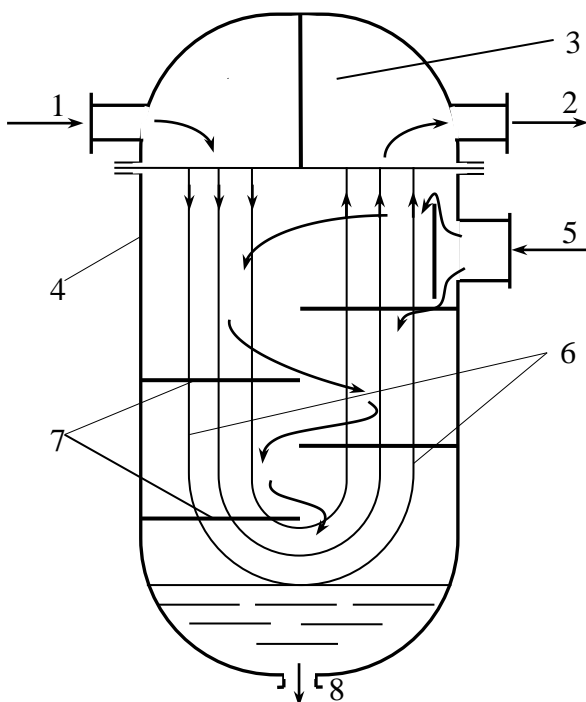
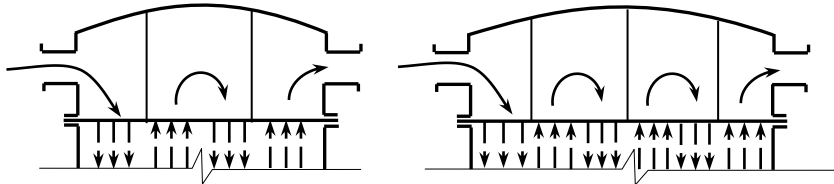


Рисунок 1.11 – Підігрівач низького тиску

1 і 2 – вхід і вихід води, що нагрівається;
3 – водяна камера, розділена перегородками на вхідну і вихідну частини;
4 – корпус підігрівача;
5 – підведення грійочої пари;
6 – трубна система, що складається з U-подібних трубок, розвальцьованих в трубній дошці;
7 – перегородки, що направляють пару;
8 – вихід конденсату (через конденсатовідвідник)

Підігрівачі низького тиску виконуються з вертикальним корпусом, U-подібною трубною системою і трубною дошкою, закріпленою між фланцями корпусу і водяної камери.

Збільшення числа перегородок у водяній камері може забезпечити 4-х або 6-ти ходовий рух води, що нагрівається, в трубній системі, що робить підігрівач компактніше.



Відомо біля 50 модифікацій підігрівачів низького тиску, пропускною спроможністю по воді від 4 до 1000 т/год. Трубна система може включати 800 ÷ 2200 трубок діаметром 16 ÷ 18 мм.

Приклад позначення підігрівача: **ПН-450-18-7:**

ПН – підігрівач низького тиску;

450 – площа поверхні нагріву, м²;

18 – тиск води, що нагрівається, атм. (1,76 МПа);

7 – максимальний тиск пари в корпусі, атм. (0,69МПа).

1.5 Аналіз теплових схем ТЕС

1.5.1 Визначення показників теплової економічності за наслідками розрахунку теплової схеми

Визначення показників теплової економічності є завершальним етапом розрахунку теплової схеми. Розрахункова витрата пари на турбіну D'_T визначається шляхом підсумовування всіх потоків пари:

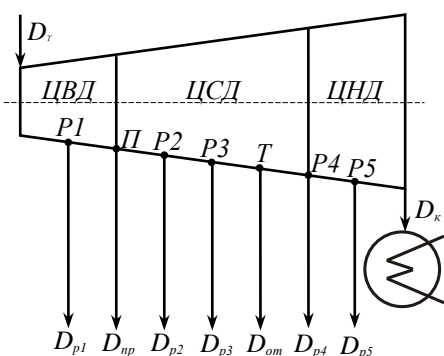
$$D'_T = D_k + \sum_{i=1}^n D_{pi} + D_{опал} + D_{np}, \quad (1.38)$$

де D_k – витрата пари в конденсатор;

$\sum_{i=1}^n D_{pi}$ – сума витрат пари з регенеративних відборів;

$D_{опал}$ – витрата пари з опалювального відбору;

D_{np} – витрата пари з промислового відбору.



Витрати пари з опалювального і промислового відборів визначаються по величині теплового навантаження зовнішніх споживачів станції.

Розрахункова витрата пари порівнюється з раніше прийнятим D_T :

$$\Delta D = (D_T - D'_T) / D_T \cdot 100\% . \quad (1.39)$$

Розбіжність ΔD між прийнятою витратою пари на турбіну на початку розрахунку і розрахунковою витратою пари, отримана підсумовуванням D'_T , не повинна перевищувати:

при $D_T \leq 20 \text{ кг/с (72 м/год)}$, $\Delta D \leq 0,05 \text{ кг/с (0,18 м/год)}$ – 0,25% ;

при $D_T \leq 50 \text{ кг/с (180 м/год)}$, $\Delta D \leq 0,1 \text{ кг/с (0,36 м/год)}$ – 0,20% .

В разі значніших розбіжностей слід шукати помилки в розрахунках.

Для котлів продуктивністю понад 50 кг/с допустима помилка повинна визначатися виходячи із ступеня її впливу на обчислення інших показників, наприклад, електричної потужності турбогенератора. Заздалегідь можна рекомендувати:

при $D_T \leq 50 \text{ кг/с (180 м/год)}$, $\Delta D = 0,075 \text{ кг/с (0,27 м/год)}$ – 0,15% .

Розрахункова електрична потужність, що розвивається турбогенератором, визначається за формулою:

$$N'_e = (D'_k \cdot H_k + \sum_{i=1}^n D_{pi} \cdot h_{pi} + D_{опал} \cdot h_{опал} + D_{np} \cdot h_{np}) \cdot \eta_{ем} , \quad (1.40)$$

де H_k – використаний теплоперепад в турбіні при розширенні пари від початкових параметрів до тиску в конденсаторі;

h_{pi} – використаний теплоперепад і-того регенеративного відбору пари;

$h_{опал}$, h_{np} – використані теплоперепади, відповідно, опалювального і промислового відборів пари.

При розбіжності отриманої за розрахунком N'_e і заданої N_e електричної потужності

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\% , \quad (1.41)$$

до 1,0 – 1,5 % перерахунок теплової схеми не потрібний, а витрата пари на турбіну уточнюється поправкою ΔD_T , яка визначається за формулою:

$$\Delta D_T = \pm \Delta N \cdot \frac{N_e}{H_k \cdot \eta_{ем}} . \quad (1.42)$$

Уточнена витрата пари складе:

$$D_T'' = D_T' \pm \Delta D_T. \quad (1.43)$$

При значнішій розбіжності отриманої за розрахунком і заданої електричної потужності турбогенератора (більше 1,0 – 1,5 %) після введення поправки на витрату пари розрахунок теплової схеми слід повторити.

Після перевірки витрати пари і обчислення розрахункової електричної потужності визначаються показники теплової економічності:

1. Витрата теплоти на вироблення електроенергії:

$$Q_T = D_T'' \cdot (i_1 - i_{ns}) + D_{nn} \cdot (i_{nn}'' - i_{nn}'), \quad (1.44)$$

де D_{nn} – витрата пари, що поступає в проміжний пароперегрівач;

i_{nn}' , i_{nn}'' – ентальпія пари до і після проміжного перегріву.

2. Питома витрата теплоти на вироблення електроенергії (брутто):

$$q_{TEC}^{брутто} = \frac{Q_T}{N_E'}. \quad (1.45)$$

3. К.к.д. турбогенератора:

$$\eta_{м.г.}^{брутто} = \frac{N_E'}{Q_T} = \frac{1}{q_{TEC}^{брутто}}. \quad (1.46)$$

4. К.к.д. енергоблоку (нетто):

$$\eta^{нетто} = \eta_{нз} \cdot \eta_{м.г.} \cdot \eta_{м.н.} \cdot (1 - e_{en}). \quad (1.47)$$

5. Питома витрата палива:

$$b = 0.123 / \eta^n. \quad (1.48)$$

1.5.2 Аналіз теплових схем методом коефіцієнта цінності теплоти та методом зміни коефіцієнта потужності турбогенератора

При удосконаленні теплових схем ТЕС шляхом подачі додаткової пари, наприклад, пари від сепараторів безперервного продування, котлів-утилізаторів, систем випарного охолодження і інших джерел, пара вносить додаткову теплоту до теплової схеми:

$$Q_\delta = D_\delta \cdot i_\delta, \quad (1.49)$$

де D_δ – витрата додаткової пари;

i_δ – ентальпія додаткової пари.

Зміна кількості теплоти в тепловій схемі від додаткового потоку пари визначається з урахуванням коефіцієнта цінності теплоти пари ξ :

$$\Delta Q_T = \xi \cdot Q_\delta. \quad (1.50)$$

Коефіцієнт цінності теплоти додаткової пари ξ обчислюється за коефіцієнтом недовиробітку потужності y_N :

$$\xi = y_N \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_N)], \quad (1.51)$$

де k_c – коефіцієнт схеми.

$$y_N = \frac{i_\partial - i_k}{i_1 - i_k}. \quad (1.52)$$

Додаткова теплота в тепловій схемі ΔQ_m приводить до зменшення витрати пари на турбіну і, відповідно, до економії палива на вироблення пари в парогенераторі:

$$\Delta B_n = \frac{\Delta Q_\tau}{Q_n^p \cdot \eta_{n2}}. \quad (1.53)$$

Таким чином, при подачі додаткового потоку пари в теплову схему і збереженні постійної потужності турбогенератора, *економія палива в парогенераторі визначається в наступній послідовності:*

- 1) визначається теплота додаткового потоку пари Q_∂ (1.49);
- 2) визначається коефіцієнт недовиробітку потужності y_N (1.52);
- 3) визначається коефіцієнт цінності теплоти додаткової пари ξ (1.51);
- 4) визначається зміна теплоти в тепловій схемі ΔQ_m (1.50);
- 5) визначається економія палива ΔB_n (1.53).

В тому випадку, якщо витрата палива залишається постійною, додатковий потік пари приводить до збільшення потужності турбогенератора:

$$\Delta N = e \cdot Q_\partial, \quad (1.54)$$

де e – коефіцієнт потужності, який показує збільшення потужності в турбогенераторі на одиницю теплоти додаткового потоку пари

$$e = \Delta N / Q_\partial. \quad (1.55)$$

При урахуванні множення (1.50)

$$Q_\partial = \frac{\Delta Q_\tau}{\xi}. \quad (1.56)$$

В результаті підстановки (1.56) в (1.54)

$$\Delta N = e \cdot \frac{\Delta Q_\tau}{\xi}. \quad (1.57)$$

Після перетворення (1.57) отримаємо відношення, відповідні абсолютному внутрішньому к.к.д. турбогенератора η_i :

$$\eta_i = \frac{\Delta N}{\Delta Q_\tau} = \frac{e}{\xi}; \quad (1.58)$$

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{em}, \quad (1.59)$$

тут η_t – термічний к.к.д. паротурбінної установки;
 η_{oi} – внутрішній відносний к.к.д. турбіни;
 η_{em} – електромеханічний к.к.д. турбогенератора.

Вираз (1.58) допустимий за умови, що додаткова теплота, що надходить в теплову схему ΔQ_T не перевищує 10% від кількості теплоти пари, що поступає в турбіну Q_T :

$$\Delta Q_T \leq 0,1 \cdot Q_T. \quad (1.60)$$

Відповідно до виразу (1.58):

$$e = \eta_i \cdot \xi. \quad (1.61)$$

Таким чином, збільшення потужності турбогенератора від додаткового потоку пари при збереженні постійної витрати палива визначається в наступній послідовності:

- 1) визначається теплота додаткового потоку пари (1.49);
- 2) визначається коефіцієнт недовиробітку потужності (1.52);
- 3) визначається коефіцієнт цінності додаткового потоку пари (1,51);
- 4) визначається коефіцієнт зміни потужності турбогенератора (1.61);
- 5) визначається зміна потужності турбогенератора (1.54).

Розглянемо застосування методів коефіцієнта цінності теплоти і коефіцієнта зміни потужності турбогенератора при виборі місця підведення пари від сепаратора безперервного продування в тепловій схемі на базі турбіни ***K-100-130*** (див. рис. 1.12):

K – конденсаційна турбіна;

100 – номінальна потужність турбіни, МВт;

130 – тиск пари, що поступає в турбіну, атм. (12,8 МПа).

Завдання полягає у визначенні місця підключення, при якому можлива максимальна економія палива в разі збереження потужності турбогенератора або максимальне збільшення потужності турбогенератора при збереженні постійної витрати палива в парогенераторі.

Витрата пари від сепаратора безперервного продування визначається виразом:

$$D_{cen} = \frac{i_n^{\bar{o}} - i_n^{cen}}{i_n^{cen} - i_n^{cen}} \cdot D_{np}, \quad (1.62)$$

де i_n^b – ентальпія продувальної води при температурі насичення, відповідній тиску в барабані;
 i_n^{cen} – ентальпія продувальної води при температурі насичення, відповідній тиску в сепараторі;
 i_n^{cen} – ентальпія сухої насиченої пари при тиску в сепараторі;
 D_{np} – витрата продувальної води.

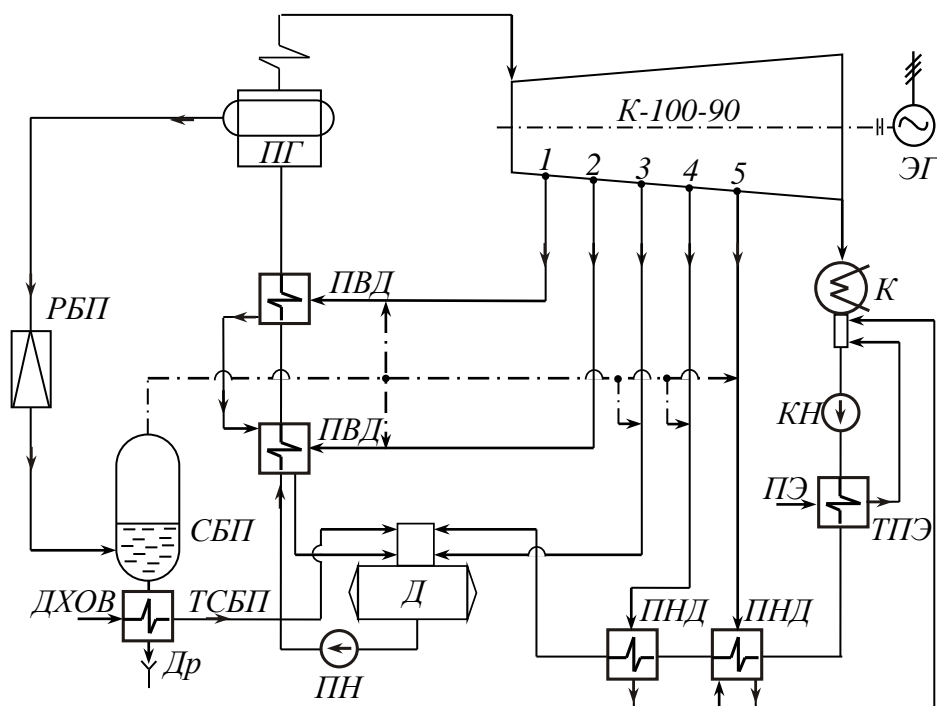


Рисунок 1.12 – До вибору місця підключення додаткового потоку пари в тепловій схемі на базі турбіни К-100-130

РБП – редуктор безперервного продування для пониження тиску продувальної води; СБП – сепаратор (розширювач) безперервного продування для отримання вторинної пари від скипання; ТСБП – теплообмінник сепаратора безперервного продування для охолодження залишків продувальної води в сепараторі; Др – дренаж продувальної води в каналізацію

Можливі п'ять варіантів підключення: відбори 1...5, тиск в яких визначає тиск пари в сепараторі, тобто:

$$i_n^{cen} = i_n^{pi}, \quad i_n^{cen} = i_n^{pi},$$

де i_n^{pi} і i_n^{pi} – відповідно ентальпія киплячої продувальної води і насиченої пари при тиску в і-тому відборі.

При підключенні сепаратора до відборів вираз (1.62) приймає вигляд:

$$D_{cen} = \frac{i_n^{\delta} - i_n^{pi}}{i_n^{pi} - i_n^{pi}} \cdot D_{np} \cdot \quad (1.63)$$

В тому випадку, якщо зберігається потужність турбогенератора, економія палива від подачі пари сепаратора безперервного продування для всіх точок підключення визначається в наступній послідовності:

1) обчислюється кількість пари від сепаратора безперервного продування D_{cee} (1.63);

2) обчислюється кількість додаткової теплоти пари:

$$Q_o = D_{np} \cdot i_n^{pi}; \quad (1.64)$$

3) обчислюється коефіцієнт недовиробітку потужності:

$$y_N = \frac{i_n^{pi} - i_k}{i_1 - i_k}; \quad (1.65)$$

4) обчислюється коефіцієнт цінності теплоти пари ξ (1.51);

5) визначається зміна теплоти в тепловій схемі ΔQ_T (1.50);

6) визначається економія палива B_n (1.53).

З п'яти варіантів підключення приймається той, який дає максимальну економію палива.

В тому випадку, якщо зберігається витрата палива, зміна потужності турбогенератора визначається в наступній послідовності:

1) обчислюється кількість пари від сепаратора безперервного продування $D_{сеп}$ (1.63);

2) обчислюється кількість додаткової теплоти пари Q_o (1.64);

3) обчислюється коефіцієнт недовиробітку потужності y_N (1.65);

4) обчислюється коефіцієнт цінності теплоти пари ξ (1.51);

5) визначається коефіцієнт зміни потужності e (1.61);

6) визначається збільшення потужності турбогенератора ΔN (1.54).

З п'яти варіантів відборів приймається той, який дає максимальне збільшення потужності турбогенератора.

2 КОМПОНОВКА ГОЛОВНОГО КОРПУСУ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ ТЕС

2.1 Розташування ТЕС

Основними критеріями для вибору розташування ТЕС є:

1. Близьке розташування до споживачів, що зменшує втрати в лініях електропередач (ЛЕП) і скорочує витрати на споруду ЛЕП. Те, що має в своєму розпорядженні ТЕЦ по відношенню до споживачів, що обмежується допустимою відстанню транспортування теплоносіїв: мережевої нагрітої води до 35 км, пари до 8 – 12 км.
2. Забезпеченість електростанції паливною базою і достатньо близьке розташування паливної бази до станції. Особливо це стосується застосування високозольного вугілля з низькою теплотою згорання (до 20 МДж/кг), транспортування якого на великі відстані може опинитися економічно не вигідним.
3. Наявність близько розташованого і достатньо ємкого джерела води. Для скорочення витрати енергії на подачу води бажане розміщення джерела не значно нижче за рівень майданчика електростанції.
4. Достатні розміри майданчика прямокутної форми ($\approx 1:2$), з відносно рівним рельєфом, з ухилом 0,5 – 1% (для відведення поверхневих вод) і з рівнем ґрунтових вод не вище 3 – 4 метри (для виключення затоплення обладнання і фундаментної частини будівлі, що знаходяться нижче за відмітку 0).

Питома площа при розміщенні електростанцій складає в межах 0,01 ÷ 0,06 Га/МВт, для потужних електростанцій ця величина складає 0,01 ÷ 0,03 Га/МВт. Зі збільшенням потужності електростанції майданчик в цілому і витрати на її впорядкування зменшуються.

Перераховані вимоги відносяться також і до вибору майданчика промислової ТЕС, проте вибір майданчика зумовлюється тут в значній мірі розташуванням промпідприємства.

Основні будівлі і споруди електростанції:

1. Головний корпус електростанції.
2. Головний розподільний пристрій і розподільний пристрій власної витрати електроенергії.
3. Паливне господарство.
4. Хімводоочистка.
5. Споруда оборотної системи охолоджуючої води.

6. Масляне господарство.
7. Ремонтні майстерні і склади.
8. Адміністративно-побутовий корпус.

2.2 Компоновка головного корпусу ТЕС

Головним корпусом ТЕС називають будівлю, усередині якої розміщується основне і пов'язане з ним допоміжне обладнання станції, що здійснює головний технологічний процес електростанції – перетворення теплової енергії в електричну.

Основними приміщеннями головного корпусу є:

- 1) котельне відділення;
- 2) турбінне відділення;
- 3) деаераторне відділення;
- 4) бункерне відділення (для електростанцій, що працюють на твердому паливі).

Варіанти компоновки головного корпусу пилувугільної ТЕС визначаються взаємним розташуванням бункерного і деаераторного відділень.

Можливі наступні варіанти (див. рис.2.1):

- а) з роздільними бункерними і деаераторними відділеннями;
- б) з суміжним розміщенням бункерного і деаераторного відділень;
- в) суміщені бункерні і деаераторні відділення.

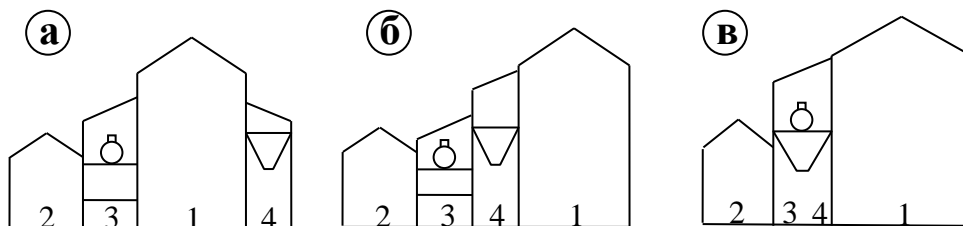


Рисунок 2.1 – Варіанти компоновки головного корпусу пилувугільної ТЕС

У варіанті **(а)** конвективні шахти парогенераторів розташовані з боку турбінного відділення, що скорочує протяжність паропроводів і трубопроводів живильної води. Недоліком є розташування громіздких газоходів для газів, що йдуть з парогенераторів, безпосередньо в котельному відділенні. Варіант застосовується при використанні високозольного вугілля, для якого необхідні великі об'єми бункерів і, відповідно, великі розміри бункерного відділення.

У варіанті **(б)** з боку турбінного відділення розміщуються топки парогенераторів, що виключає прокладку газоходів котлів через котельне

відділення і спрощує компоновку обладнання, наприклад, виносних повітрянагрівачів, проте збільшується протяжність паропроводів і трубопроводів живильної води, що зв'язують котельне і турбінне відділення.

Варіант **(В)** застосовують для блокової структури станції, при якій потрібні менші об'єми акумуляторів живильної води і відсутня прокладка поперечних технологічних трубопроводів (зв'язків), які при неблоковій структурі станції розміщуються в етажерці деаераторного відділення. Суміщене розташування приводить до значної економії капітальних витрат на споруду головного корпусу ТЕС.

2.3 Особливості пуску агрегатів і енергоблоків ТЕС

Пуск агрегатів і енергоблоків є одним з найважливіших елементів експлуатації станції, що відрізняється великою тривалістю і значними енергетичними витратами.

Блок 200 МВт:

Тривалість пуску: $\tau_{\text{п}} = 3,0 \div 7,5$ годин

Витрати палива на пуск: $V_{\text{пуск}} = 50 \div 100$ т.п.

Блок 300 МВт:

Тривалість пуску: $\tau_{\text{п}} = 3,2 \div 9,0$ годин

Витрати палива на пуск: $V_{\text{пуск}} = 100 \div 190$ т.п.

Можна виділити *два варіанти пуску:*

- послідовний пуск котлів і турбогенераторів, тобто спочатку запускають котел і його роботу доводять до номінального режиму, а потім турбогенератор;
- пуск на «ковзаючих параметрах», тобто турбогенератор запускають значно раніше за досягнення номінального режиму парогенератором з подальшим нарощуванням тиску і температури пари.

Другий варіант істотно скорочує тривалість пуску і витрати палива.

Принципові відмінності до пускових схем енергоблоків вносить тип парогенераторів (барабанний або прямоточний).

Особливості пускової схеми енергоблока з барабанним котлом (див. рис. 2.2):

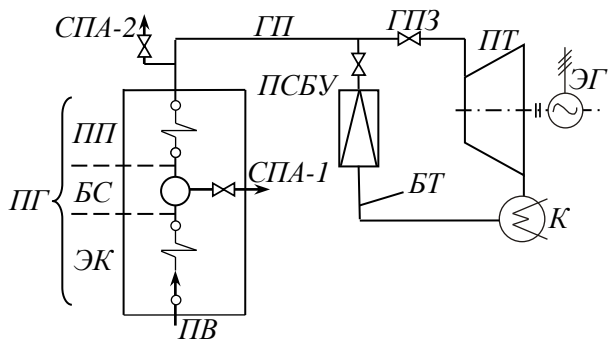


Рисунок 2.2 – До пуску енергоблока з барабанним котлом

ПГ – парогенератор; ЕК – економайзер; БС – барабан-сепаратор; ПП – пароперегрівач; ЖВ – живильна вода; СПА-1,2 – скидання пари в атмосферу; ГП – головний паропровід; ГПЗ – головна парова засувка; ПТ – парова турбіна; ЕГ – електрогенератор; К – конденсатор; БТ – байпас турбіни; ПСКП – пуско-скидальний пристрій

У початковий період розтоплення котла, коли в пароперегрівачі міститься вода, що перешкоджає виходу пари з барабана, що може привести до інтенсивного зростання тиску в барабані, пару з барабана випускають через трубопровід скидання пари в атмосферу (СПА-1). Швидкість росту тиску в барабані для поступового прогрівання стінки барабана обмежується до досягнення 0,6 МПа, тобто в інтервалі, в якому відбувається найбільш інтенсивне зростання температури насичення. Починаючи з тиску 0,6 МПа пар направляють до турбіни для прогрівання паропроводів, стопорного і регулюючих клапанів і інших елементів паровпускної частини турбіни. По досягненню паропродуктивності 10-15% від номінальної, відкривають головну парову засувку і пускають пару в турбіну, що забезпечує поштовх ротора турбіни. Послідовно, відповідно до пускового графіка, підводять параметри пари до номінального режиму.

Незалежно від типу котла енергоблоку (барабанний або прямоточний) в типових пускових схемах передбачений байпас турбіни БТ, що сполучає головний паропровід ГП з конденсатором і призначений для скидання свіжої пари при пуску блоку під час підвищення температури паровпускних часток турбіни. Для зниження параметрів пари байпас турбіни обладнаний ПСКП.

Для забезпечення ковзаючого режиму пуску блоку з прямоточним котлом (див. рис. 2.3) котел оснащується вбудованим пусковим вузлом, який включає:

- вбудовану засувку ВЗ, що умовно розділяє пароводяний тракт парогенератора на дві частини: випарну і пароперегрівна (водяну і парову);

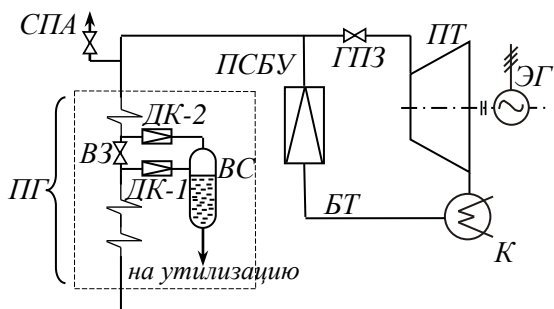


Рисунок 2.3 – До пуску енергоблоку з прямоточним котлом

- вбудований сепаратор ВС, призначений для виділення пари з води перегрітої у випарній частині котла при закритій або частково відкритій вбудованій засувці ВЗ, подальшого нарощування паропродуктивності ВС і подачі пари в перегрівну частину котла. Вихід котла на стабільний режим роботи відбувається при 30% номінальної паропродуктивності.

Дросельні клапана: ДК-1,2 забезпечують регулювання тиску у випарній і пароперегрівних частинах в період виходу на стабільний режим роботи.

2.4 Експлуатація турбогенераторів

1. Для надійної і економічної експлуатації турбогенераторів мають бути забезпечені:

- надійність роботи основного і допоміжного обладнання;
- нормативні показники економічності основного і допоміжного обладнання;
- готовність ухвалення номінального електричного і теплового навантажень.

2. Пуск турбіни забороняється в наступних випадках:

- відхилення показників теплового і механічного стану турбіни від допустимих значень;
- несправності хоч би одного з захистів, що діють на зупинку турбіни;
- дефектів системи регулювання і паророзподілення, які можуть привести до розгону турбіни;
- несправності одного з масляних насосів мастила, регулювання, ущільнень генератора і пристроїв їх автоматичного включення;
- відхилення якості масла від норм на експлуатаційні масла або зниження температури масла нижче встановленої заводом-виготівником межі;

- відхилення якості свіжої пари по хімічному складу від норм.

3. По умові експлуатаційної безпеки розвантаження і зупинка турбіни здійснюється в наступних випадках:

- заїдання стопорних клапанів свіжої пари або пари після промперегрева;
- заїдання регулюючих клапанів або зворотних клапанів відбору;
- несправностей в системі регулювання;
- порушення нормальної роботи допоміжного обладнання, схеми і комунікацій установки, якщо усунення причин порушення неможливе без зупинки турбіни;
- збільшення вібрації опор зверху $7,1 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$;
- виявлення несправностей технологічного захисту, що діє на зупинник обладнання;
- виявлення течі масла з підшипників, трубопроводів і арматури, що створюють небезпеку виникнення пожежі;
- відхилення якості свіжої пари по хімічному складу від норм;
- виявлення неприпустимої концентрації водню в картерах підшипників, токопроводах, маслобаку, а також витоку водню, що перевищує норму, з корпусу генератора.

4. Автомат безпеки спрацьовує при підвищенні частоти обертання ротора турбіни на 10-12 % понад номінальну або до значення, вказаного заводом-виготівником. При спрацьовуванні автомата безпеки повинні закриватися:

- стопорні, регулюючі (стопорно-регулюючі) клапани свіжої пари і пари промперегріву;
- стопорні (відсічні), регулюючі і зворотні клапани, а також регулюючі діафрагми і заслонки відборів пари;
- відсічні клапани на паропроводах зв'язку із сторонніми джерелами пари.

5. Турбіна має бути негайно відключена персоналом шляхом дії на вимикач (кнопку аварійного відключення) за відсутності або відмові в роботі відповідного захисту у випадках:

- підвищення частоти обертання ротора понад установку спрацьовування автомата безпеки;
- неприпустимої зміни положення роторів щодо циліндрів;

- неприпустимого зниження тиску масла (вогнестійкої рідині) в системі мастила;
- неприпустимого зниження рівня масла в масляному баку;
- неприпустимого підвищення температури масла на зливі з будь-якого підшипника, підшипників ущільнень валу генератора, будь-якої колодки упорного підшипника турбоагрегату;
- займання масла на турбоагрегаті;
- неприпустимого пониження перепаду тиску «масло – водень» в системі ущільнень валу генератора;
- неприпустимого пониження рівня масла в демпферному баку системи маслопостачання ущільнень валу генератора;
- відключення всіх масляних насосів системи водневого охолодження генератора (для бензинооежекторних схем маслопостачання ущільнень);
- відключення генератора через внутрішнє пошкодження;
- неприпустимого підвищення тиску в конденсаторі;
- неприпустимого перепаду тиску на останньому ступені у турбін з протитиском;
- раптового підвищення вібрації турбогенератора;
- появи металевих звуків і незвичайних шумів усередині турбіни або генератора;
- появи іскор або диму з підшипників і кінцевих ущільнень турбіни або генератора;
- неприпустимого зниження температури свіжої пари після промперегріву;
- поява гідравлічних ударів в паропроводах свіжої пари, промперегріву або в турбіні;
- виявлення розриву або крізної тріщини на ділянках маслопроводів і трубопроводів пароводяного тракту, що не відключаються, вузлах паророзподілення;
- неприпустимого зниження витрати води, що охолоджує, на газоохолоджувачі;
- припинення протоки охолоджувальної води через статор генератора;

- зникнення напруги на пристроях дистанційного і автоматичного керування або на всіх контрольно-вимірювальних приладах.

Послідовність дій обслуговуючого персоналу здійснюється відповідно до протиаварійної інструкції, яка визначає порядок ліквідації аварії залежно від аварійного режиму турбоустановки.

2.5 Експлуатації регенеративних і мережевих підігрівачів

1. Операції при включенні регенеративних і мережевих підігрівачів:

- заповнюється водою трубна система і проводиться її опресовування;
- перевіряється щільність системи (по відсутності течі і водомірному склу);
- відкриваються засувки на вході і виході води;
- закривається засувка на обвідній лінії;
- відкривається відсмоктування повітря з корпусу підігрівача;
- проводиться прогрівання і дренаж паропроводу гріючої пари;
- прогрівається корпус підігрівача;
- відкривається парова засувка і після появи рівня конденсату у водовказівному склі відкривається дренажна лінія і включається регулювальник рівня.

2. Операції при відключенні підігрівачів:

- закривається парова засувка;
- відкривається засувка обводу води в обхід підігрівача;
- закриваються засувки входу і виходу води;
- відключаються дренажні лінії і лінії відсмоктування повітря.

3. Регульовані відбори теплофікацій включають в роботу при навантаженні, що забезпечує вентиляційний пропуск пари в конденсатор турбіни, дотримуючи наступну послідовність:

- вводять в роботу регулювальників тиску і встановлюють тиск у відборах відповідно до тиску магістралей добірної пари, що підключаються;
- перевіряють роботу запобіжних і зворотних клапанів на паропроводах добірної пари;

- відкривають засувки, що сполучають турбіну з магістралями добірної пари;
- включають систему автоматичного регулювання електричного навантаження і тиску пари у відборах.

4. Особливості експлуатації підігрівачів:

4.1 При нормальній роботі підігрівачів їх експлуатація полягає:

- у спостереженні за станом підігрівачів і параметрами, що характеризують їх роботу;
- в усуненні відхилень від нормального режиму роботи;
- у виробництві профілактичних заходів і в систематичному випробуванні захисту і блокувань.

4.2 Найважливішим показником роботи підігрівачів є температура нагріву води, а для регенеративних підігрівачів і величина недогрівання води до температури насичення гріючої пари. Причому остання величина характерна для підігрівачів без пароохолоджувачів, оскільки за наявності пароохолоджувача температура підігрівання води може перевищувати температуру насичення гріючої пари.

Відхилення температур підігрівання води і температури недогрівання від розрахункових указує на ненормальну роботу підігрівача, вимагає виявлення і усунення причин.

4.3 При експлуатації підігрівачів необхідно стежити за рівнем конденсату і за справною роботою конденсатовідвідників і регулювальників рівня. Не допускається робота за відсутності рівня, а також при дуже високому рівні конденсату в корпусі підігрівача. У першому випадку можливе проскакування пари в нижній підігрівач, в другому – зменшується поверхня основної (конденсаційної) частини підігрівача, що може послужити причиною недогрівання живильної води.

4.4 В разі несправності підігрівачів їх виводи з роботи в ремонт не пов'язані із зупинкою турбіни, тобто можуть проводитися при працюючому агрегаті.

3 ПРОБЛЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ ЕНЕРГІЇ

У числі багатьох проблем перетворення енергії становлять інтерес найбільш актуальні проблеми, пов'язані з експлуатацією теплових електростанцій України:

- забезпеченість теплових електростанцій паливом;
- проблеми пилувугільних паротурбінних ТЕС;
- застосування парогазових циклів для підвищення ефективності ТЕС;
- проблеми перетворення енергії в «малої» енергетики.

3.1 Забезпеченість теплових електростанцій теплом

3.1.1 Вугілля

Загальна кількість запасів вугілля України становить близько $60 \cdot 10^9$ т у. п.

Характеристика запасів вугілля в Україні

Найменування кам'яновугільного басейну	Частка запасів	Вид вугілля
Донецький	96,1	кам'яне, антрацит
Львівсько-Волинський	1,6	кам'яне
Дніпровський	2,3	буре

Для оцінки перспективи та вибору стратегії паливно-енергетичної політики країни становить інтерес тривалість використання (виснаження) наявних запасів вугілля.

Період виснаження залежить від двох чинників: запасів палива Z_{II} і темпу його видобутку dD/dt (тут D – кількість видобутого палива, t – тривалість видобутку).

Запаси палива і темп його видобутку пов'язані інтегральним рівнянням:

$$Z_{II} = \int_0^T \frac{dD}{dt} dt, \quad (3.1)$$

де T – період виснаження запасів палива.

Припускаючи експонентний ріст видобутку палива, темп видобутку представляється рівнянням:

$$\frac{dD}{dt} = D_0 \cdot e^{kt}, \quad (3.2)$$

де D_0 – кількість палива, що добувається в рік початку відліку періоду виснаження запасів; k – щорічний приріст видобутку палива.

З урахуванням (3.3) рівняння (3.1) можна представити у наступному вигляді:

$$Z_{II} = \int_0^T D_0 \cdot e^{kt} dt \quad (3.3)$$

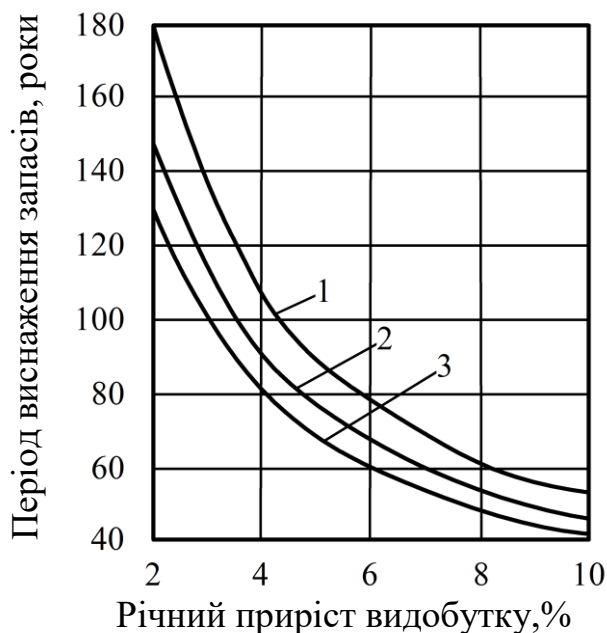
і після інтегрування отримати вираз

$$Z_{II} = \frac{D_0}{k} (e^{kt} - 1), \quad (3.4)$$

рішення якого щодо T дає формулу для обчислення періоду виснаження запасів палива

$$T = \frac{1}{k} \cdot \ln \left(k \frac{Z_{II}}{D_0} + 1 \right). \quad (3.5)$$

Залежність періоду виснаження запасів вугілля України (T) від річного приросту видобутку (k), отримана в результаті розрахунку за формулою (3.5), представлена на рисунку 3.1.



1, 2, 3 – видобуток вугілля в рік початку відліку періоду виснаження прийнята, відповідно 25, 50 і 75 млн т у.п.

Рисунок 3.1 – Залежність періоду виснаження (T) запасів вугілля України від річного приросту видобутку (k)

Період виснаження обчислений для 80% запасів, а варіанти початкового видобутку і зміна темпу видобутку враховують різні сценарії розвитку економіки і кон'юнктурних умов на енергетичному ринку.

Основні проблеми освоєння запасів вугілля:

- великі капітальні та експлуатаційні витрати, пов'язані з шахтним видобутком вугілля;
- високий ступінь небезпеки шахтного видобутку;
- виснаженість і обмеженість запасів вугілля;
- зниження якості вугілля і неможливість використання вугілля в природному вигляді після видобутку (необхідність сортування, збагачення, дроблення, пилеприготування перед спалюванням та інше);
- зношеність обладнання вугільних шахт;
- трудомісткість і енергоємність транспортування вугілля.

Основні напрямки вирішення проблем:

- застосування відкритого способу видобутку вугілля;
- застосування гідро- і пневмотранспорту;
- застосування підземної газифікації;
- розміщення споживачів в безпосередній близькості від місць видобутку.

Перелічені напрямки індивідуально не забезпечують універсального рішення проблем.

Для відкритої розробки вугілля, що знижує небезпеку, капіталомісткість і підвищує продуктивність видобутку в порівнянні з шахтним способом, необхідна наявність вугільних родовищ, прийнятних для відкритої розробки (невелика глибина залягання вугілля і велика ширина вугільних пластів). Відкрита розробка вугілля вимагає подальшої рекультивациі поверхні землі, що за витратами може істотно збільшити собівартість видобутку вугілля.

Застосування пневмо- і гідротранспорту обмежена в відстані (до 10-20 км).

Підземна газифікація вугілля в порівнянні з відкритою розробкою або шахтним видобутком дає наступні переваги:

- збереження навколишньої території (виключення відвалів, териконів, мінімальні витрати на рекультивацію);
- можливість залучення в розробку некондиційних запасів вугілля по зольності і, відповідно, скорочення втрат родовищ вугілля.

Разом з цим, підземна газифікація має ряд недоліків:

- необхідність наявності прийнятних для газифікації вугільних пластів;

- великі витрати енергії вугілля на газифікацію (до 15% на розігрів вугільного пласта);
- втрати газу до 15% і вугілля до 20% в процесі газифікації;
- невисока теплота згорання одержуваного газу (до 5 МДж/м³), що виключає економічну доцільність транспортування газу на великі відстані (понад 20-25 км).

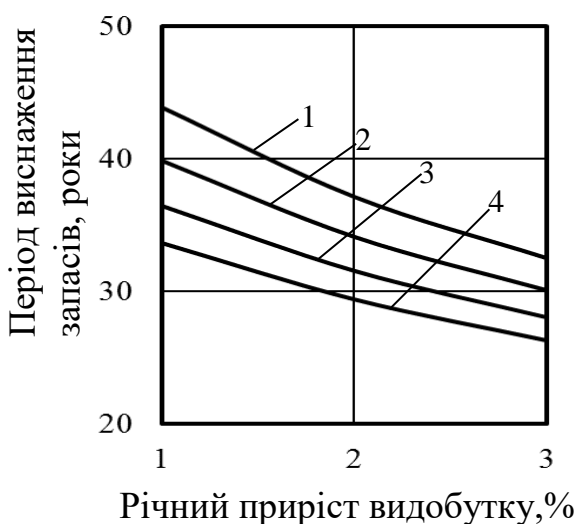
Як варіант вирішення проблеми освоєння вугільних родовищ можливе застосування вищеперелічених напрямів в комбінації, наприклад: розміщення споживачів (теплових електростанцій, хімкомбінатів з виробництва синтетичних палив з вугілля та інших) у районі поблизу родовищ і застосування відкритого способу видобутку з транспортуванням вугілля до споживача гідротранспортом.

Перелічені напрямки у вирішенні проблеми освоєння запасів вугілля вимагають індивідуального підходу в кожному конкретному випадку з відповідним техніко-економічним обґрунтуванням. Можливий також пошук нових рішень.

3.1.2 Природний газ

Розвідані запаси природного газу в Україні становлять близько $1100 \cdot 10^9$ м³, при річному видобутку до $20-22 \cdot 10^9$ м³.

Залежність періоду виснаження 80% запасів природного газу (Т) в Україні від зміни темпу видобутку (k), що отримана розрахунком за формулою (3.5), представлена на рисунку 3.2.



1, 2, 3, 4 – видобуток природного газу в рік початку відліку періоду виснаження прийнята, відповідно, 16, 18, 20 і 22 млрд. м³.

Рисунок 3.2 – Залежність періоду виснаження (Т) запасів природного газу від річного приросту видобутку (k)

Вирішення проблеми обмеженості запасів і дефіциту природного газу в Україні представляються в наступних напрямках:

- планомірний пошук і освоєння газових родовищ;
- економне використання природного газу шляхом впровадження енергозберігаючих технологій і застосування альтернативних джерел енергії;
- зниження втрат газу при транспортуванні і розподілі між споживачами;
- створення резервних запасів газу в період зниження світових цін на газ;
- використання в якості сховищ резервних запасів природних резервуарів відпрацьованих газових родовищ;
- використання території країни для транзиту природного газу.

3.2 Проблеми пиловугільних паротурбінних ТЕС

Встановлена електрична потужність електростанцій України складає близько 52 млн кВт, у тому числі, встановлена потужність ТЕС – 36,6 млн кВт, з яких 70% розраховані на спалювання вугільного пилу, тобто 25,5 млн кВт (близько 50% електричної потужності ТЕС України).

Переважає пиловугільних паротурбінних електростанцій обумовлено наступним:

- великими запасами вугілля, на відміну від запасів інших видів палива;
- можливістю і необхідністю використання відходів видобутку, переробки і збагачення вугілля.

На 17 найбільших пиловугільних ТЕС України встановлено 98 енергетичних блоків, у тому числі:

- 150 МВт – 6 блоків, • 200 МВт – 43, • 250 МВт – 5, • 300 МВт – 42 і 800 МВт – 2.

Велика частина енергоблоків 150–300 МВт вимагає реконструкції або оновлення обладнання: 63 блоки введені в експлуатацію в 1958–1969 роках, 24 блоки – у 1970–1975 роках. При цьому номінальний термін служби енергообладнання, наприклад, турбогенераторів, не перевищує 20-25 років.

Крім зносу устаткування, пиловугільні ТЕС відчувають труднощі, пов'язані з паливопостачанням, з наступних причин:

- перебої постачання вугілля на електростанції, пов'язані зі складністю видобутку (див. 2.2.1), і внаслідок цього періодичним утворенням дефіциту вугілля на електростанціях;

- підвищена зольність вугілля (до 35-38%), що збільшує енерговитрати на транспортування, дроблення і пилоприготування;

- підвищена зольність знижує ефективність роботи парогенераторів (втрати теплоти з шлаками) і збільшує витрати на газоочистку;

- підвищена зольність вугілля вимагає для стабілізації горіння пилу використання газоподібного або рідкого палива, частка якого може скласти до 20-35% від загальної теплоти палива, яка спалюється в котлах, що вимагає значної підтримки паливостачання котлів ТЕС дорогими природним газом або мазутом.

Можливі такі напрями у вирішенні проблеми паливостачання:

1. Стабілізація видобутку вугілля на існуючому рівні, тобто не допускати зниження видобутку. Для збільшення видобутку необхідна реконструкція існуючих або будівництво нових шахт, що, залежно від умов розвитку вугільної промисловості, може скласти за строками до 20-25 років.

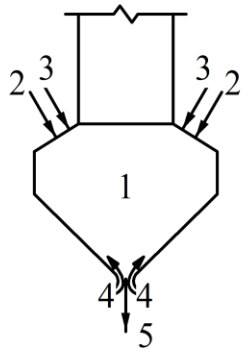
2. Використання відходів видобутку, переробки і збагачення вугілля. Кількість відходів становить близько 180 млн т. Перезбагачення відходів може забезпечити протягом 15 – 20 років щорічно 5 – 6 млн т палива, що достатньо для роботи 10 – 12 енергоблоків потужністю 200 МВт.

3. Застосування для спалювання високозольного вугілля вискоефективних технологій спалювання, які забезпечують:

- спалювання вугілля і продуктів переробки відходів із зольністю до 50%;
- можливість роботи котлів на високозольному паливі з високими техніко-економічними показниками при різних навантаженнях.

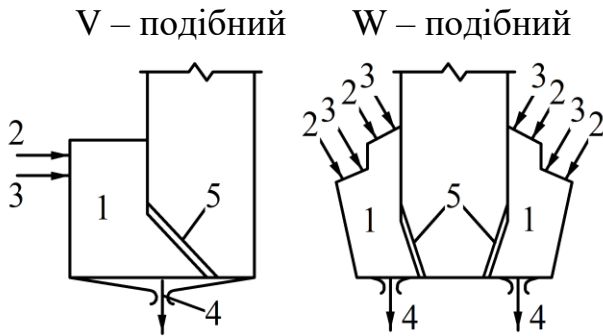
До таких технологій відносяться: спалювання вугілля в арочних топках (див. рис. 3.3), в плавильних плечових передтопках (див. рис. 3.4), в циклонних предтопках (див. рис. 3.5) і в циркулюючому киплячому шарі (див. рис. 3.6).

Арочні топки, циклонні і плечові передтопки за рахунок концентрації спалювання в обмеженому об'ємі і зниження теплового випромінювання в висхідний газохід котла забезпечують підвищення температури в зоні горіння, що полегшує запалення і поглиблює допалювання високозольного вугілля.



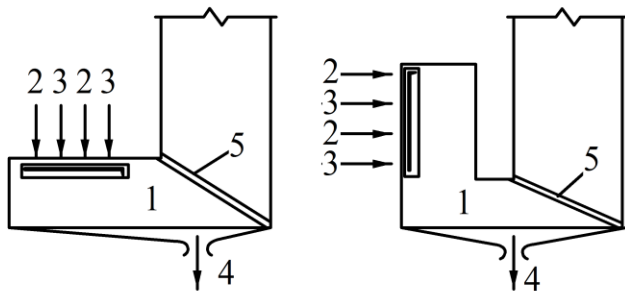
1 – арочна топка; 2, 3, 4 – подача, відповідно, пилу з первинним повітрям, вторинного повітря, захисного повітря; 5 – відвід сухої золи

Рисунок 3.3 – Спалювання вугілля в арочних топках



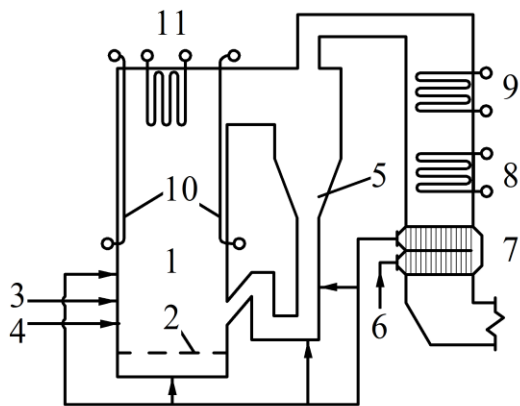
1 – плечовий передтопок; 2 і 3 – відповідно, подача пилу з первинним повітрям і вторинного повітря; 4 – шлакова льотка; 5 – решітка шлаковловлювача

Рисунок 3.4 – Спалювання вугілля в плавильних плечових передтопках



1 – циклонний передтопок; 2 і 3 – відповідно, подача пилу з первинним повітрям і вторинного повітря; 4 – шлакова льотка; 5 – решітка шлаковловлювача

Рисунок 3.5 – Спалювання вугілля в циклонних передтопках



1 – топка киплячого шару; 2 – решітка; 3 і 4 – подача подрібненого вугілля та первинного повітря; 5 – L-клапан; 6 – вторинне повітря; 7 – повітрянагрівач; 8 – економайзер; 9 и 10 – випарні поверхні нагріву; 11 – пароперегрівач

Рисунок – 3.6 Спалювання вугілля в циркулюючому киплячому шарі

Захисне повітря, що підвищує стійкість футеровки, в арочних топках (див. рис. 3.3), утилізує теплоту золи, і цим вносить додаткову теплоту в топку, що також сприяє підвищенню температури в топці.

Спалювання в циркулюючому киплячому шарі за рахунок багатократної циркуляції вугілля забезпечує високий ступінь випалювання вуглецю (див. рис. 3.4). Циркуляцію створює L-клапан, в якому через розширення верхньої частини знижується швидкість потоку, відбувається провал недопалених частинок вугілля в нижню частину клапана і повернення їх в киплячий шар.

3.3 Застосування парогазових циклів для підвищення ефективності ТЕС

На сучасному рівні техніки паротурбінні ТЕС досягли граничного розвитку з наступних причин.

По-перше, подальше збільшення параметрів пари практично не призводить до збільшення ККД і зниження питомої витрати палива на вироблення електроенергії.

По-друге, збільшення потужності енергоблоків вимагає еквівалентного резерву потужності на ТЕС чи в енергосистемі.

По-третє, збільшення параметрів пари та потужності енергоблоків вимагають більших капітальних витрат на спорудження ТЕС, які не окупаються можливим зниженням собівартості електроенергії.

Перспективним напрямом підвищення енергетичної ефективності циклів паротурбінних ТЕС є поєднання їх з газотурбінними циклами, тобто створення парогазових ТЕС. Комбінація паротурбінного і газотурбінного циклів призводить до збільшення ККД з наступних причин.

1. Внаслідок збільшення температури підведення теплоти в комбінований цикл через газотурбінну частину. Температура підведення теплоти в газові турбіни T_1^{zm} складає до 1100 – 1150°C, а в парові турбіни T_1^{nm} до 540 – 565°C, відповідно, термічний ККД η_t , який значною мірою визначає ККД ТЕС, зростає $\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}$, (T_2 – температура відведення теплоти).

2. Внаслідок утилізації залишків теплоти після газотурбінної частини в паротурбінному циклі, наприклад, шляхом підігріву живильної води.

3.3.1 Види і особливості парогазових енергетичних установок

У числі великої різноманітності парогазових установок можна виділити: парогазові установки з напірним парогенератором (див. рис. 3.7), звичайним парогенератором (див. рис. 3.8) і котлом-утилізатором (див. рис. 3.9).

Позначення до рисунків 3.7 – 3.9:

ПК – повітряний компресор; **П** – подача палива; **КЗ** – камера згорання; **ПГ(Н)** – парогенератор (напірний); **ГТ** – газова турбіна; **ЕГ** – електрогенератор; **ПТ** – парова турбіна; **К** – конденсатор; **КН** – конденсатний насос; **Д** – деаератор; **ЖН** – живильний насос; **РП** – регенеративний підігрівач живильної води; **ПВГ** – підігрівач живильної води на відведених газах; **КУ** – котел-утилізатор.

Особливості парогазової установки з напірним парогенератором.

1. Слід використовувати виключно чисте паливо, тому що продукти згорання після парогенератора з тиском 0,4 – 0,6 МПа і температурою 750 – 800°C направляються безпосередньо в газову турбіну.
2. Внаслідок компактності напірних парогенераторів виключається будівля котельного цеху на електростанції, парогенератори розміщуються безпосередньо в машинному залі, що знижує капітальні витрати при будівництві нових станцій на 25-30%.
3. Підігрів живильної води здійснюється двома паралельним потоками в регенеративному підігрівачі живильної води і в підігрівачі, що працює на відхідних газах. Співвідношення потоків визначається співвідношенням потужностей парової та газової турбін.

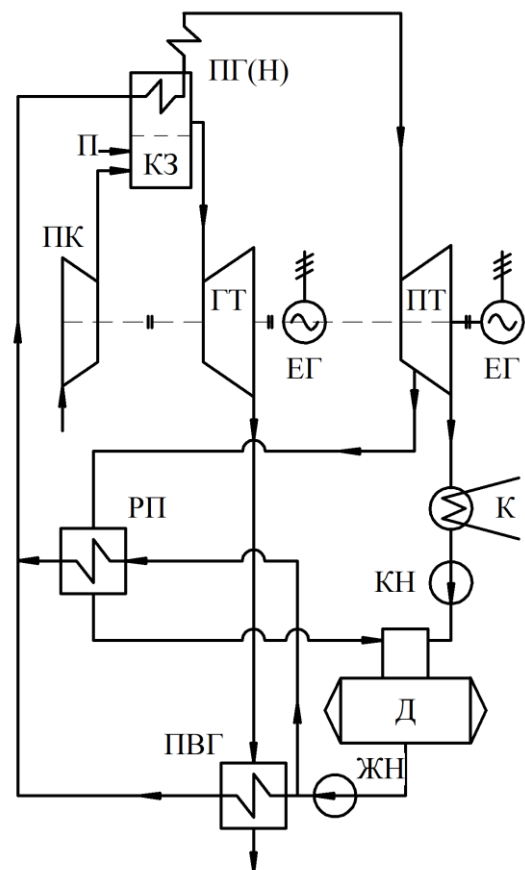
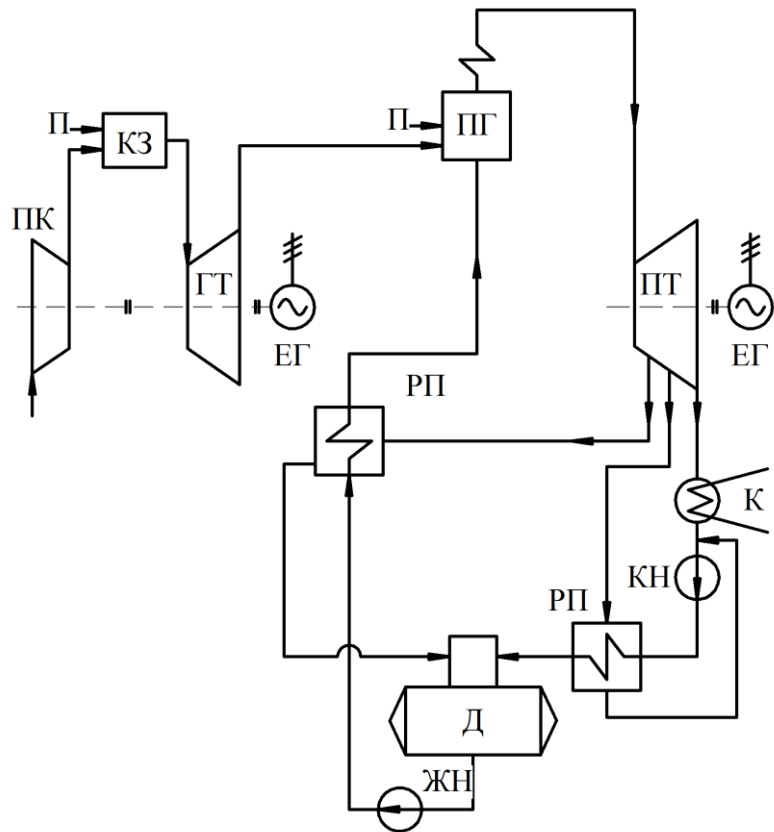


Рисунок 3.7 – Парогазова установка з напірним парогенератором

4. Повернення теплоти відхідних газів з живильною водою в котел дає економію палива в котлі. В цілому, з урахуванням збільшення температури підведення теплоти в циклі, економія палива в комбінованому циклі в порівнянні з чистопаротурбінним циклом становить $4 \div 7\%$.

Особливості парогазової установки зі звичайним парогенератором.

1. Внаслідок великого коефіцієнта витрати повітря при спалюванні палива перед газовою турбіною газів містять до 15 – 18% кисню і можуть бути використані в якості окислювача замість повітря при спалюванні палива в парогенераторі.



2. Використання замість повітря газів, що відходять виключає повітрянагрівач в парогенераторі.

3. У парогенераторі можливе використання будь-якого палива незалежно від чистоти його продуктів згорання. Частка палива, що спалюється в котлі, від загальної витрати палива на комбінований цикл становить 70–80%.

Рисунок 3.8 – Парогазова установка зі звичайним парогенератором

4. Можливе відключення газотурбінної частини при зниженні навантаження і включення газотурбінної частини при підвищенні навантаження.
5. Варіант парогазової установки доцільно використовувати при реконструкції існуючих електростанцій. При спорудженні нових електростанцій можливе використання серійних котлів.
6. Економія палива в порівнянні з паротурбінною ТЕС до 7%.

Особливості парогазової установки з котлом-утилізатором.

1. Доцільно використовувати цей варіант установки в комбінації з утилізацією теплоти відхідних газів технологічних агрегатів, які також використовують котли-утилізатори. Робота котлів-утилізаторів на газах газової турбіни в тандемі з газами, що відходять з технологічних агрегатів, сприятиме стабілізації паропродуктивності котлів-утилізаторів.

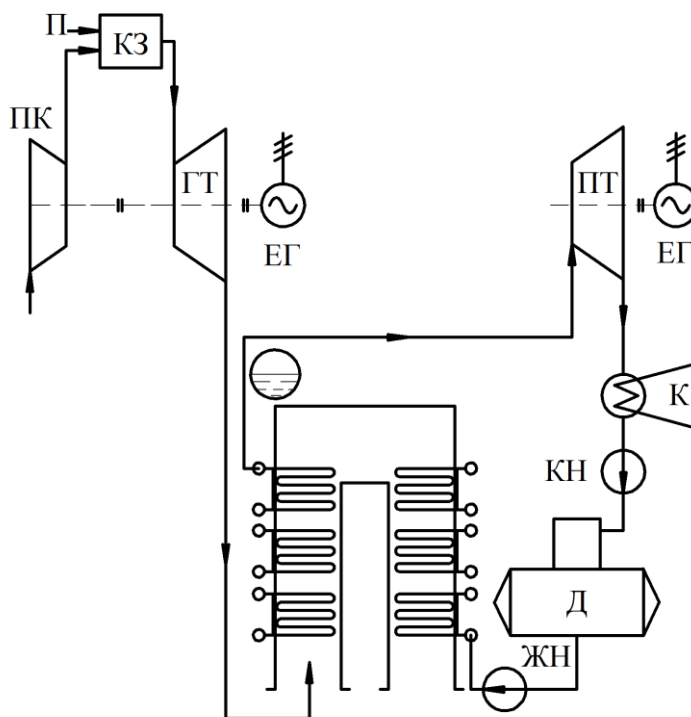


Рисунок 3.9 – Парогазова установка з котлом-утилізатором

2. Для зміни паропродуктивності котлів-утилізаторів можливе використання додаткового палива, що спалюється безпосередньо в котлах в спеціальних передтопках.

3. Можливо використання отриманої в котлах-утилізаторах пари не тільки для вироблення електроенергії, але і для технологічних потреб.

3.3.2 Застосування парогазової установки з газифікацією палива всередині циклу ТЕС

Газифікація палива всередині циклу ТЕС забезпечує можливість при-трансформаційних змін в парогазових установках низькосортних видів палива, що неможливо шляхом безпосереднього спалювання палива. Схема парогазової установки представлена на рисунку 3.8.

Позначення до рисунка 3.8:

РГ – реактор газифікації (газогенератор); **УТ** – утилізаційний теплообмінник для підігріву очищеного генераторного газу неочищеним газом; **ГО** – газоочищення; **П** – подача повітря; інші позначення такі ж як на рисунках 3.7 – 3.9.

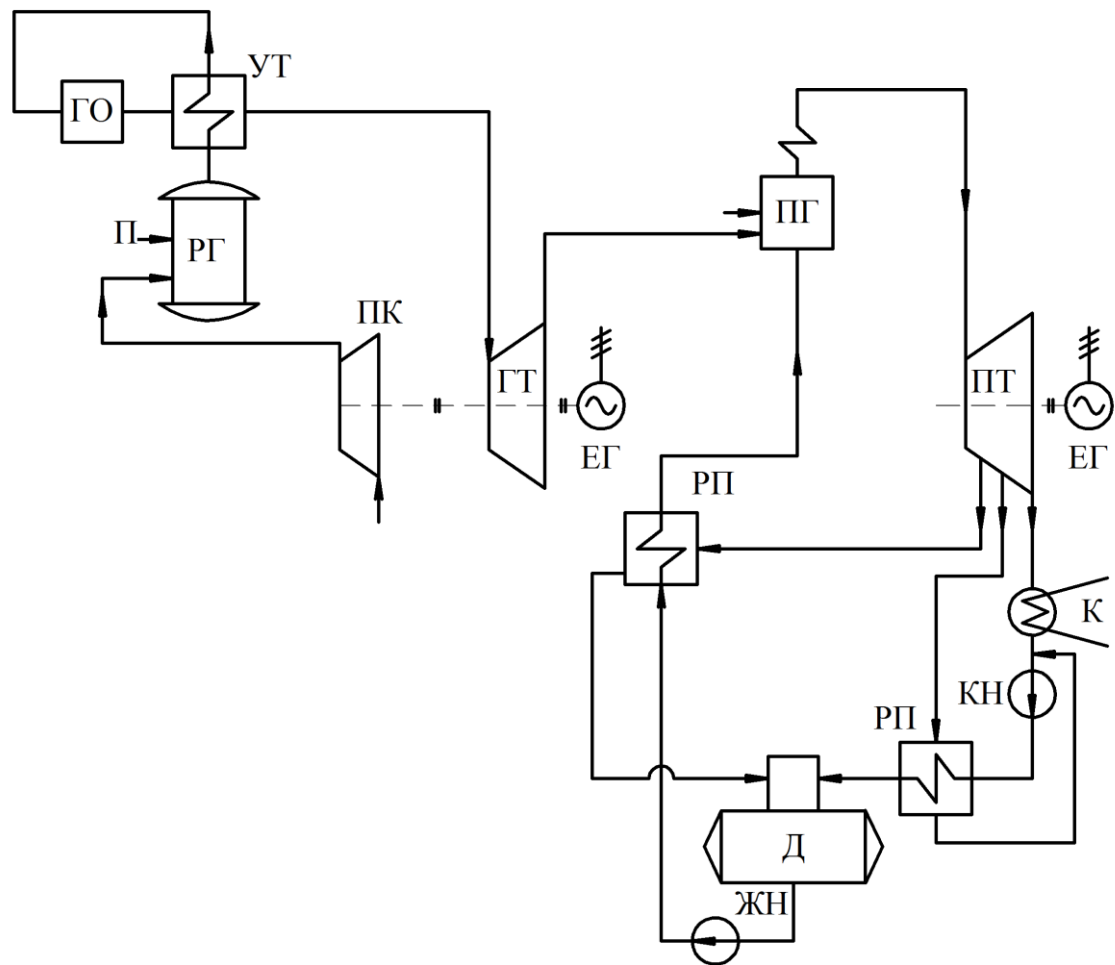


Рисунок 3.10 – Парогазові установки з газифікацією палива всередині циклу ТЕС

Особливості схеми парогазової установки з газифікацією палива всередині циклу електростанції:

1. Внутрішньоциклова газифікація дозволяє повністю реалізувати енергетичний потенціал генераторного газу (теплоту згорання, тиск і температуру газу після реактора).

2. Очищення генераторного газу перед газовою турбіною забезпечує мінімально негативний вплив на навколишнє середовище від використання низькосортного палива в порівнянні зі спалюванням такого ж палива безпосередньо в котлах.

3. У разі ТЕЦ промислового підприємства внутрішньоциклова газифікація, крім відпуску теплової електроенергії, може забезпечити відпустку з ТЕЦ газоподібного палива, тобто забезпечити підприємство всіма видами енергоносіїв (теплоенергія, електроенергія і паливо).

3.3.3 Застосування парогазових установок в тепловій схемі АЕС

Застосування газотурбінної технології в теплових схемах АЕС може забезпечити:

1. Підвищення надійності паротурбінної частини електростанції і збільшення к.к.д. за рахунок перегріву пари, що надходить у турбіну, і проміжного перегріву пари.

2. Створення резервної або пікової потужності на АЕС з мінімальними капітальними витратами.

Теплова схема АЕС з газотурбінною надбудовою представлена на рисунку 3.11.

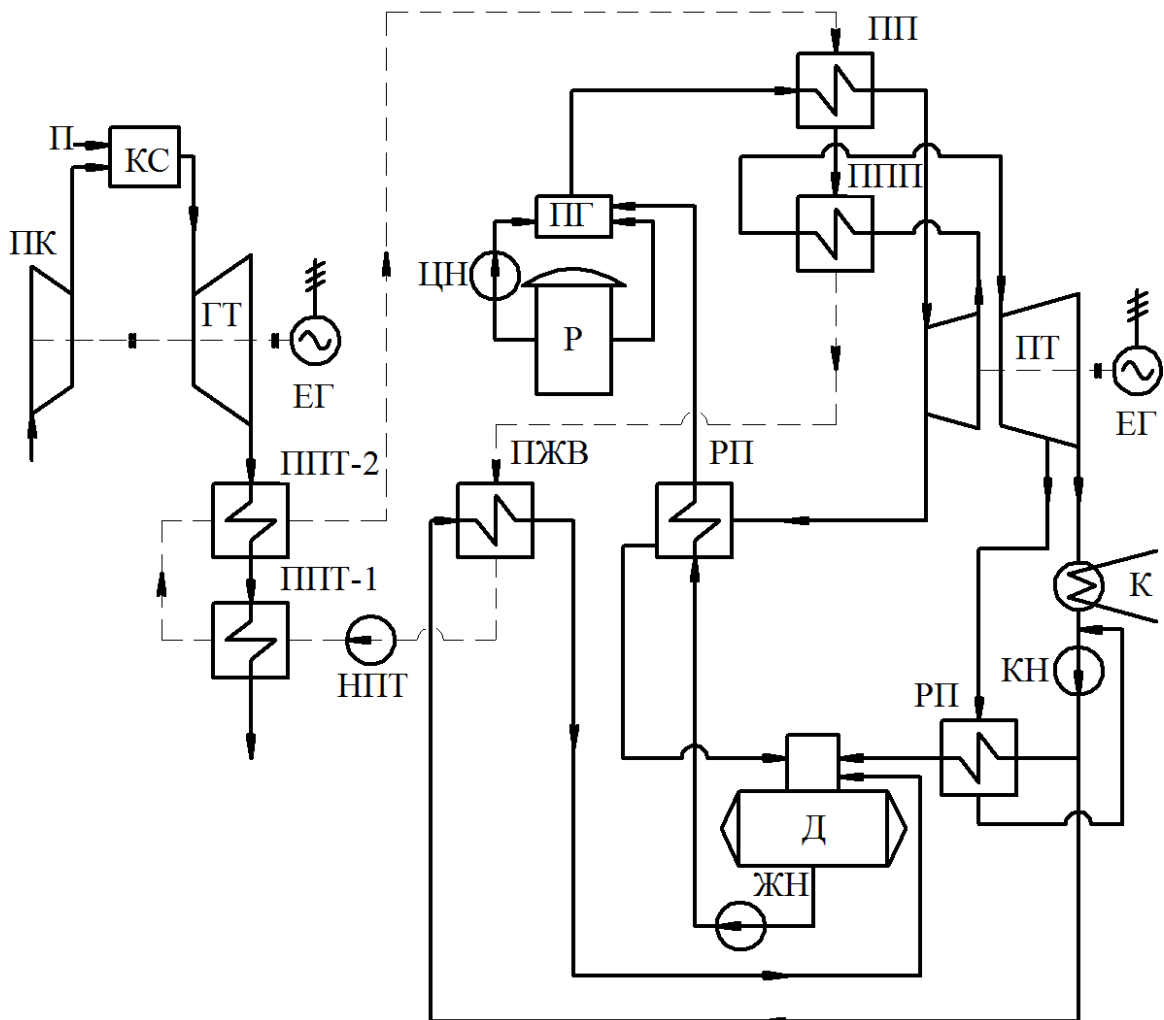


Рисунок 3.11 – Теплова схема АЕС з газотурбінною надбудовою

Позначення до рисунка 3.11:

Р – атомний реактор; **ЦН** – циркуляційний насос першого контуру; **ПП** і **ППП** – пароперегрівач і проміжний пароперегрівач; **ПЖВ** – підігрівач живильної води на проміжному теплоносії; **НПТ** – насос проміжного теплоносія; **ППТ** – ступені нагріву проміжного теплоносія; інші позначення такі ж як на рисунках 3.7 – 3.9.

Особливості теплової схеми АЕС з газотурбінної надбудови.

1. Теплота відпрацьованого газу з газової турбіни утилізується шляхом нагрівання проміжного теплоносія, в якості якого можна застосувати розплави лужних металів або органічні сполуки (дифеніл, дифенилоксид, доутерм).

2. Проміжним теплоносієм забезпечується перегрів пари перед турбіною і проміжний перегрів пари, що збільшує к.к.д. паротурбінного циклу і підвищує надійність роботи турбіни за рахунок зниження краплинної ерозії лопаток. К.к.д комбінованого циклу зростає до 45% (к.к.д. звичайного паротурбінного циклу АЕС не перевищує 30%).

3. Збільшення потужності АЕС за рахунок газотурбінної надбудови може становити до 35%.

3.4 Проблеми перетворення енергії в малій енергетиці

3.4.1 Загальна характеристика об'єктів малої енергетики

До об'єктів малої енергетики відносяться котельні потужністю до 100 МВт та електростанції потужністю до 50 МВт, які обслуговують комунально-побутове господарство, промислові підприємства, аграрний сектор та інші сектори економіки.

Для об'єктів малої енергетики характерно наступне:

- значна кількість споживаних енергоресурсів: близько 50% від загальної витрати енергоресурсів у паливно-енергетичному комплексі України.
- більш висока якість палива, що споживається, в порівнянні з паливом, що споживається в великій енергетиці: природний газ – 50%; вугілля – 30%; нафта і нафтопродукти – 20%.
- велика кількість паливоспалювальних установок: 2 млн одиниць, в тому числі, 1,5 млн котлів різної потужності, 243 ТЕЦ загальної установленної потужності 3100 МВт.

- об'єкти малої енергетики є зручними для використання нетрадиційних видів енергії внаслідок порівняно невеликої одиничної потужності споживачів.
- основною проблемою малої енергетики є підвищення ефективності використання палива в котельнях і ТЕЦ.
Найбільш помітними напрямками у вирішенні цієї проблеми є:
 - застосування газотурбінних технологій (див. розділ 3.3).
 - переобладнання котелень в міні-ТЕЦ.

3.4.2 ТЕЦ невеликої потужності на базі парових котелень

Пар, що виробляється в котельнях, як правило, має тиск значно більш високий в порівнянні з тиском пари, необхідним споживачу.

Більшість котелень у системах промислового та комунально-побутового теплопостачання (близько 70%) виробляють пар тиском 1,3 МПа і температурою 191°C, 25-30% котелень виробляють пар 1,4 МПа, 250°C і 2,5 МПа, 350-370°C, незначна кількість котелень (до 5%) виробляють пар 4 МПа, 440°C. У той же час більшості споживачам необхідний пар значно менших параметрів, 0,3 ÷ 0,5 МПа.

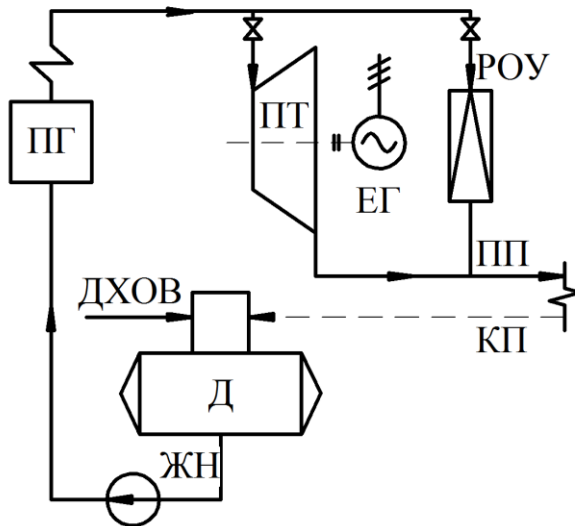
Надмірний тиск пари можна використовувати шляхом установки в котельних турбогенераторів. Електричний потенціал використання надлишкового тиску пари в котельнях України становить близько 2000 МВт.

При установці в котельнях турбін, що використовують надлишковий тиск пари, залежно від виду теплового навантаження можливо два варіанти:

- установка турбін протитиску (див. рис. 3.12).
- установка конденсаційної турбіни з проміжним регулюючим відбором пари (див. рис. 3.13).

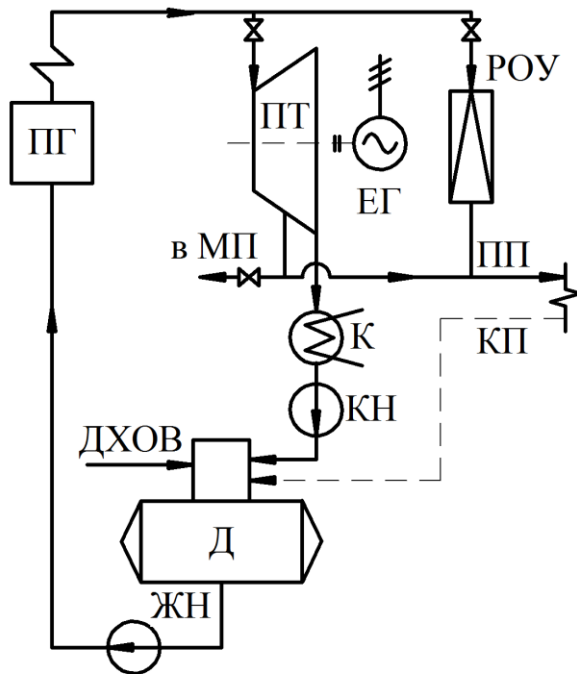
Позначення до рисунків 3.12 і 3.13:

ПГ – парогенератор; **ПТ** – парова турбіна; **ЕГ** – електрогенератор; **РОУ** – редуційно-охолоджувальна установка; **ПП** – подаючий паропровід системи теплопостачання; **КП** – конденсатопровід; **Д** – деаератор; **ДХОВ** – додаткова хімічниця вода; **ЖН** – живильний насос; **К** – конденсатор; **КН** – конденсатний насос; **МП** – мережевий підігрівач.



Установка турбіни протитиску доцільна в тому випадку, якщо має місце стабільне парове навантаження.

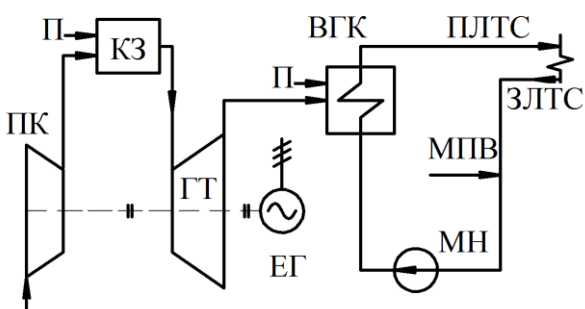
Рисунок 3.12 – Схема установки в котельні протитискової турбіни



Установка конденсаційної турбіни з проміжним регульованим відбором пари доцільна, якщо стабільним є теплове навантаження по мережевій воді, а парове навантаження з'являється епізодично або в цілому незначне за величиною.

Рисунок 3.13 – Схема установки в котельні конденсаційної турбіни з проміжним регульованим відбором пари

3.4.3 ТЕЦ невеликої потужності на базі водогрійних котелень



Позначення: ПК – повітряний компресор; П – подача палива; КС – камера згоряння; ГТ – газова турбіна; ЕГ – електрогенератор; ВГК – водогрійний котел; ПЛТС і ЗЛТС – подаюча і зворотна лінія теплової мережі; МПВ – мережева підживлювальна вода; МН – мережевий насос.

Рисунок 3.14 – Схема водогрійної котельні з газотурбінною надбудовою

Для більшості водогрійних котлів паливом є природний газ, тобто висококалорійне, екологічно чисте і дефіцитне паливо. При цьому водогрійні котли виробляють низькопотенційний енергоносій – нагріту воду з температурою до 150°C.

Підвищити ефективність використання природного газу в водогрійних котельнях можна шляхом спорудження газотурбінної надбудови (див. рис. 3.14).

Природний газ спалюється в камері згорання газотурбінної надбудови. Продукти згорання після газової турбіни відводяться через водогрійний котел, де відбувається утилізація їх фізичної теплоти на підігрів мережної води. В результаті водогрійна котельня стає джерелом не тільки теплової, а й електричної енергії. При появі пікових теплових навантажень природний газ може також спалюватися безпосередньо в топці водогрійного котла. Додаткове паливо спалюється в потоці газів, що відходять від турбіни та містять до 15 – 18% кисню.

ЛІТЕРАТУРА

1. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 328 с.
2. Гиршфельд В.Я., Морозов Г.Н. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 224 с.
3. Буров В.Д., Дорохов Е.В., Елизаров Д.П. Тепловые электрические станции. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 446 с.
4. Промышленные тепловые электростанции: Учебник для вузов / М.И. Баженов, А.С. Богородский, Б.В. Сазанов, В.Н. Юренев; под. ред. Е.Я. Соколов – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1979. – 296 с.: ил.
5. Гічов Ю.О. Теплові електростанції: Частина I: Конспект лекцій. – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2011. – 43 с.
6. Гічов Ю.О. Теплові електростанції: Частина II: Конспект лекцій: – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2011. – 58 с.
7. Гічов Ю.О. Проблеми теорії і технології перетворення і використання енергії: Конспект лекцій. – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2011. – 54 с.

Навчальне видання

Гічов Юрій Олександрович

**ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ
ТА ПРОБЛЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ
ЕНЕРГІЇ
Частина II**

Навчальний посібник

Тем. план. 2017, поз. 227

Підписано до друку 19.04.2017 р. Формат 60×84 1/16. Папір друк. Друк плоский.
Облік.-вид. арк. 3,47. Умов. друк. арк. 3,42. Тираж 100 пр. Замовлення № 62

Національна металургійна академія України
49600, м. Дніпро-5, пр. Гагаріна, 4

Редакційно-видавничий відділ НМетАУ