

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

Ю.О. ГІЧОВ

**ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ
ТА ПРОБЛЕМИ ПЕРЕТВОРЕННЯ
ЕНЕРГІЇ**

Частина I

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 і проблеми перетворення енергії. Частина I: Навчальний посібник. – Дніпро: НМетАУ, 2017. – 59 с.

Наведено загальні відомості про теплові електростанції (ТЕС): класифікація, технологічна схема і техніко-економічні показники.

Розглянуті принципи побудови теплових схем ТЕС: вибір початкових та кінцевих параметрів пари, проміжний перегрів пари та системи регенеративного підігріву живильної води. Наведені приклади побудови теплових схем ТЕС на базі основних типів турбін і приклади розрахунку теплових схем.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 144 – Теплоенергетика (магістерський рівень).

Іл 23. Бібліогр.: 8 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.....	4
1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ	5
1.1 Визначення і класифікація електростанцій	5
1.2 Технологічна схема теплової електростанції	8
1.3 Техніко-економічні показники ТЕС	11
1.3.1 Енергетичні показники	11
1.3.2 Економічні показники	13
1.3.3 Експлуатаційні показники	15
1.4 Вимоги, що пред'являються до ТЕС	16
1.5 Особливості промислових теплових електростанцій	16
2 ПОБУДОВА ТЕПЛОВИХ СХЕМ ТЕС	17
2.1 Загальні поняття про теплові схеми	17
2.2 Початкові параметри пари	18
2.2.1 Початковий тиск пари	18
2.2.2 Початкова температура пари	20
2.3 Проміжний перегрів пари	22
2.3.1 Енергетична ефективність проміжного перегріву	23
2.3.2 Тиск проміжного перегріву	25
2.3.3 Технічне здійснення проміжного перегріву	26
2.4 Кінцеві параметри пари.....	28
2.5 Регенеративний підігрів живильної води.....	29
2.5.1 Енергетична ефективність регенеративного підігріву	30
2.5.2 Технічне здійснення регенеративного підігріву	34
2.5.3 Температура регенеративного підігріву живильної води	37
2.6 Побудова теплових схем ТЕС на базі основних типів турбін	40
2.6.1 Побудова теплової схеми на базі турбіни «К»	40
2.6.2 Побудова теплової схеми на базі турбіни «Т»	42
3 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ТЕС.....	44
ЛІТЕРАТУРА.....	58

ВСТУП

Даний навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 144 – Теплоенергетика (освітньо-кваліфікаційний рівень – магістр).

Дисципліна «Теплові електростанції та проблеми перетворення енергії» по ряду причин займає особливе значення у числі дисциплін, що читаються студентам-теплоенергетикам.

По-перше, з теоретичної точки зору, дисципліна акумулює в собі знання, отримані студентами, практично по всіх основних попередніх дисциплінах: «Спалювання палива», «Котельні установки», «Нагнітачі та теплові двигуни», «Джерела теплопостачання промислових підприємств», «Очищення газів» та інші.

По-друге, з практичної точки зору, теплові електричні станції (ТЕС) є комплексним енергетичним підприємством, що включає всі основні елементи енергетичного господарства: систему підготовки палива, котельний цех, турбінний цех, систему перетворення і відпуску теплової енергії зовнішнім споживачам, системи утилізації та нейтралізації шкідливих викидів.

По-третє, з промислової точки зору, ТЕС є домінуючими електрогенеруючими підприємствами у вітчизняній і зарубіжній енергетиці. На частку теплових електростанцій припадає близько 70% електрогенеруючих встановлених потужностей в Україні, а з урахуванням атомних електростанцій, де також реалізуються паротурбінні технології, встановлена потужність складає близько 90%.

Навчальний посібник розроблений відповідно до робочої програми і учбового плану дисципліни «Теплові електростанції та проблеми перетворення енергії» для спеціальності 144 – Теплоенергетика і в якості основних тем включає: загальні відомості про теплові електростанції, принципи побудови теплових схем електростанцій, вибір устаткування і розрахунки теплових схем, компоновку устаткування, експлуатацію теплових електростанцій та проблеми перетворення енергії, які пов'язані з тепловими електростанціями.

Навчальний посібник з дисципліни «Теплові електростанції та проблеми перетворення енергії» сприяє систематизації знань, отриманих студентами, розширенню їх професійного кругозору і може бути використаний при підготовці випускних робіт.

1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТЕПЛОВІ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

1.1 Визначення і класифікація електростанцій

Електростанція – енергетичне підприємство, призначене для перетворення різних видів паливно-енергетичних ресурсів в електроенергію.

Основні варіанти класифікації електростанцій:

I. Залежно від виду перетворюваних паливно-енергетичних ресурсів:

- 1) теплові електростанції (ТЕС), в яких електроенергію отримують шляхом перетворення вуглеводневих палив (вугілля, природний газ, мазут, горючі ВЕР та інші);
- 2) атомні електростанції (АЕС), в яких електроенергію отримують шляхом перетворення атомної енергії з ядерного палива;
- 3) гідроелектростанції (ГЕС), в яких електроенергію отримують шляхом перетворення механічної енергії потоку з природного джерела води, насамперед річок.

До цього варіанта класифікації можна також віднести електростанції, що використовують нетрадиційні і поновлювані джерела енергії:

- сонячні електростанції;
- геотермальні електростанції;
- повітряні електростанції;
- приливні електростанції та інші.

II. Для даної дисципліни представляє інтерес більш поглиблена класифікація теплових електростанцій, які залежно від виду теплових двигунів розділяються на:

- 1) паротурбінні електростанції (ПТЕ);
- 2) газотурбінні електростанції (ГТЕ);
- 3) парогазові електростанції (ПГЕ);
- 4) електростанції на двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ).

У числі цих електростанцій домінуючі значення мають паротурбінні електростанції, на частку яких припадає понад 95% сумарної встановленої потужності ТЕС.

III. Залежно від виду енергоносіїв, що відпускаються зовнішньому споживачеві, паротурбінні електростанції розділяються на:

- 1) конденсаційні електростанції (КЕС), що відпускають зовнішньому споживачеві виключно електроенергію;
- 2) теплоелектроцентралі (ТЕЦ), що відпускають зовнішньому споживачеві і теплову, і електричну енергію.

IV. Залежно від призначення і відомчого підпорядкування електростанції розділяються на:

- 1) районні електростанції, які призначені для забезпечення електроенергією всіх споживачів району;
- 2) промислові електростанції, які входять до складу промислових підприємств і призначені для забезпечення електроенергією насамперед споживачів підприємств.

V. Залежно від тривалості використання встановленої потужності протягом року електростанції розділяються на:

- 1) базисні (Б): 6000÷7500 год/рік, тобто понад 70% тривалості року;
- 2) напівбазисні (П/Б): 4000÷6000 год/рік, 50÷70%;
- 3) напівпікові (П/П): 2000÷4000 год/рік, 20÷50%;
- 4) пікові (П): до 2000 год/рік, до 20% тривалості року.

Цей варіант класифікації можна проілюструвати на прикладі графіка тривалості електричних навантажень:

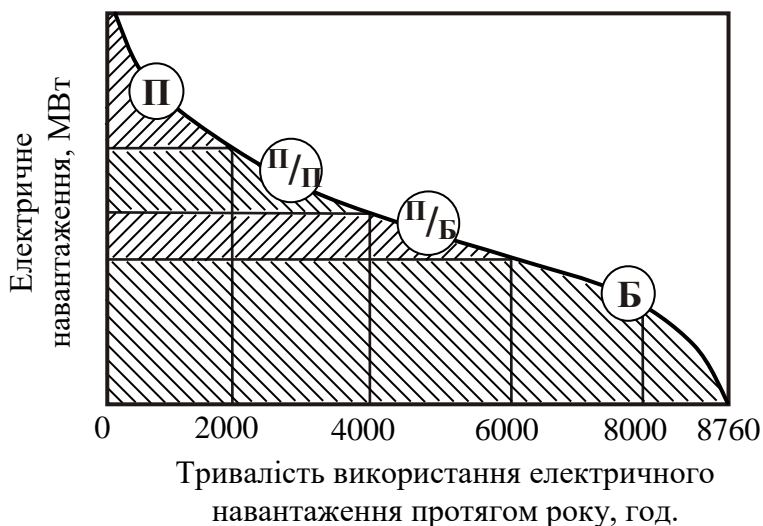


Рисунок 1.1 – Графік тривалості електричних навантажень

VI. Залежно від тиску пари, що поступає в турбіни, паротурбінні ТЕС розділяються на:

- 1) низького тиску: до 4 МПа;
- 2) середнього тиску: до 9 – 13 МПа;

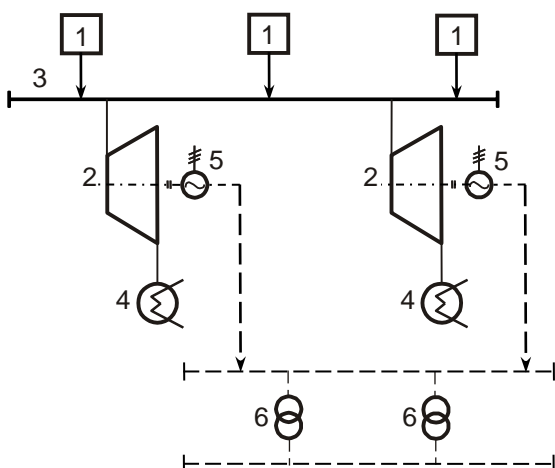
- 3) високого тиску: до 25 – 30 МПа, зокрема:
- докритичного тиску: до 18 – 20 МПа;
 - критичного і надкритичного тиску: понад 22 МПа.

VII. Залежно від потужності паротурбінні електростанції розділяються на:

- 1) електростанції малої потужності: загальна встановлена потужність до 100 МВт при одиничній потужності встановлених турбогенераторів до 25 МВт;
- 2) середньої потужності: загальна встановлена потужність до 1000 МВт при одиничній потужності встановлених турбогенераторів до 200 МВт;
- 3) великої потужності: загальна встановлена потужність понад 1000 МВт при одиничній потужності встановлених турбогенераторів понад 200 МВт.

VIII. Залежно від способу приєднання парогенераторів до турбогенераторів теплові електростанції розділяються на:

- 1) централізовані (неблочні) ТЕС, в яких пара від всіх котлів поступає в один центральний (головний) паропровід, а потім розподіляється по турбогенераторах (див. рис.1.2);



1 – парогенератор; 2 – парова турбіна; 3 – центральний (головний) паропровід; 4 – конденсатор парової турбіни; 5 – електрогенератор; 6 – трансформатор

Рисунок 1.2 – Принципова схема централізованої (неблочної) ТЕС

2) блочні ТЕС, в яких кожен зі встановлених парогенераторів приєднаний до цілком певного турбогенератора (див. рис. 1.3).

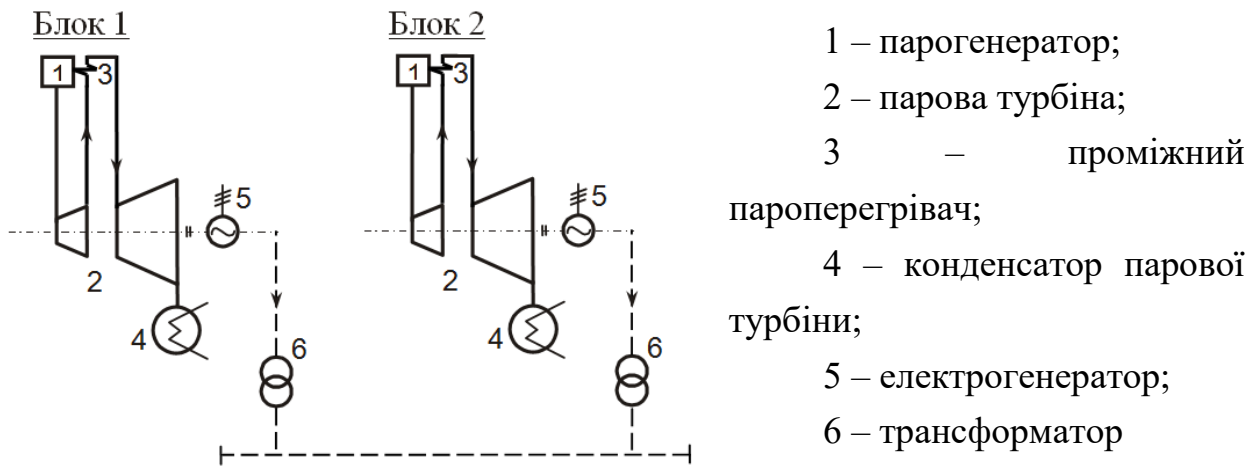


Рисунок 1.3 – Принципова схема блочної ТЕС

На відміну від неблочної блочна схема ТЕС вимагає менше капітальних витрат, простіша в експлуатації і створює умови для повної автоматизації паротурбінної установки електростанції. У блочній схемі скорочується кількість трубопроводів і виробничих об'ємів станції для розміщення устаткування. При використанні проміжного перегріву пари застосування блочних схем обов'язкове, оскільки інакше не представляється можливим контролювати потік пари, що відпускається з турбіни на перегрів.

1.2 Технологічна схема теплової електростанції

Технологічна схема зображує основні частини електростанції, їх взаємозв'язок і, відповідно, показує послідовність технологічних операцій від моменту доставки палива на станцію до відпуску електроенергії споживачеві.

Як приклад, на рисунку 1.4 представлена технологічна схема пилувугільної паротурбінної електростанції. Такий тип ТЕС переважає в числі базисних теплових електростанцій, що діють в Україні і за кордоном.

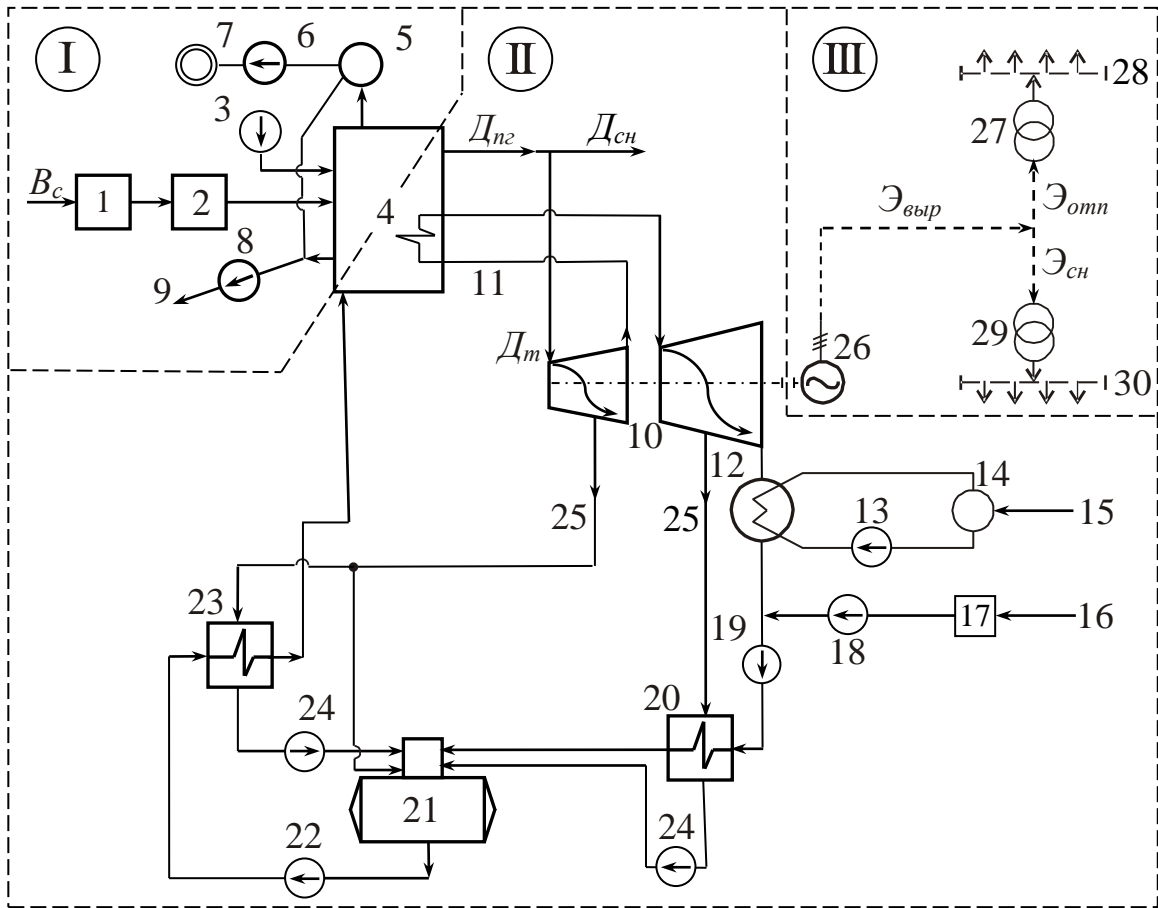


Рисунок 1.4 – Приклад технологічної схеми паротурбінної пилувугільної електростанції

B_c – витрата палива на станції;

$D_{н.г.}$ – продуктивність парогенератора;

$D_{вл.п.}$ – умовна витрата пари на власні потреби станції;

D_m – витрата пари на турбіну;

$E_{вир}$ – кількість виробленої електроенергії;

$E_{вл}$ – витрата електроенергії на власні потреби станції;

$E_{відп}$ – кількість електроенергії, відпущеної зовнішньому споживачеві

Технологічну схему ТЕС прийнято розділяти на три частини, які на рисунку 1.4 відмічені пунктирними лініями:

I. Паливно-газоповітряний тракт, який включає:

1 – паливне господарство (розвантажувальний пристрій, склад сирого вугілля, дробильні установки, бункери подрібненого вугілля, крани, транспортери);

- 2 – систему пилоприготування (вугільні млини, млинні вентилятори, бункери вугільного пилю, живильники);
- 3 – дуттьовий вентилятор для подачі повітря на спалювання палива;
- 4 – парогенератор;
- 5 – газоочистку;
- 6 – димосос;
- 7 – димар;
- 8 – багерний насос для транспортування гідрозолошлакової суміші;
- 9 – подачу гідрозолошлакової суміші на утилізацію.

У цілому, паливно-газоповітряний тракт включає: паливне господарство, систему пилоприготування, тягодуттьові засоби, газоходи котла і систему золошлаковидалення.

II. Пароводяний тракт, який включає:

- 10 – парову турбіну;
- 11 – проміжний пароперегрівач.
- 12 – конденсатор парової турбіни;
- 13 – циркуляційний насос оборотної системи водопостачання для охолодження конденсатора;
- 14 – охолоджуючий пристрій оборотної системи;
- 15 – подачу додаткової води, компенсуючої втрати води в оборотній системі;
- 16 – подачу сирі води для підготовки хімочищеної води, компенсуючої втрати конденсату на станції;
- 17 – хімводоочистку;
- 18 – насос хімводоочистки, що подає додаткову хімочищену воду в потік конденсату відпрацьованої пари;
- 19 – конденсатний насос;
- 20 – регенеративний підігрівач живлячої води низького тиску;
- 21 – деаератор;
- 22 – живильний насос;
- 23 – регенеративний підігрівач живлячої води високого тиску;
- 24 – дренажні насоси для відведення конденсату гріючої пари з теплообмінника;
- 25 – регенеративні відбори пари.

У цілому, пароводяний тракт включає: пароводяну частину котла, турбіну, конденсатну установку, системи підготовки охолоджуючої циркуляційної води та додаткової хімічненої води, систему регенеративного підігрівання живильної води і деаерацію живильної води.

III. Електрична частка, яка включає:

26 – електрогенератор;

27 – підвищуючий трансформатор для електроенергії, що відпускається зовнішньому споживачеві;

28 – шини відкритого розподільного пристрою електростанції;

29 – трансформатор для електроенергії власних потреб електростанції;

30 – шини розподільного пристрою електроенергії власних потреб.

Таким чином, електрична частина включає: електрогенератор, трансформатори і шини розподільних пристроїв.

1.3 Техніко-економічні показники ТЕС

Техніко-економічні показники ТЕС розділяються на 3 групи: енергетичні, економічні і експлуатаційні, які, відповідно, призначені для оцінки технічного рівня, економічності і якості експлуатації станції.

1.3.1 Енергетичні показники

Основні енергетичні показники ТЕС включають: к.к.д. електростанції (η_c^e), питому витрату теплоти (q_c^e), питому витрату палива на вироблення електроенергії (b_c^e).

Ці показники називають показниками теплової економічності станції.

За наслідками фактичної роботи електростанції к.к.д. визначається співвідношеннями:

$$\eta_c^{\text{брутто}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{вир}}}{B_c \cdot Q_n^p}; \quad (1.1)$$

$$\eta_c^{\text{нетто}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{відп}}}{B_c \cdot Q_n^p}. \quad (1.2)$$

При проектуванні електростанції і для аналізу її роботи к.к.д. визначають множеннями, що враховують к.к.д. окремих елементів станції:

$$\eta_c^{\text{брутто}} = \eta_{\text{кот}} \cdot \eta_{\text{турб}} \cdot \eta_{\text{т.л.}}; \quad (1.3)$$

$$\eta_c^{\text{нетто}} = \eta_{\text{кот}} \cdot \eta_{\text{турб}} \cdot \eta_{\text{т.п.}} \cdot (1 - e_{\text{вл.п.}}) \cdot (1 - q_{\text{вл.п.}}), \quad (1.4)$$

де $\eta_{\text{кот}}$, $\eta_{\text{турб}}$ – к.к.д. котельного і турбінного цехів;

$\eta_{\text{т.п.}}$ – к.к.д. теплового потоку, який враховує втрати теплоти теплоносіями усередині станції унаслідок передачі теплоти в навколишнє середовище через стінки трубопроводу і витоків теплоносія $\eta_{\text{т.п.}} = 0,98 \dots 0,99$ (сер. 0,985);

$e_{\text{вл.п.}}$ – частка електроенергії, витрачена на власні потреби електростанції (електропривод в системі підготовки палива, привід тягодуттєвих засобів котельного цеху, привід насосів і інше) $e_{\text{вл.п.}} = \mathcal{E}_{\text{вл.п.}} / \mathcal{E}_{\text{вир}} = 0,05 \dots 0,10$ (сер. 0,075);

$q_{\text{вл.п.}}$ – частка витрати теплоти на власні потреби (хімвдоочистка, деаерація живильної води, робота парових ежекторів, що забезпечують вакуум в конденсаторі, і інше) $q_{\text{вл.п.}} = 0,01 \dots 0,02$ (сер. 0,015).

К.к.д. котельного цеху можна представити як к.к.д. парогенератора: $\eta_{\text{кот}} = \eta_{\text{п.г.}} = 0,88 \dots 0,96$ (сер. 0,92).

К.к.д. турбінного цеху можна представити як абсолютний електричний к.к.д. турбогенератора:

$$\eta_{\text{турб}} = \eta_{\text{т.г.}} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{ем} \quad (1.5)$$

де η_t – термічний к.к.д. циклу паротурбінної установки (відношення використаної теплоти до підведеної) $\eta_t = 0,42 \dots 0,46$ (сер. 0,44);

η_{oi} – внутрішній відносний к.к.д. турбіни (враховує втрати усередині турбіни унаслідок тертя пари, перетікань, вентиляції) $\eta_{oi} = 0,76 \dots 0,92$ (сер. 0,84);

$\eta_{ем}$ – електромеханічний к.к.д., який враховує втрати при передачі механічної енергії від турбіни до генератора і втрати в самому електрогенераторі $\eta_{ем} = 0,98 \dots 0,99$ (сер. 0,985).

З урахуванням (1.5) вираз (1.4) для к.к.д. електростанції нетто приймає вигляд:

$$\eta_c^{\text{нетто}} = \eta_{пг} \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{ем} \cdot \eta_{тп} \cdot (1 - e_{\text{вл.п.}}) \cdot (1 - q_{\text{вл.п.}}) \quad (1.6)$$

і після підстановки середніх значень складе:

$$\eta_c^{\text{нетто}} = 0,92 \cdot 0,44 \cdot 0,84 \cdot 0,985 \cdot 0,985 \cdot (1 - 0,075) \cdot (1 - 0,015) = 0,3;$$

В цілому, для електростанції к.к.д. нетто змінюється в межах: $\eta_c^{\text{нетто}} = 0,28 \dots 0,38$.

Питома витрата теплоти на вироблення електроенергії визначається відношенням:

$$q_c = Q_{нал} / \mathcal{E}_{відн}, \quad (1.7)$$

де $Q_{нал}$ – теплота, що отримується від спалювання палива $Q_{нал} = B_c \cdot Q_n^p$.

$$q_c = B_c \cdot Q_n^p / \mathcal{E}_{відн} \quad (1.8)$$

або з урахуванням (1.2) q_c представляє собою величину, обернену до к.к.д. станції нетто

$$q_c = 1 / \eta_c^{нетто}. \quad (1.9)$$

На $1 \text{ кВт} \cdot \text{год}$ з урахуванням одиниць виміру питома витрата теплоти складе:

$$q_c = \frac{3600}{\eta_c^{нетто}}, \text{ [кДж/кВт} \cdot \text{год]}.$$

Питома витрата палива визначається співвідношенням:

$$b_c = \frac{B_c}{Q_{відн}}, \quad (1.10)$$

а з урахуванням перерахунку на умовне паливо

$$b_c = \frac{B_c \cdot Q_n^p}{Q_{у.н.} \cdot \mathcal{E}_{відн}} = \frac{3600}{29310 \cdot \eta_c^{нетто}} = \frac{860}{7000 \cdot \eta_c^{нетто}} = \frac{0,123}{\eta_c^{нетто}}, \quad (1.11)$$

де $Q_{у.н.} = 29310 \text{ кДж/т}$ – теплота згорання умовного палива.

При $\eta_c^{нетто} = 0,28 \dots 0,38$ питома витрата палива відповідно складе $b_c = 0,392 \dots 0,439 \text{ кг у.т./кВт} \cdot \text{год}$.

1.3.2 Економічні показники

В якості основних економічних показників включають:

1. **Капітальні витрати ($K_{ТЕС}$)** – сума витрат, пов'язаних із спорудою нової або реконструкцією існуючої електростанції.

Структура капітальних витрат:

- будівельна частина – $(20 \dots 30\%) K_{ТЕС}$;
- котельне устаткування – $(30 \dots 40\%) K_{ТЕС}$;
- турбінне устаткування – $(25 \dots 35\%) K_{ТЕС}$;
- електроустаткування – $(7 \dots 9\%) K_{ТЕС}$;
- інші витрати – $(3 \dots 5\%) K_{ТЕС}$.

Величина капітальних витрат (K_{TEC}) залежить від потужності електростанції, параметрів пари, виду спалюваного палива, виду устаткування електростанції і особливостей розташування електростанції.

2. **Питомі капітальні витрати** – капітальні витрати, віднесені до одиниці встановленої потужності станції:

$$K_{num} = \frac{K_{TEC}}{N_{ест}}. \quad (1.12)$$

За питомими капітальними витратами (K_{num}) можна оцінити вартість знов спроектованої станції, використовуючи аналоги:

$$K_{TEC}^{np} = K_{num}^{ан} \cdot N_{ест}^{np}. \quad (1.13)$$

3. **Собівартість електроенергії** – відношення щорічних витрат, пов'язаних з виробленням електроенергії, до річного виробництва електроенергії, відпущеної споживачеві:

$$C_3 = \frac{(\sum 3_i)_{пик}}{\mathcal{E}_{відп}^{пик}}. \quad (1.14)$$

Щорічні витрати, пов'язані з виробленням електроенергії, розділяють на постійні $(\sum 3_i)_{пик}^{пост}$ і змінні витрати $(\sum 3_i)_{пик}^{зм}$:

$$C_3 = \frac{(\sum 3_i)_{пик}^{зм}}{\mathcal{E}_{відп}} + \frac{(\sum 3_i)_{пик}^{пост}}{\mathcal{E}_{відп}}. \quad (1.15)$$

До змінних витрат належать витрати на паливо, воду і допоміжні матеріали. Ці витрати залежать від кількості виробленої електроенергії і тому є змінними.

До постійних витрат належать: заробітна плата і відповідні відрахування, амортизаційні відрахування, поточний ремонт, загальностанційні витрати. Ці витрати практично не залежать від кількості виробленої електроенергії і тому є постійними.

Розділення витрат на постійні і змінні дозволяє зробити наступні висновки:

- для отримання мінімальної собівартості електроенергії необхідно повніше використовувати встановлену потужність електростанції;
- для пікових електростанцій доцільно застосовувати устаткування з мінімальною вартістю;
- застосування дорогого устаткування з високою тепловою економічністю доцільно для базисних електростанцій.

4. **Наведені витрати** – сума щорічних витрат, пов'язаних з виробленням електроенергії, і частки капітальних витрат, що визначається нормативним коефіцієнтом ефективності капіталовкладень:

$$\text{Пр.витрати} = (\sum z_i)_{\text{рік}} + p_n \cdot K_{\text{ТЕС}}, \quad (1.16)$$

де p_n – нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень, рік⁻¹.

Величина обернена p_n дає термін окупності капіталовкладень, наприклад, при $p_n=0,12$ рік⁻¹ термін окупності складе:

$$\text{Тер.окуп.} = 1/p_n = 1/0,12 = 8,33 \text{ рік}.$$

Наведені витрати використовують для вибору найбільш економічного варіанта споруди нової або реконструкції існуючої електростанції.

1.3.3 Експлуатаційні показники

Експлуатаційні показники оцінюють якість експлуатації електростанції і зокрема включають:

- 1) штатний коефіцієнт (число обслуговуючого персоналу на 1 МВт встановленої потужності станції), Ш (чол./МВт);
- 2) коефіцієнт використання встановленої потужності електростанції (відношення фактичного вироблення електроенергії до максимально можливого вироблення)

$$K_{\text{вст}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{вир}}^{\text{ф.рік}}}{8760 \cdot N_{\text{вст}}}; \quad (1.17)$$

- 3) число годин використання встановленої потужності

$$\tau_{\text{вст}} = \frac{\mathcal{E}_{\text{вир}}^{\text{ф.рік}}}{N_{\text{вст}}}; \quad (1.18)$$

- 4) коефіцієнт готовності устаткування і коефіцієнт технічного використання устаткування

$$K_{\text{гот}} = \tau_p / (\tau_p + \tau_{\text{ав}}); \quad (1.19)$$

$$K_{\text{вик}} = \tau_p / (\tau_p + \tau_{\text{ав}} + \tau_{\text{рем}}), \quad (1.20)$$

де τ_p – час робочого стану устаткування; $\tau_{\text{ав}}$ – час неробочого стану (аварійного); $\tau_{\text{рем}}$ – час ремонту устаткування.

Коефіцієнти готовності устаткування для котельного і турбінного цехів складають: $K_{\text{гот}}^{\text{кот}} = 0,96 \dots 0,97$, $K_{\text{гот}}^{\text{турб}} = 0,97 \dots 0,98$.

Коефіцієнт використання устаткування для ТЕС складає:
 $K_{вик}^{ТЕС} = 0,85...0,90.$

1.4 Вимоги, що пред'являються до ТЕС

Вимоги, що пред'являються до ТЕС, розділяються на 2 групи: технічні і економічні.

До технічних вимог відносяться:

- надійність (безперебійна подача електроенергії у відповідність з вимогами споживачів і диспетчерським графіком електричних навантажень);
- маневреність (можливість швидкого збільшення або зняття навантаження, а також пуску або зупинки агрегатів);
- теплова економічність (максимальний к.к.д. і мінімальна питома витрата палива при різних режимах роботи станції);
- екологічність (мінімальні шкідливі викиди в навколишнє середовище і неперевищення допустимих викидів при різних режимах роботи станції).

Економічні вимоги зводяться до мінімальної собівартості електроенергії за умови дотримання всіх технічних вимог.

1.5 Особливості промислових теплових електростанцій

У числі основних особливостей промислових теплових електростанцій слід виділити:

- 1) двосторонній зв'язок електростанції з основними технологічними цехами (електростанція забезпечує електричне навантаження технологічних цехів і відповідно до потреби змінює відпуск електроенергії, а цехи у ряді випадків є джерелами теплових і горючих ВЕР, які використовуються на електростанціях);
- 2) спільність ряду систем електростанцій і технологічних цехів підприємства (паливопостачання, водопостачання, транспортне господарство, ремонтна база, що скорочує витрати на споруду станції);
- 3) наявність на промислових електростанціях, окрім турбогенераторів, турбокомпресорів і турбоповітродувок для подачі технологічних газів в цехи підприємства;

4) перевага в числі промислових електростанцій теплоелектроцентралеї (ТЕЦ);

5) порівняно невелика потужність промислових ТЕС:

70...80%, ≤ 100 МВт.

Промислові ТЕС дають 15...20% від загального вироблення електроенергії.

2 ПОБУДОВА ТЕПЛОВИХ СХЕМ ТЕС

2.1 Загальні поняття про теплові схеми

Теплові схеми відносяться до пароводяних трактів електростанцій і показують:

- 1) взаємне розташування основного і допоміжного устаткування станції;
- 2) технологічний зв'язок устаткування через лінії трубопроводу теплоносіїв.

Теплові схеми можна розділити на 2 види:

- 1) принципіві;
- 2) розгорнені.

На принципівих схемах устаткування показане в об'ємі, необхідному для розрахунку теплової схеми і аналізу результатів розрахунку.

На основі принципіві схеми вирішують наступні завдання:

- 1) визначають витрати і параметри теплоносіїв в різних елементах схеми;
- 2) вибирають устаткування;
- 3) розробляють розгорнені теплові схеми.

Розгорнені теплові схеми включають все устаткування станції, у тому числі і резервне, всі трубопроводи станції із запорно-регулюючою арматурою.

На основі розгорнених схем вирішують наступні завдання:

- 1) взаємне розміщення устаткування при проектуванні електростанцій;
- 2) виконання робочих креслень при проектуванні;
- 3) експлуатація станцій.

Побудові теплових схем передуює вирішення наступних питань:

- 1) вибір типу станції, який здійснюється на основі виду і кількості очікуваних енергетичних навантажень, тобто КЕС або ТЕЦ;

- 2) визначають електричні і теплові потужності станції в цілому і потужності окремих її блоків (агрегатів);
- 3) вибирають початкові і кінцеві параметри пари;
- 4) визначають необхідність проміжного перегріву пари;
- 5) вибирають типи парогенераторів і турбін;
- 6) розробляють схему регенеративного підігріву живильної води;
- 7) компонують основні технічні рішення по тепловій схемі (потужності агрегатів, параметри пари, тип турбін) з рядом допоміжних питань: підготовка додаткової хімічищеної води, деаерація води, утилізація продувальної води парогенераторів, привід живильних насосів і інших.

На розвиток теплових схем основний вплив роблять 3 чинники:

- 1) величина початкових і кінцевих параметрів пари в паротурбінній установці;
- 2) проміжний перегрів пари;
- 3) регенеративний підігрів живильної води.

2.2 Початкові параметри пари

Початкові параметри пари представляють собою тиск (p_1) і температуру (t_1) пари перед стопорним клапаном турбіни.

2.2.1 Початковий тиск пари

Початковий тиск пари впливає на к.к.д. електростанції і, насамперед, через термічний к.к.д. циклу паротурбінної установки, який при визначенні к.к.д. електростанції має мінімальне значення ($\eta_t = 0,42 \dots 0,46$):

$$\eta_c^u = \eta_{nz} \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{mn} \cdot (1 - e_{в.л.н.}) \cdot (1 - q_{в.л.н.}) \quad (2.1)$$

Для визначення термічного к.к.д. можна використовувати is -діаграму водяної пари (див. рис.2.1):

$$\eta_t = \frac{H_{ad}}{q_{nidв}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'} \quad (2.2)$$

де H_{ad} – адіабатне теплопадіння пари (для ідеального циклу);

$q_{nidв}$ – кількість теплоти, підведеної до циклу;

i_1, i_2 – ентальпія пари до і після турбіни;

i_2' – ентальпія конденсату відпрацьованої в турбіні пари ($i_2' = c_p t_2$).

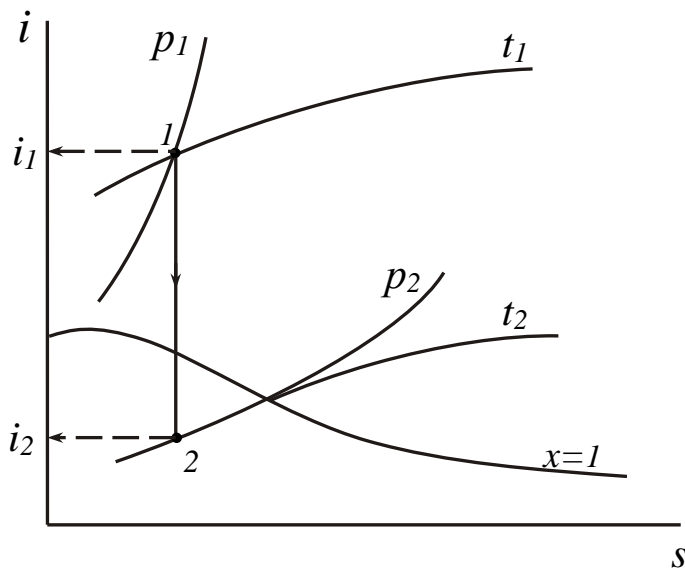


Рисунок 2.1 – До визначення термічного к.к.д

Результати розрахунку за формулою (2.2) дають наступні значення к.к.д.:

$p_1, \text{МПа}$	3,4	8,8	12,75	23,5	30	40	50
$\eta, \text{ част. од.}$	0,39	0,42	0,44	0,45	0,46	0,47	0,46

Тут 3,4...23,5 МПа – стандартний тиск пари, прийнятий для паротурбінних електростанцій в енергетиці України.

З результатів розрахунку виходить, що зі збільшенням початкового тиску пари значення к.к.д. зростає. Разом з цим, збільшення тиску має ряд негативних наслідків:

- 1) зі збільшенням тиску зменшується об'єм пари, зменшується прохідний перетин проточної частини турбіни і довжина лопаток, а, отже, збільшуються перетікання пари, що приводить до зменшення внутрішнього відносного к.к.д. турбіни (η_{oi});
- 2) збільшення тиску приводить до збільшення втрат пари через торцеві ущільнення турбіни;
- 3) зростає витрата металу на устаткування і вартість паротурбінної установки.

Для виключення негативного впливу слід разом зі збільшенням тиску збільшити потужність турбіни, що забезпечує:

- 1) збільшення витрати пари (виключає зменшення прохідного перетину в турбіні і довжини лопаток);
- 2) зменшує відносно вибивання пари через торцеві ущільнення;
- 3) збільшення тиску разом зі збільшенням потужності дозволяє зробити трубопроводи компактнішими і знизити витрату металу.

Оптимальне співвідношення між початковим тиском пари і потужністю турбіни, отримане на основі аналізу роботи електростанцій, що діють за кордоном, представлено на рисунку 2.2 (оптимальне співвідношення відмічене штрихуванням).

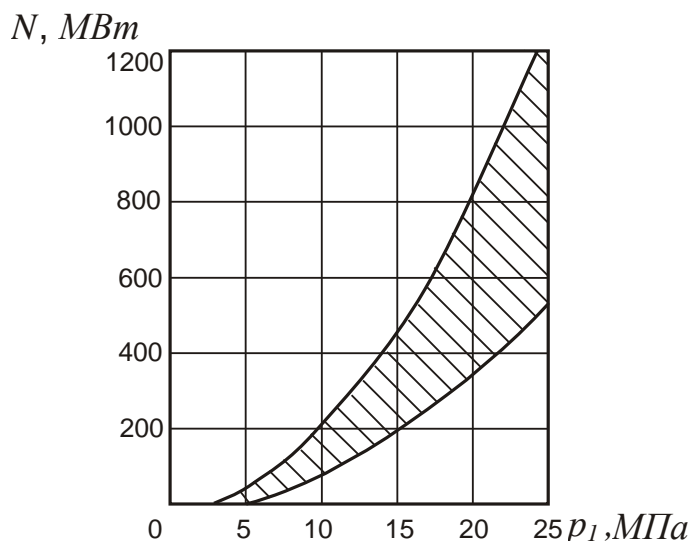
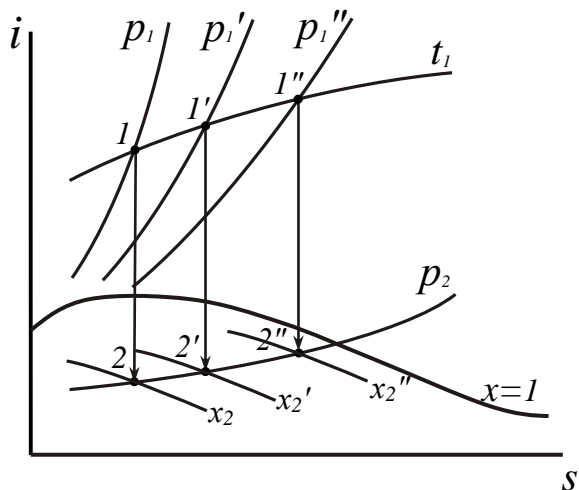


Рисунок 2.2 – Співвідношення між потужністю турбогенератора (N) і початковим тиском пари (p_1)

2.2.2 Початкова температура пари

При підвищенні початкового тиску пари зростає вологість пари на виході з турбіни, що ілюструється графіками на i - s -діаграмі (див. рис. 2.3).



$$p_1 > p_1' > p_1'' \quad (t_1 = \text{const}, p_2 = \text{const})$$

$$x_2 < x_2' < x_2'' \quad (y = 1 - x)$$

$$y_2 > y_2' > y_2''$$

Рисунок 2.3 – Характер зміни кінцевої вологості пари при збільшенні початкового тиску пари

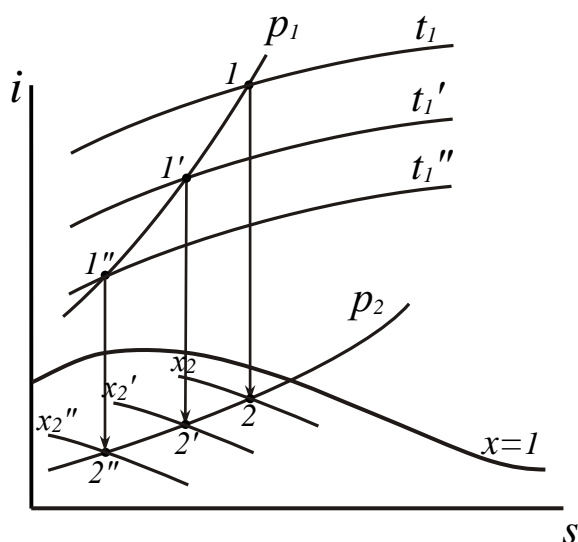
Наявність вологості пари збільшує втрати від тертя, знижує внутрішній відносний к.к.д. і викликає краплинну ерозію лопаток і інших елементів проточної частини турбіни, що призводить до їх руйнування.

Гранично допустима вологість пари ($y_2^{\text{дон}}$) залежить від довжини лопаток (l_l); наприклад:

$$l_n \leq 750 \dots 1000 \text{ мм} \quad y_2^{\text{don}} \leq 8 \dots 10\%$$

$$l_n \leq 600 \text{ мм} \quad y_2^{\text{don}} \leq 13\%$$

Для зниження вологості пари слід разом зі збільшенням тиску пари збільшувати його температуру, що ілюструється рисунком 2.4.



$$t_1 > t_1' > t_1'' \quad (p_1 = \text{const}, p_2 = \text{const})$$

$$x_2 > x_2' > x_2'' \quad (y = 1 - x)$$

$$y_2 < y_2' < y_2''$$

Рисунок 2.4 – Характер зміни кінцевої вологості пари при збільшенні початкової температури пари

Температура пари обмежується термостійкістю сталі, з якої виготовляється пароперегрівач, трубопроводи, елементи турбіни.

Можливе застосування сталей 4-х класів:

- 1) вуглецеві і марганцевисті сталі (з граничною температурою $t_{zp} \leq 450 \dots 500^\circ\text{C}$);
- 2) хромомолібденові і хромомолібденованадієві сталі перлітового класу ($t_{zp} \leq 570 \dots 585^\circ\text{C}$);
- 3) високохромисті сталі мартенсито-феритного класу ($t_{zp} \leq 600 \dots 630^\circ\text{C}$);
- 4) неіржавіючі хромонікелеві сталі аустенітного класу ($t_{zp} \leq 650 \dots 700^\circ\text{C}$).

При переході від одного класу сталі до іншого різко зростає вартість устаткування.

Клас сталі	1	2	3	4
Відносна вартість	1	3	7	15

На даному етапі з економічної точки зору доцільне застосування сталі перлітового класу з робочою температурою $t_p \leq 540^\circ\text{C}$ (565°C). Сталі мартенсито-феритного і аустенітного класу приводять до різкого збільшення вартості устаткування.

Слід також відзначити вплив початкової температури пари на термічний к.к.д. циклу паротурбінної установки. Збільшення температури пари приводить до збільшення термічного к.к.д.:

При $p_1 = 12,75 \text{ МПа}$ $p_2 = 3,5 \text{ кПа}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	450	500	540
	$\eta, \text{ част. од.}$	0,42	0,43	0,44

Таким чином, збільшення температури пари призводить до зниження вологості пари на виході з турбіни і збільшення термічного к.к.д. При цьому значення початкової температури обмежується з економічних міркувань застосуванням перлітових марок сталі.

2.3 Проміжний перегрів пари

Початкова температура пари $t_1 = 540^\circ\text{C}$ не забезпечує допустиму вологість при високому тиску пари (p_1). На це указують результати розрахунку кінцевої вологості пари для ідеального (y_2^{ad}) і реального (y_2^{∂}) циклів при $p_2 = 3,5 \text{ кПа}$.

$p_1, \text{ МПа}$	8,8	12,75	23,5
$y_2^{ad}, \text{ част. од.}$	0,21	0,23	0,29
$y_2^{\partial}, \text{ част. од.}$	0,11	0,14	0,19

Розрахунок виконаний за формулою (2.2) і ілюструється рисунком 2.5.

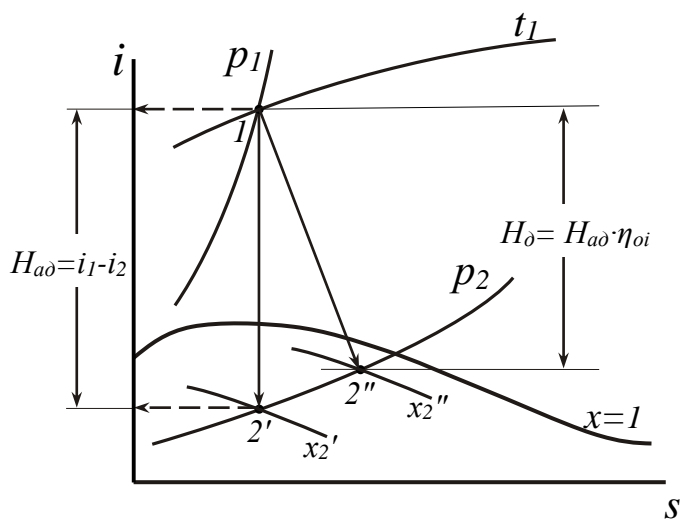
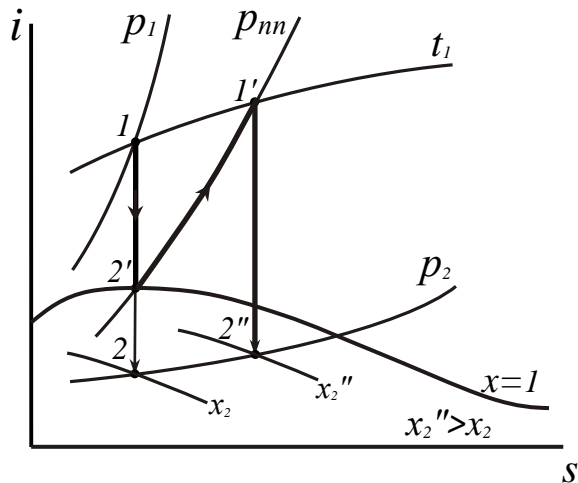


Рисунок 2.5 – До розрахунку кінцевої вологості пари

Для зменшення кінцевої вологості пари застосовують **проміжний перегрів**, який полягає в тому, що пара після часткової її роботи в турбіні (у ступені високого тиску) прямує в проміжний пароперегрівач, де нагрівається (зазвичай до початкової температури), і повертається в турбіну.

На рисунку 2.6 проміжний перегрів ілюструється графіками на i - s -діаграмі для ідеального циклу.



1-2 – звичайний процес без проміжного перегріву;
 1-2'-1''-2'' – процес з проміжним перегрівом;
 p_{nn} – тиск проміжного перегріву

Рисунок 2.6 – Ілюстрація проміжного перегріву на i - s -діаграмі для ідеального циклу

У застосуванні проміжного перегріву представляють інтерес 3 питання:

- 1) енергетична ефективність проміжного перегріву, оскільки проміжний перегрів вимагає підводу додаткової теплоти, що може позначитися на к.к.д.;
- 2) тиск проміжного перегріву, тобто при якому тиску слід відводити пару на проміжний перегрів;
- 3) технічне здійснення проміжного перегріву.

2.3.1 Енергетична ефективність проміжного перегріву

Для оцінки енергетичної ефективності проміжного перегріву, *цикл з проміжним перегрівом розділяють на дві частини: основний цикл (без перегріву) і додатковий, який включає перегрів.*

Розділення циклу показано на рисунку 2.7 в T - S -координатах.

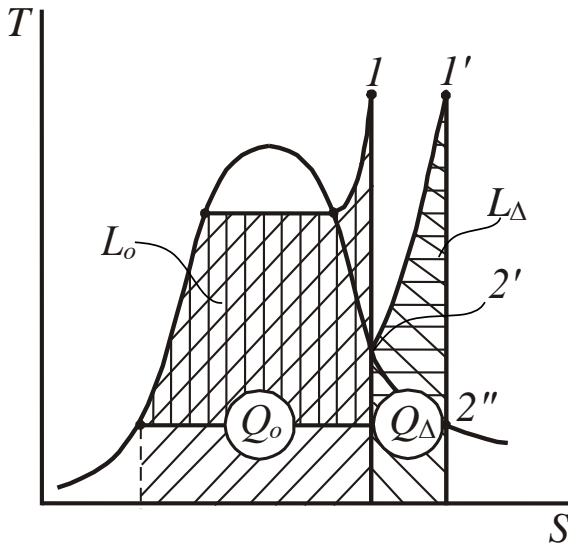


Рисунок 2.7 – До енергетичної ефективності проміжного перегріву (позначення відповідають рисунку 2.6)

Термічні к.к.д. основного (η_0), додаткового (η_Δ) і сумарного циклу з проміжним перегрівом (η_{nn}) визначаються співвідношеннями:

$$\eta_0 = \frac{L_0}{Q_0}; \quad \eta_\Delta = \frac{L_\Delta}{Q_\Delta}; \quad \eta_{nn} = \frac{L_0 + L_\Delta}{Q_0 + Q_\Delta}, \quad (2.3-2.5)$$

де L_0, L_Δ – робота, виконана в основному і додатковому циклах;
 Q_0, Q_Δ – теплота, підведена в основному і додатковому циклах.

Перетворимо рівняння (2.5) у вигляд, зручний для аналізу:

$$\eta_{nn} = \frac{L_0}{Q_0} \cdot \frac{1 + \frac{L_\Delta}{L_0}}{1 + \frac{Q_\Delta}{Q_0}}. \quad (2.6)$$

Відношення в рівнянні (2.6)

$$l_\Delta = \frac{L_\Delta}{L_0} \quad (2.7)$$

є відносною роботою в додатковому циклі.

Відповідно до (2.4) і (2.5):

$$Q_\Delta = \frac{L_\Delta}{\eta_\Delta}; \quad (2.8)$$

$$Q_0 = \frac{L_0}{\eta_0}. \quad (2.9)$$

З урахуванням (2.3), (2.7), (2.8) і (2.9), рівняння (2.6) набирає наступного вигляду:

$$\eta_{nn} = \eta_0 \cdot \frac{1 + l_\Delta}{1 + \frac{L_\Delta}{\eta_\Delta} \cdot \frac{\eta_0}{L_0}} = \eta_0 \cdot \frac{1 + l_\Delta}{1 + l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}. \quad (2.10)$$

Зміна к.к.д. циклу з проміжним перегрівом в порівнянні з к.к.д. основного циклу складе:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_{nn} - \eta_0}{\eta_0}, \quad (2.11)$$

а з урахуванням виразу (2.10) набирає вигляду:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_0 \cdot \frac{1+l_\Delta}{1+l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}} - \eta_0}{\eta_0}.$$

Після перетворення отримуємо вираз (2.12):

$$\begin{aligned} \Delta\eta &= \frac{1+l_\Delta}{1+l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}} - 1 = \frac{1+l_\Delta - 1 - l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}{1+l_\Delta \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}} = \frac{1 - \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}{\frac{1}{l_\Delta} + \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}; \\ \Delta\eta &= \frac{1 - \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}{\frac{1}{l_\Delta} + \frac{\eta_0}{\eta_\Delta}}, \end{aligned} \quad (2.12)$$

який дозволяє однозначно судити про ефективність проміжного перегріву, а саме:

- 1) якщо $\eta_\Delta > \eta_0$, то $\frac{\eta_0}{\eta_\Delta} < 1$ і $\Delta\eta_{\text{пр}} > 0$;
- 2) якщо $\eta_\Delta < \eta_0$, то $\frac{\eta_0}{\eta_\Delta} > 1$ і $\Delta\eta_{\text{пр}} < 0$;
- 3) якщо $\eta_\Delta = \eta_0$, то $\frac{\eta_0}{\eta_\Delta} = 1$ і $\Delta\eta_{\text{пр}} = 0$.

Таким чином, для збільшення к.к.д. циклу з проміжним перегрівом необхідно, щоб к.к.д. додаткового циклу (η_Δ), що включає перегрів, був більше, ніж к.к.д. основного циклу (η_0). Це залежить від температури підведення теплоти в проміжному перегріві, а, отже, від тиску проміжного перегріву.

2.3.2 Тиск проміжного перегріву

На рисунку 2.8 показана залежність між к.к.д. циклу з проміжним перегрівом (η_{nn}) і тиском проміжного перегріву (p_{nn}), отримана термодинамічним розрахунком для ідеальних умов.

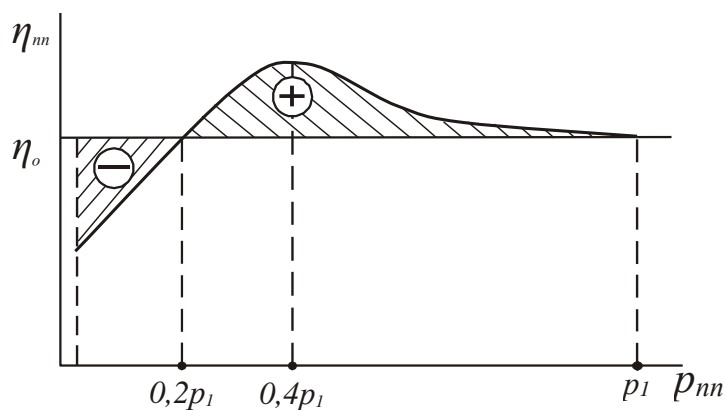


Рисунок 2.8 – Залежність к.к.д. циклу з проміжним перегрівом η_{nn} від тиску проміжного перегріву p_{nn}

З розрахунку виходить:

при $p_{nn} < 0,2p_1$ $\eta_{nn} < \eta_o$, тобто к.к.д. циклу з проміжним перегрівом знижується в порівнянні з циклом без перегріву;

при $p_{nn} > 0,2p_1$ $\eta_{nn} > \eta_o$, тобто к.к.д. циклу з проміжним перегрівом збільшується, причому оптимальне значення η_{nn}^{max} відповідає $p_{nn} = 0,4p_1$.

У реальних умовах з урахуванням типів і потужностей турбін, зміни їх внутрішнього відносного к.к.д., впливу відборів пари і інших чинників, оптимальне значення p_{nn} змінюється в наступних межах:

для одноступінчастого перегріву $p_{nn} = (0,15 \div 0,20)p_1$;

для двоступінчастого перегріву:

$p_{nn}^I = (0,25 \div 0,30)p_1$ (нижній ступінь);

$p_{nn}^{II} = (0,25 \div 0,30)p_{nn}^I$ (верхній ступінь).

2.3.3 Технічне здійснення проміжного перегріву

Можливе застосування 3 схем (див. рис.2.9):

- 1) газовий проміжний перегрів, при якому проміжний пароперегрівач розташовують в конвективній шахті котла поряд зі звичайним пароперегрівачем в зоні температур 600...700°C;
- 2) проміжний перегрів свіжою парою або парою, частково відпрацьованою в турбіні;
- 3) перегрів з використанням проміжного теплоносія, в якості якого застосовують розплави лужних металів або органічні сполуки (дифеніл, дифенілоксид, доутерм).

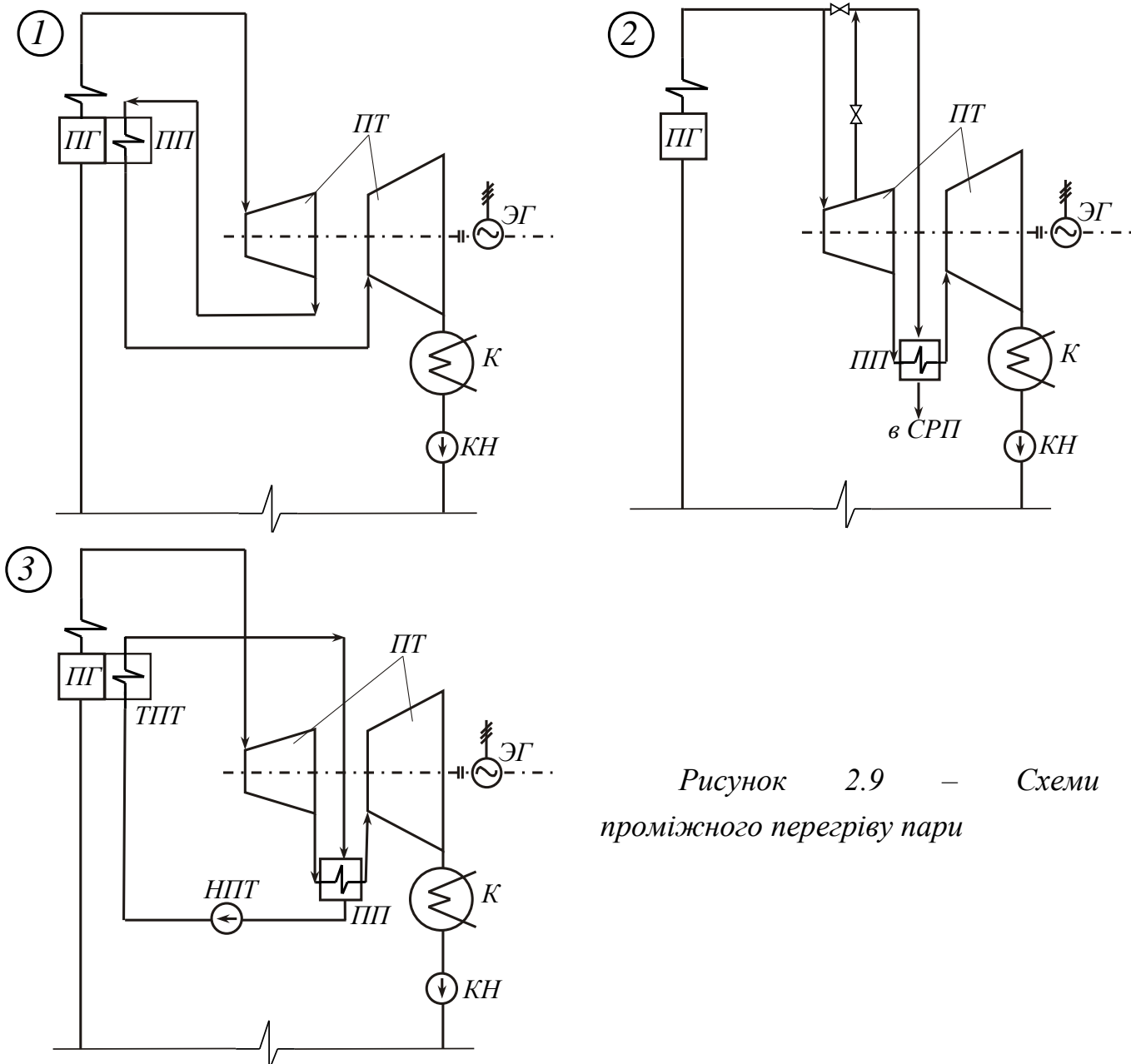


Рисунок 2.9 – Схеми проміжного перегріву пари

Позначення, прийняті на рисунку 2.9:

ПГ – парогенератор;

ПП – проміжний пароперегрівач;

ПТ – парова турбіна;

КН – конденсатний насос;

К – конденсатор;

ЕГ – електрогенератор;

СРП – система регенеративного підігріву живильної води;

ТПТ – теплообмінник для проміжного теплоносія (розміщується в конвективній шахті котла);

НПТ – насос проміжного теплоносія.

Температуру проміжного перегріву (p_{nm}) зазвичай приймають такою, що дорівнює початковій температурі пари (t_1).

На практиці найбільш вживаним є газовий перегрів, який не вимагає витрат свіжої пари (схема 2) і додаткового проміжного теплоносія (схема 3).

Разом з цим, газовий перегрів має ряд недоліків:

- 1) ускладнюється конструкція котла і його експлуатація за рахунок необхідності регулювання вторинного перегріву пари;
- 2) зростає вартість котлотурбінної установки за рахунок збільшення довжини трубопроводів, що працюють при високих температурах пари;
- 3) унаслідок збільшення довжини трубопроводів зростають втрати енергії пари (температури і тиск);
- 4) унаслідок великого об'єму трубопроводів і проміжного пароперегрівача створюється небезпека розгону турбіни при знятті навантаження.

Особливостями проміжного перегріву на зарубіжних електростанціях є:

- 1) перегрів пари здійснюється на 30...40°C вище за початкову температуру пари, що допускається унаслідок зниження тиску пари;
- 2) проміжний пароперегрівач виконують комбінованим і розміщують як в конвективній, так і в радіаційній частині котла;
- 3) застосовують двоступінчастий проміжний перегрів.

2.4 Кінцеві параметри пари

Кінцеві параметри пари являють собою: тиск (p_2), температуру (t_2) і ступінь сухості пари (x_2) на виході пари з турбіни або на вході в конденсатор.

Допустимий ступінь сухості пари змінюється в межах $x_2^{don} \geq 87...92\%$, а допустима вологість, відповідно, $y_2^{don} \leq 8...13\%$ (див. 2.2.2).

Для збільшення к.к.д. слід добиватися мінімальних значень тиску пари на виході з турбіни. Наприклад, зниження тиску в конденсаторі на 1кПа забезпечує збільшення к.к.д. для турбін високого тиску на 0,5%, а середнього – на 1%.

Разом з цим, зниження тиску дає наступні негативні результати:

- 1) при зниженні кінцевого тиску різко збільшуються об'єми пари, наприклад, при зниженні тиску від 4 до 2 кПа об'єм пари зростає в 2 рази, що призводить до збільшення хвостової частини турбіни, конденсатної установки, збільшуються втрати енергії на виході пари з турбіни, тобто в

цілому призводить до зростання капітальних витрат і зниження к.к.д. турбіни;

- 2) для створення вакууму при низькому тиску пари необхідно використовувати воду, що охолоджує конденсатор, з температурою, що не відповідає технічним і кліматичним умовам;
- 3) збільшується питома витрата води на охолодження конденсатора, що призводить до додаткової витрати електроенергії на привід циркуляційних насосів.

Оптимальні характеристики, що пов'язані з кінцевими параметрами

пари:

- 1) тиск пари $p_2 = 3,5 \dots 5 \text{ кПа}$;
- 2) температура пари $t_2 = 27 \dots 33^\circ\text{C}$;
- 3) середньорічна температура повітря, що охолоджує $t_{нов}^{c.p.} = 15 \dots 17^\circ\text{C}$;
- 4) кратність охолодження W/D_k , [кг/кг] (W – витрата води на охолодження, D_k – витрата пари, що поступає в конденсатор):
80...120 кг/кг – при одноходовому;
60...70 кг/кг – при двоходовому;
40...50 кг/кг – при чотириходовому конденсаторі.

2.5 Регенеративний підігрів живильної води

Регенеративний підігрів полягає в нагріві суміші конденсату відпрацьованої в турбіні пари і додаткової хімічищеної води, компенсуючої втрати конденсату.

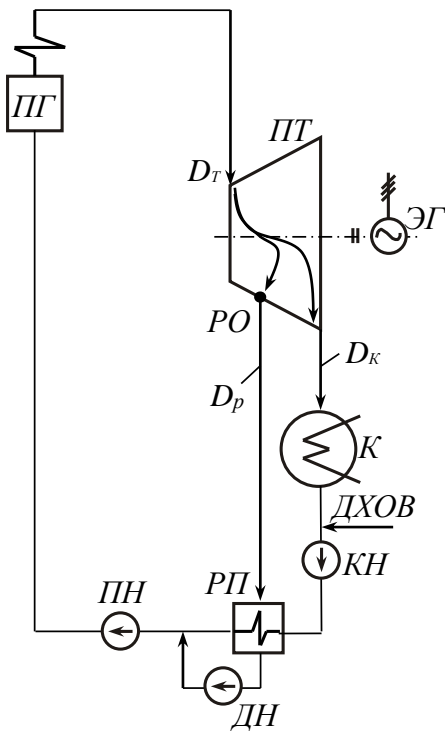
У застосуванні регенеративного підігріву представляють інтерес 3 питання:

- 1) енергетична ефективність регенеративного підігріву, оскільки пара, що відводиться на регенеративний підігрів, повною мірою не реалізує свій потенціал в турбіні;
- 2) технічне здійснення регенеративного підігріву;
- 3) температура регенеративного підігріву живильної води.

2.5.1 Енергетична ефективність регенеративного підігріву

Енергетична ефективність регенеративного підігріву полягає в тому, що пара, відпрацьована в турбіні, залишкову теплоту повністю повертає в котел з живильною водою, а не викидає в навколишнє середовище через конденсатор.

Принципова схема регенеративного підігріву представлена на рисунку 2.10.



D_t – витрата пари в турбіну;

D_p – витрата пари через регенеративний відбір;

D_k – витрата пари в конденсатор

Рисунок 2.10 – Принципова схема регенеративного підігріву живильної води

Позначення прийняті на рисунку 2.10:

ПГ – парогенератор;

ПТ – парова турбіна;

ЕГ – електрогенератор;

К – конденсатор;

КН – конденсатний насос;

ЖН – живильний насос;

РВ – регенеративний відбір;

РП – регенеративний підігрівач;

ДН – дренажний насос для відведення конденсату гріючої пари;

ДХОВ – додаткова хімоочищена вода.

Відносні долі пари, що поступає в регенеративний відбір і конденсатор, складуть

- у регенеративний відбір:

$$\alpha_p = \frac{D_p}{D_T}; \quad (2.13)$$

- у конденсатор:

$$\alpha_k = \frac{D_k}{D_m}; \quad (2.14)$$

- відповідно:

$$\alpha_p + \alpha_k = 1. \quad (2.15)$$

Для оцінки енергетичної ефективності регенеративного підігріву живильної води визначаються:

- 1) термічний к.к.д. при роботі конденсатного потоку пари

$$\eta_{tk} = \frac{i_1 - i_k}{i_1 - i'_k}, \quad (2.16)$$

де i_1 – ентальпія пари на вході в турбіну;

i_k – ентальпія пари на виході з турбіни або на вході в конденсатор;

i'_k – ентальпія конденсату відпрацьованої пари;

- 2) термічний к.к.д. при роботі регенеративного відбору пари

$$\eta_{відб} = \frac{i_1 - i_p}{i_1 - i'_p}, \quad (2.17)$$

де i_p – ентальпія пари регенеративного відбору;

- 3) термічний к.к.д. циклу з регенеративним підігрівом при роботі обох потоків

$$\eta_{tp} = \alpha_k \cdot \eta_{tk} + \alpha_p \cdot \eta_{відб} = (1 - \alpha_p) \cdot \eta_{tk} + \alpha_p = \eta_{tk} + \alpha_p \cdot (1 - \eta_{tk}). \quad (2.18)$$

З рівняння (2.18) виходить, що к.к.д. циклу з регенеративним підігрівом живильної води завжди вище чисто конденсаційного циклу, причому, величина к.к.д. циклу з регенеративним підігрівом тим вище, чим нижче к.к.д. конденсаційного циклу.

Збільшення к.к.д. від регенеративного підігріву складе:

$$\Delta \eta_{tp} = \eta_{tp} - \eta_{tk} = \alpha_p \cdot (1 - \eta_k). \quad (2.19)$$

Регенеративний відбір пари знижує потужність турбіни, оскільки пара не повною мірою відпрацьовує в турбіні.

Для компенсації зниження потужності необхідно подавати додаткову пару з теплотою ΔQ_m , яка визначається виразом:

$$\Delta Q_T = \zeta Q_p, \quad (2.20)$$

де Q_p – теплота пари в регенеративних відборах;

ζ – коефіцієнт цінності теплоти пари.

Коефіцієнт цінності теплоти пари пов'язаний з коефіцієнтом недовиробітку потужності

$$y_N = \frac{i_\delta - i_e}{i_1 - i_e}, \quad (2.21)$$

який показує, яку частку теплоти не встигла спрацювати пара регенеративного відбору в порівнянні з конденсатним потоком пари.

Коефіцієнти ζ і y_N зв'язані рівнянням:

$$\zeta = y_N \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_N)], \quad (2.22)$$

де k_c – коефіцієнт схеми, який залежить від початкового тиску пари:

$$k_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{i_1 - i'_k}{i_1 - i'_1}, \quad (2.23)$$

тут i'_k , i'_1 – ентальпії киплячої води, відповідно при тиску p_k і p_1 .

$p_1, \text{МПа}$		k_c
3,4		0,2...0,25
8,8		0,30
12,75 и 23,5	без п/п	0,30...0,35
	з п/п	0,40...0,45

п/п – проміжний перегрів

Коефіцієнти цінності пари непарних відборів турбіни *K-60-130/565*,

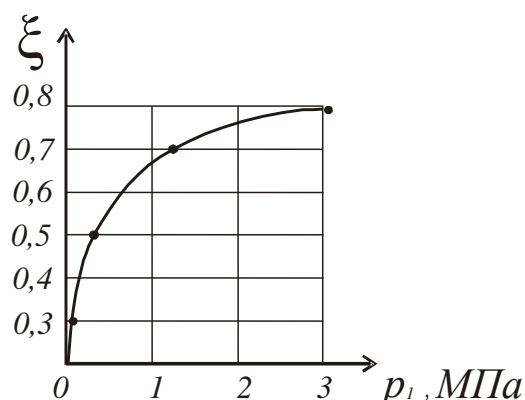
де: K – конденсаційна турбіна;

60 – номінальна потужність, МВт;

130 – початковий тиск пари, атм;

565 – температура пари на вході в турбіну, °С,

обчислені за формулою (2.22), представлені на рисунку 2.11.



№ відбору	1	3	5	7
$p_p, \text{МПа}$	3,06	1,25	0,3	0,04
ζ	0,8	0,7	0,5	0,3

Рисунок 2.11 – Значення коефіцієнтів цінності пари регенеративних відборів турбіни *K-60-130/565*

Кількість палива, яке необхідно витратити для подачі додаткової пари в турбіну з метою компенсації недовиробітку потужності, складе:

$$B' = \frac{\Delta Q_m}{\eta_{\text{кот}}} = \frac{\zeta Q_p}{\eta_{\text{кот}}}. \quad (2.24)$$

Економія палива від регенеративного підігріву живильної води:

$$B'' = \frac{Q_p}{\eta_{\text{кот}}}. \quad (2.25)$$

Економія палива з урахуванням компенсації недовиробітку потужності:

$$B_{\text{ек}} = B'' - B' = \frac{Q_p}{\eta_{\text{кот}}} - \frac{\zeta Q_p}{\eta_{\text{кот}}} = \frac{Q_p}{\eta_{\text{кот}}} \cdot (1 - \zeta). \quad (2.26)$$

З рівняння (2.26) виходить, що регенеративний підігрів живильної води забезпечує економію палива навіть з урахуванням компенсації потужності турбіни шляхом вироблення додаткової пари в котлі. При цьому економія палива тим вище, чим нижче коефіцієнт цінності пари. Разом з цим, низькі параметри пари не забезпечують необхідну температуру підігріву живильної води. У зв'язку з цим застосовують багатоступінчастий підігрів, який полягає в тому, що спочатку воду нагрівають парою низького тиску, а потім тиск пари збільшують.

Економія палива при багатоступінчастому підігріві живильної води склала:

$$B_{\text{ек}} = \frac{1}{\eta_{\text{кот}}} \cdot \sum_{i=1}^n Q_{pi} \cdot (1 - \zeta_i), \quad (2.27)$$

де Q_{pi} , ζ_i – відносяться до відповідного ступеня підігріву.

Турбіни ТЕС включають від 7 до 11 регенеративних відборів, що забезпечує, залежно від початкового тиску пари, від 7 до 18 % економії палива:

$p_i, \text{МПа}$	$B_{\text{ек}}, \%$
3,4	7-8
8,8	11-13
12,75	15-16
23,5	17-18

Загальна кількість пари, що відводиться через регенеративні відбори, складає до 20...30%, а через один відбір відводиться до 3...8% пари, що поступає в турбіну.

2.5.2 Технічне здійснення регенеративного підігріву

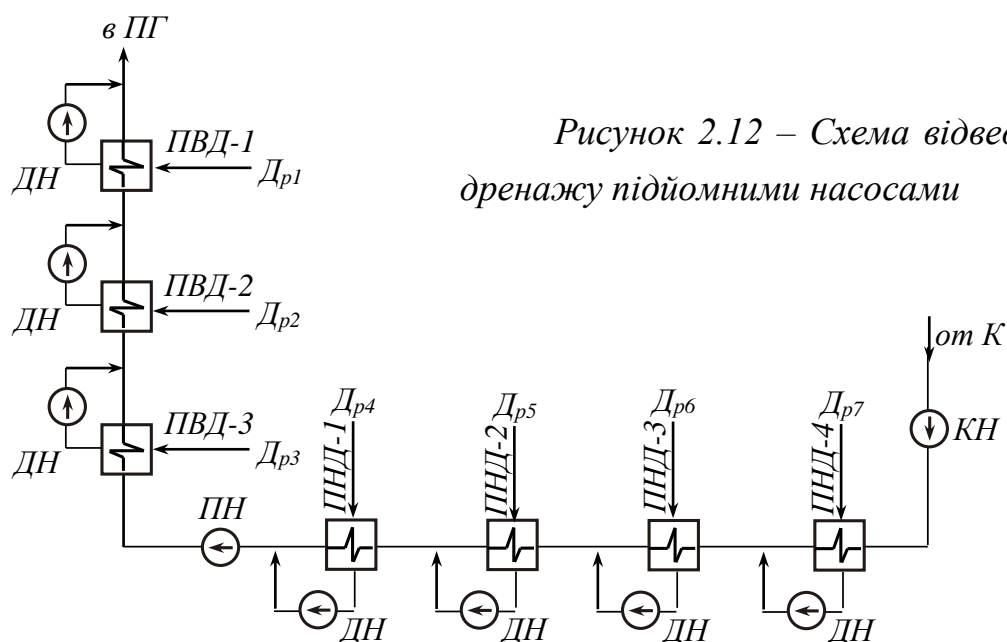
В якості регенеративних підігрівачів застосовують поверхневі, змішуючі і комбіновані теплообмінники.

Найбільш поширеними є поверхневі теплообмінники, оскільки забезпечують стабільну роботу при зміні навантаження (витрати пари) на турбіну.

Різноманітність до систем регенеративного підігрівання живильної води вносять способи відведення дренажу з підігрівачів.

Можливі наступні варіанти (див. рис 2.12 – 2.15):

1. Відведення дренажу підйомними насосами



Позначення, прийняті на рисунках 2.12-2.15:

ПГ – парогенератор,

ДН – дренажний насос,

ЖН – живильний насос,

К – конденсатор,

КН – конденсатний насос,

ПВТ – підігрівач високого тиску,

ПНТ – підігрівач низького тиску,

Др – витрата пари з регенеративного відбору.

Дренаж, що утворюється в підігрівачі, подається в лінію конденсату після підігрівача і цим збільшує температуру живильної води перед подальшим

підігрівачем, що працює при вищих параметрах пари. Це витісняє пару вищих параметрів з схеми регенеративного підігріву, а, отже, дозволяє використовувати більше пари низьких параметрів, що підвищує енергетичну ефективність схеми.

2. Відведення дренажу опускними насосами

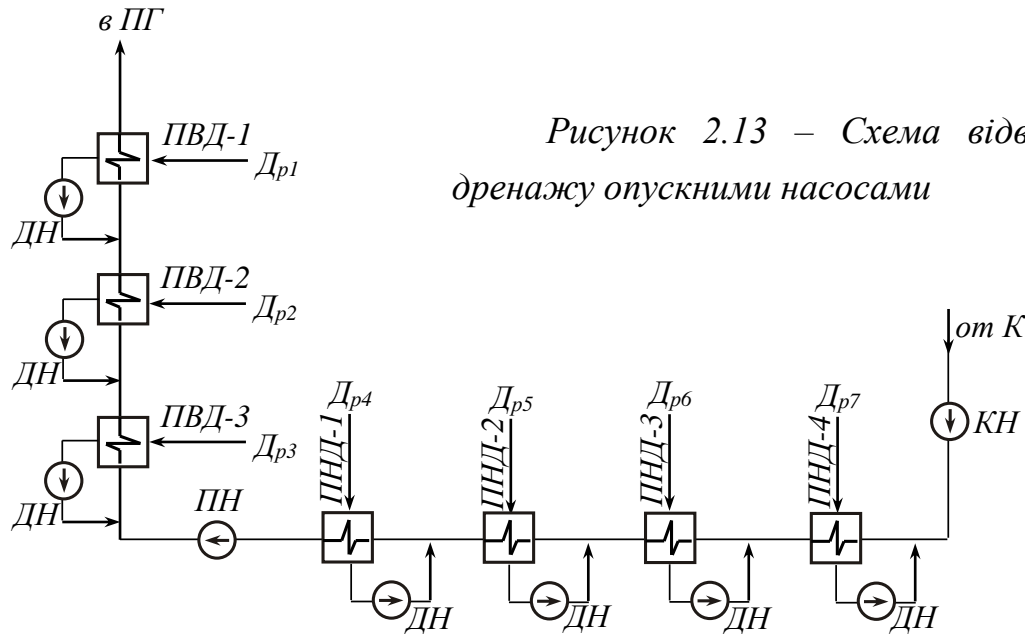


Рисунок 2.13 – Схема відводу дренажу опускними насосами

У цій схемі дренаж подається перед підігрівачем і цим в порівнянні з попередньою схемою витісняє пару менш високих параметрів, що знижує енергетичну ефективність схеми.

3. Каскадне відведення дренажу

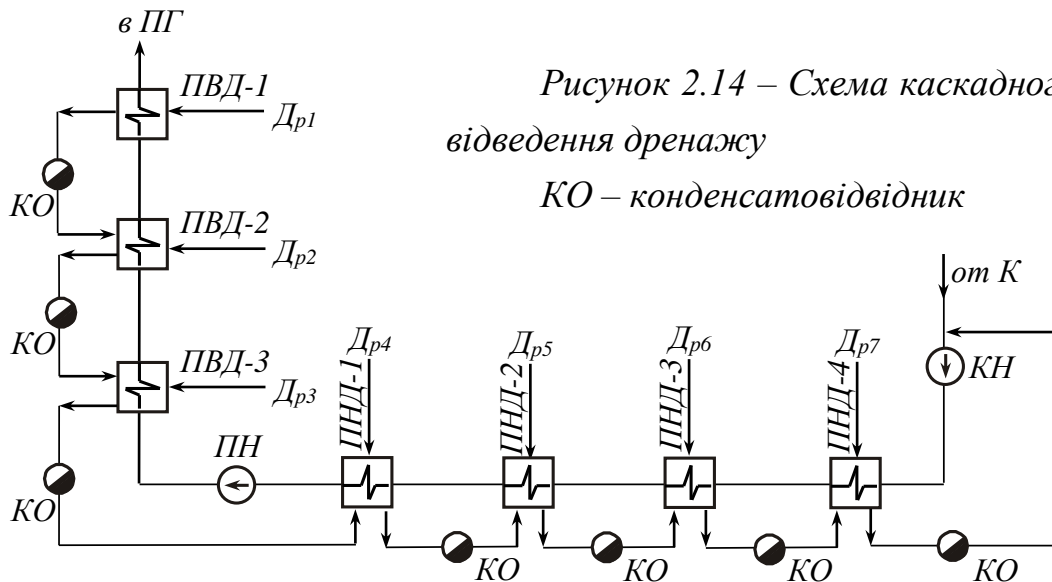


Рисунок 2.14 – Схема каскадного відведення дренажу

КО – конденсатовідвідник

У цій схемі дренаж відводиться самопливом з одного підігрівача в інший, що виключає дренажні насоси, а, отже, знижує капітальні витрати і виключає витрату електроенергії на перекачування дренажу.

4. Каскадне відведення дренажу підіймальними насосами

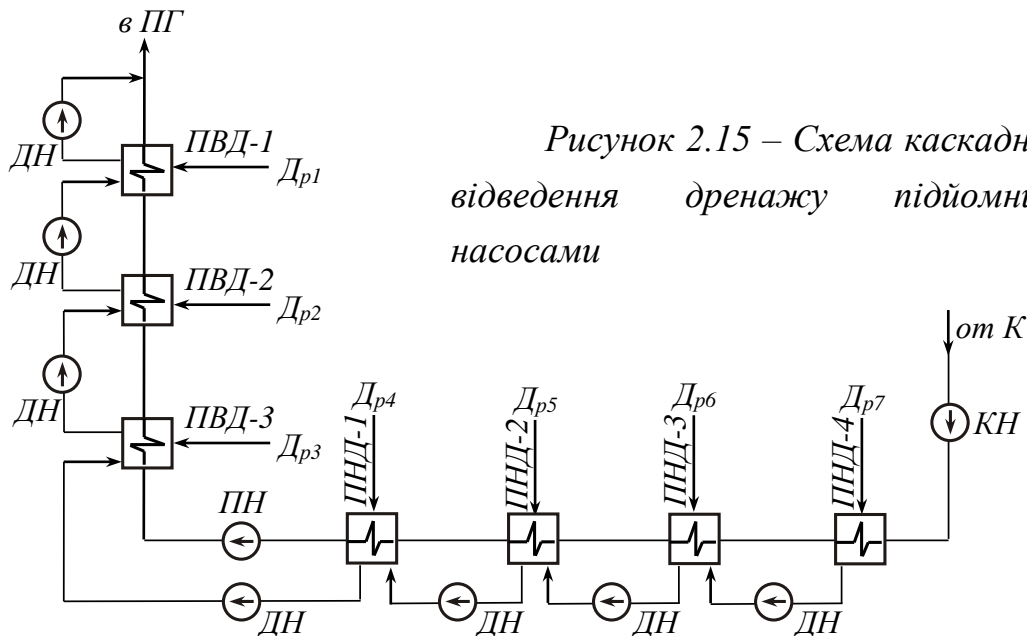


Рисунок 2.15 – Схема каскадного відведення дренажу підіймальними насосами

По цій схемі дренаж, зібраний з усіх підігрівачів, подається в лінію конденсату безпосередньо перед котлом, що різко збільшує температуру живильної води на вході в котел, і підвищує ефективність регенеративного підігріву.

Традиційна схема побудови регенеративного підігріву живильної води (див. рис. 2.16) має наступні особливості:

1. Між підігрівачами низького і високого тиску встановлюється деаератор, який виконує функцію додаткового ступеня підігрівання (змішуючого типу). Бак деаератора виконує функцію акумулятора живильної води, забезпечуючи необхідний запас води.
2. Застосовують різні варіанти відведення дренажу, але переважачим способом відведення є каскадний злив.
3. Застосовують різні варіанти відведення дренажу, але переважачим способом відводу є каскадний слив.

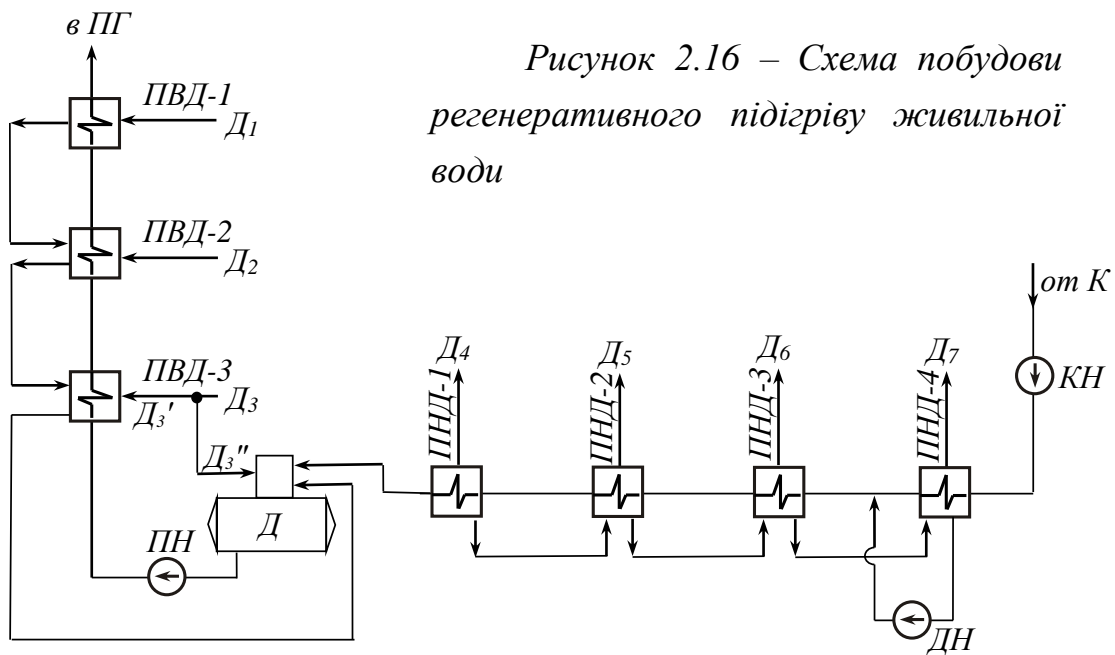


Рисунок 2.16 – Схема побудови регенеративного підігріву живильної води

На схемі рисунка 2.16 деаератор (Д) підключений на одному відборі з вищестоящим підігрівачем, що забезпечує запас тиску пари, необхідний у деаераторі при зниженні навантаження (зменшенні кількості пари) в турбогенераторі.

Температура підігріву живильної води в підігрівачах близька до температури насичення (при тиску пари з відборів) з деяким недогрівом. Температура недогріву для підігрівачів низького і високого тиску, відповідно:

$$\Delta t_{ннт} = 2 \div 4 \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\Delta t_{нет} = 4 \div 8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2.5.3 Температура регенеративного підігріву живильної води

Температура регенеративного підігріву живильної води в значній мірі визначає ефективність регенеративного підігріву і теоретично може знаходитися між двома крайніми значеннями:

- між температурою конденсату (t_k) на виході з конденсатора, відповідна температурі насичення при тиску в конденсаторі (p_k);
- і температурою насичення ($t_{1н}$) при тиску свіжої пари (p_1), що поступає в турбіну t_1 .

В обох випадках регенеративний підігрів відсутній, оскільки при t_k підігрівання живильної води не здійснюється, а при температурі $t_{1н}$ можливе використання тільки свіжої пари, що не є регенеративним підігрівом (регенеративний підігрів реалізується частково відпрацьованою парою в турбіні). Отже, в обох крайніх випадках зміна термічного к.к.д. від регенеративного підігріву: $\Delta\eta_{tp} = 0$. Разом з цим, регенеративний підігрів завжди дає позитивний результат $\Delta\eta_{tp} > 0$ (див. 2.4.1.), а сукупність позитивних значень між двома нульовими значеннями (t_k і $t_{1н}$) має максимум ($\Delta\eta_{tp} = max$), відповідний оптимальній температурі регенеративного нагріву живильної води, що забезпечує максимальну енергетичну ефективність підігріву. Це ілюструється графіками на рисунку 2.17, отриманими в результаті термодинамічного розрахунку для ідеальних умов при ступінчастому підігріві живильної води.

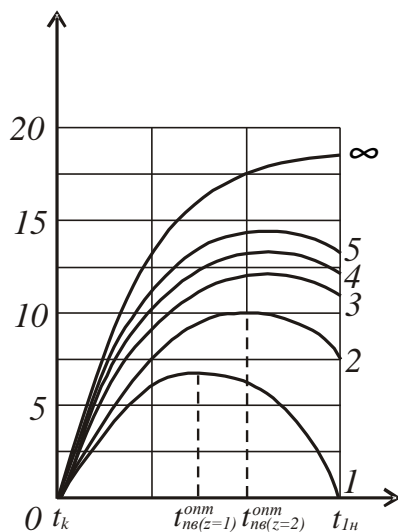


Рисунок 2.17 – Зміна термічного к.к.д. при регенеративному підігріві живильної води від температури підігріву

1...∞ – число ступенів підігріву (n)

Відповідно до термодинамічних розрахунків оптимальна температура живильної води залежно від кількості ступенів регенеративного підігріву визначається таким чином:

$$n = 1: \quad t_{ЖВ}^{onm} = \frac{1}{2}(t_k + t_{1н});$$

$$n = 2: \quad t_{ЖВ}^{onm} = \frac{2}{3}(t_k + t_{1н});$$

$$n = 3: \quad t_{ЖВ}^{onm} = \frac{3}{4}(t_k + t_{1н});$$

.....

ТОБТО
$$t_{ЖВ}^{onm} = \frac{n}{n+1}(t_k + t_{1н}).$$

На практиці оптимальна температура регенеративного підігріву живильної води залежить від ряду чинників, зокрема, від вартості палива, витрат на систему регенеративного підігріву, витрат на підігрів води в економайзері котла і інших умов. Рекомендується вибирати температуру живильної води в інтервалі $(0,65 \div 0,75) \cdot t_{1н}$.

У серійних котлах оптимальні температури живильної води залежно від тиску пари складають:

$p_1, \text{МПа}$	$t_{жв}^{opt}, \text{°C}$
3,5	170
9	215
13	230
24	260

При розподілі ступеня підігріву між окремими підігрівачами застосовується закон рівного ступеня підігріву:

$$t_{жвi}^{opt} = \frac{t_{жв}^{opt} - t_k}{n}, \quad (2.28)$$

де n – кількість ступенів підігріву.

Для високого тиску пари рекомендується рівний ступінь приросту ентропії живильної води:

$$\Delta S_{жвi} = \frac{S_{жв}^{opt} - S_k}{n}. \quad (2.29)$$

Оптимальний розподіл ступеня підігріву залежить від ряду чинників, у тому числі і від способу відведення дренажу з підігрівачів, наприклад, для каскадного зливу конденсату з підігрівачів рекомендується застосовувати наступні співвідношення:

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\Delta t_3}{\Delta t_2} = \dots = \frac{\Delta t_n}{\Delta t_{n-1}} = \sqrt[n]{\frac{T_{жв}^{opt}}{T_k}} = idem; \quad (2.30)$$

$$\frac{\Delta S_2}{\Delta S_1} = \frac{\Delta S_3}{\Delta S_2} = \dots = \frac{\Delta S_n}{\Delta S_{n-1}} = \sqrt[n]{\frac{S_{ПВ}^{opt}}{S_k}} = idem. \quad (2.31)$$

2.6 Побудова теплових схем ТЕС на базі основних типів турбін

2.6.1 Побудова теплової схеми на базі турбіни «К»

Принципова тепла схема ТЕС на базі турбіни К-300-240 представлена на рисунку 2.18.

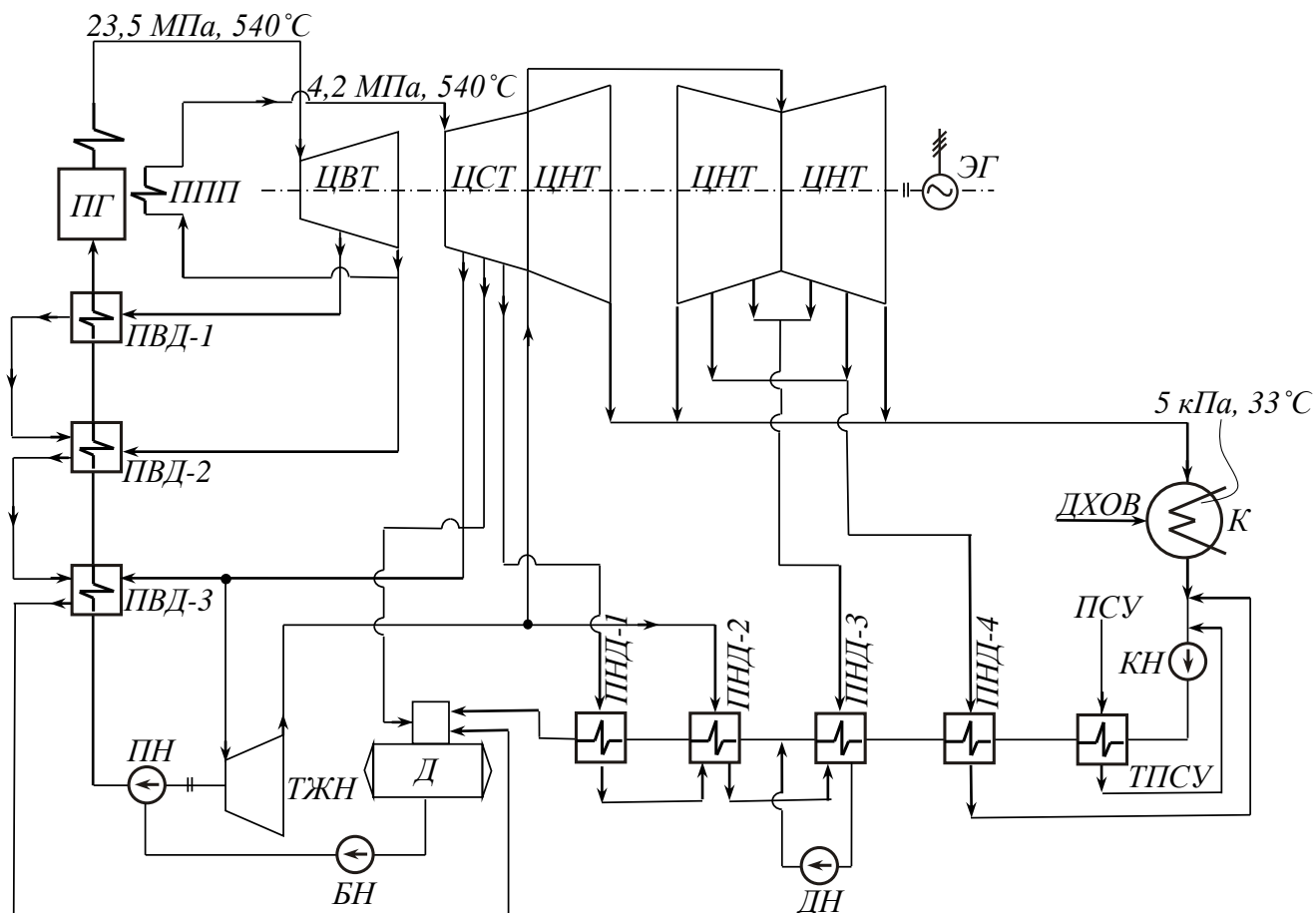


Рисунок 2.18 – Принципова тепла схема ТЕС на базі турбіни К-300-240

К – 300 – 240:

К – конденсаційна турбіна;

300 – номінальна потужність турбіни, МВт;

240 – тиск пари, що поступає в турбіну, атм. (23,5 МПа).

Позначення на рисунку 2.18:

ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ – циліндри високого, середнього і низького тиску;

ДХОВ – додаткова хімоочищена вода;

ТЖН – турбіна живильного насоса;

БН – бустерний насос (для створення підпору в живильному насосі);

ПСУ – пара сальникових ущільнень;

ТПСУ – теплообмінник пари сальникових ущільнень.

Решта позначень такі ж, як і на попередніх рисунках.

Особливості теплової схеми на базі турбіни К-300-240:

1. Турбіна включає три ступені тиску (ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ):
 - ЦВТ виконаний в окремому корпусі і має 2 відбори пари на регенеративні підігрівачі живлячої води високого тиску (ПВТ-1, ПВТ-2);
 - ЦСТ виконаний в одному корпусі з 1/3 часиною ЦНТ і має 3 відбори: на нижній підігрівач високого тиску (ПВТ-3), на деаератор (Д) і на верхній підігрівач низького тиску (ПНТ-1);
 - ЦНТ (2/3 частини) виконаний двохпотоким у вигляді двох симетричних частин (1/3 ЦНТ і 1/3 ЦНТ), кожна з часток включає 2 відбори на регенеративні підігрівачі низького тиску (ПНТ-2 і ПНТ-3).
2. Привід живильного насоса (ЖН) паротурбінний (ТЖН). Відбір пари на ТЖН суміщений з відбором пари на нижній підігрівач високого тиску (ПНТ-3). Пара, відпрацьована в ТЖН, повертається в теплову схему двома потоками: у турбіну (ЦНТ) і в підігрівач низького тиску (ПНТ-2). Передбачений також пуско-резервний електропривод живильного насоса, що забезпечує 50% номінальної витрати живильної води.
3. Система регенеративного підігріву живильної води в цілому включає 9 ступенів підігріву: 3 підігрівачі високого тиску (ПВТ-1,2,3), деаератор (Д), 4 підігрівачі низького тиску (ПНТ-1,2,3,4) і теплообмінник пари сальникових ущільнень (ТПСУ), що утилізує теплоту пари з сальникових ущільнень турбіни на підігрів живильної води.
4. Відведення дренажу від підігрівачів високого тиску каскадне з остаточним зливом дренажу в деаератор. Відведення дренажу з підігрівачів низького тиску комбіноване: каскадний з підіймальним насосом в головну лінію конденсату від ПНТ-3. Дренаж з ПНТ-4 і ТПСУ відводиться на відсмоктування конденсатним насосом (КН).

2.6.2 Побудова теплової схеми на базі турбіни «Т»

Принципова тепла схема ТЕС на базі турбіни Т-100-130 представлена на рисунку 2.19.

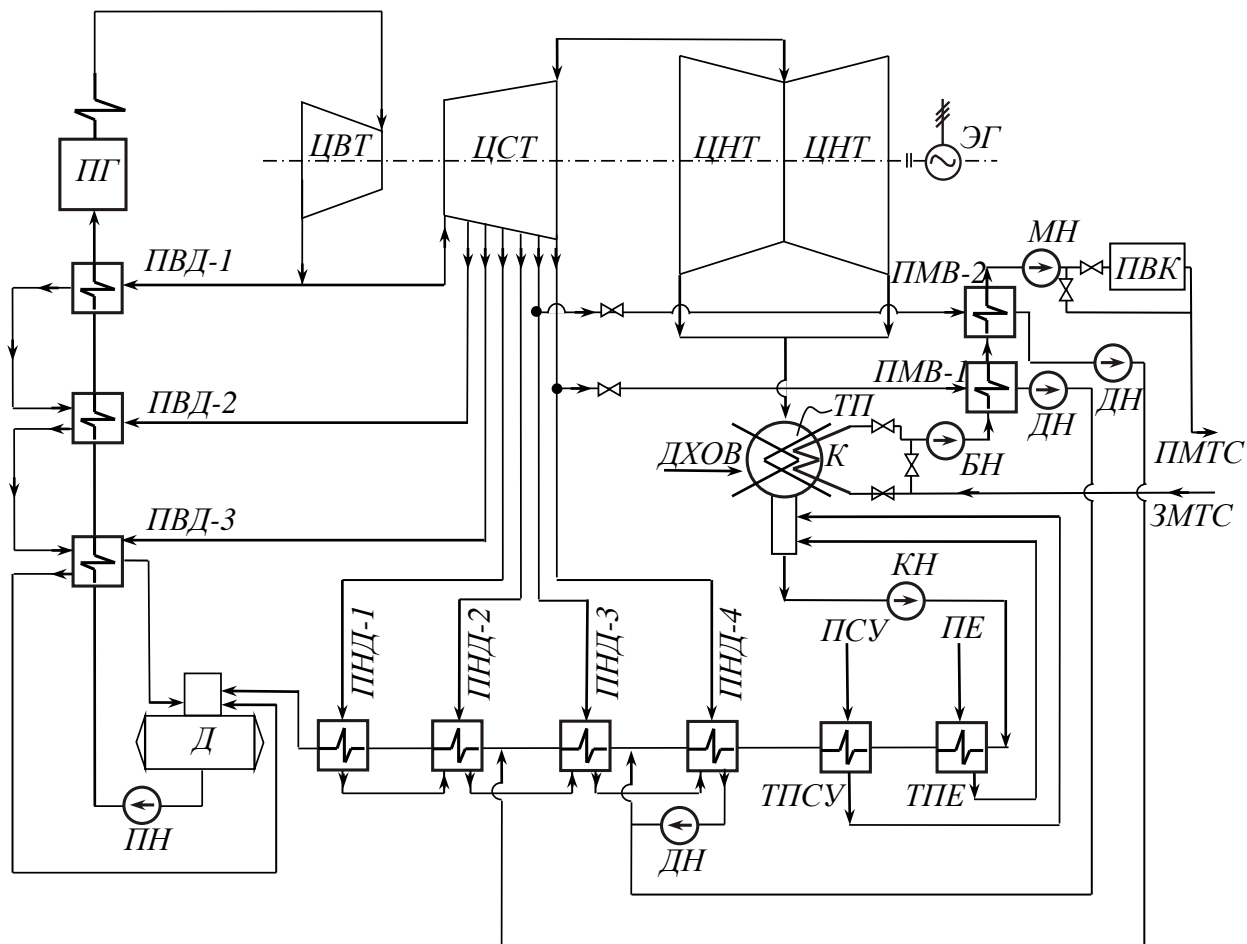


Рисунок 2.19 – Принципова тепла схема ТЕС на базі турбіни Т-100-130

Т – 100 – 130:

Т – конденсаційна турбіна з теплофікаційним відбором пари;

100 – номінальна потужність турбіни, МВт;

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

Позначення на рисунку 2.19:

ПЕ – пара ежекторів, що забезпечують вакуум в конденсаторі;

ТПЕ – теплообмінник пари ежекторів;

ТП – вбудований в конденсатор теплофікаційний пучок труб;

ПМВ-1, ПМВ-2 – підігрівачі мережевої води (перший і другий ступені);

БН – бустерний насос (для підвищення тиску зворотної мережевої води з метою подолання опору підігрівачів);

МН – мережевий насос;

ПВК – піковий водогрійний котел (для додаткового підігріву води, якщо підігрів води в мережевих підігрівачах недостатній);

ЗМТМ, ПМТМ – зворотна і подаюча магістралі теплової мережі.

Особливості теплової схеми на базі турбіни Т-100-130:

1. Турбіна включає три ступені тиску (ЦВТ, ЦСТ, ЦНТ), виконаних в окремих корпусах:
 - ЦВТ має 1 відбір пари на ПВТ-1 в кінці розширення пари в циліндрі і, відповідно, спарений з відведенням пари на ЦСТ;
 - ЦСТ має 6 відборів пари: на ПВТ-2, ПВТ-3, ПНТ-1, ПНТ-2, ПНТ-3 і ПНТ-4. Відбір пари на ПНТ-3 спарений з відбором на деаератор (Д);
 - ЦНТ виконаний двохпотоким без відборів пари.
2. Система регенеративного підігріву живильної води включає 10 ступенів: три підігрівачі високого тиску (ПВТ-1,2,3), деаератор (Д), чотири підігрівачі низького тиску (ПНТ-1,2,3,4), теплообмінник пари сальникових ущільнень (ТПСУ) і теплообмінник пари ежекторів (ТПЕ), що утилізує теплоту відпрацьованої в ежекторах пари на підігрівання живильної води.
3. Відведення дренажу від підігрівачів високого тиску каскадне з остаточним зливом дренажу в деаератор. Відведення дренажу з підігрівачів низького тиску комбіноване: каскадне з підймальним насосом в головну лінію конденсату. Дренаж з теплообмінника сальникових ущільнень (ТПСУ) і теплообмінника пари ежекторів (ТПЕ) відводиться на відсмоктування конденсатним насосом (КН).
4. Підігрівання мережевої води здійснюється парою регульованих теплофікаційних відборів, спарених з нижніми регенеративними відборами пари циліндра середнього тиску (ЦСТ). Відведення дренажу з підігрівачів мережевої води (ПМВ-1,2) здійснюється у відповідні точки головної лінії конденсату.

У цілому передбачено чотири ступені підігрівання мережевої води:

- 1) у вбудованому в конденсатор теплофікаційному пучку труб (ТП), до 50...60 °С (з урахуванням погіршення вакууму в конденсаторі);
- 2) у підігрівачі мережевої води першого ступеня (ПМВ-1), до 70...80 °С;
- 3) у підігрівачі мережевої води другого ступеня (ПМВ-2), до 130...140 °С;
- 4) у піковому водогрійному котлі (ПВК), до 180...200 °С.

3 ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ТЕС

Приклад 1

На ТЕС необхідно реконструювати застарілу систему регенеративного підігрівання живильної води. З метою обґрунтування енергетичної доцільності реконструкції слід визначити основні показники роботи електростанції до і після реконструкції, користуючись даними таблиці за умови, що тиск в конденсаторі турбін $p_k = 5 \text{ кПа}$; внутрішній відносний к.к.д. турбіни $\eta_{oi} = 0,82$; електромеханічний к.к.д. турбогенераторів $\eta_{ем} = 0,98$; к.к.д. котельні ТЭС $\eta_k = 0,88$; к.к.д. теплового потоку $\eta_{mn} = 0,98$; долі витрат електричної і теплової енергії на власні потреби $e_{en} = 0,07$ і $q_{en} = 0,02$.

Вихідні дані

Найменування показників	Варіанти		
	1	2	3
Електрична потужність електростанції, N_e , МВт	12	18	24
Початкові параметри пари:			
- тиск, p_0 , МПа	3,5	3,6	3,7
- температура, t_0 , °С	435	440	445
Тиск в регенеративних відборах пари; $p_{відб}$, МПа	0,10	0,11	0,12

Вирішення прикладу 1

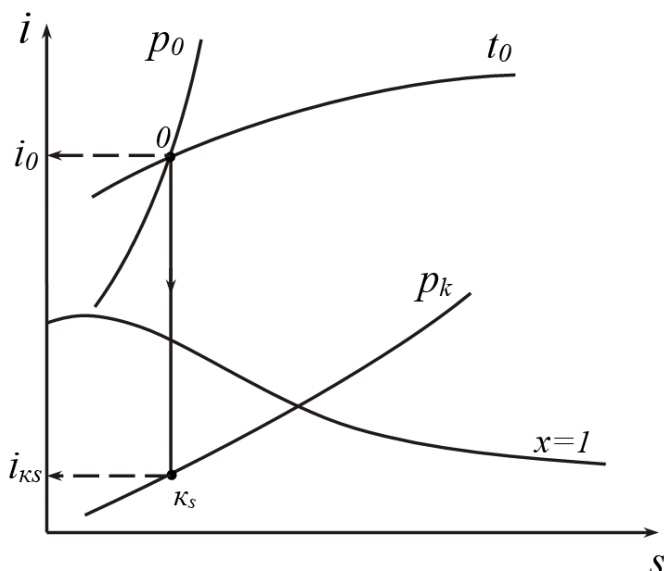
Визначається витрата пари в турбіни, к.к.д. електростанції і питома витрата палива на вироблення електроенергії до і після реконструкції системи регенеративного підігрівання живильної води. Береться до уваги, що застаріла система регенеративного підігрівання практично не давала позитивного ефекту.

Витрата пари в турбіни до реконструкції визначається електричною потужністю станції без врахування роботи відборів системи регенеративного підігрівання живильної води:

$$D_{\tau} = \frac{N_e}{(i_0 - i_{ks}) \eta_{oi} \cdot \eta_{em}}; \quad (1)$$

де i_0 ; i_{ks} – ентальпії пари, відповідно, перед турбінами і в кінці ізоентропного розширення до тиску в конденсаторах турбін, кДж/кг.

Значення i_0 і i_{ks} визначаються за is-діаграмами водяної пари:



К.к.д. електростанції (нетто) визначається множенням:

$$\eta_c^H = \eta_{\kappa} \cdot \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{em} \cdot \eta_{mn} \cdot (1 - e_{en}) \cdot (1 - q_{en}), \quad (2)$$

де: $\eta_{\kappa} = 0,88$; $\eta_{oi} = 0,82$; $\eta_{em} = 0,98$; $\eta_{mn} = 0,98$; $e_{en} = 0,07$; $q_{en} = 0,02$; (дані в завданні)

Термічний к.к.д. циклу електростанції η_t без врахування роботи живильних насосів визначається виразом:

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_{ks}}{i_0 - i'_k}, \quad (3)$$

де i'_k – ентальпії конденсату на виході з конденсатора парової турбіни.

Значення i'_k за умови, що конденсат в конденсаторі не переохолоджувався, визначається тиском в конденсаторі $p_{\kappa} = 5 \text{ кПа}$ по таблиці властивостей води і водяної пари, $i'_k = 137,8 \text{ кДж/кг}$: Результати розрахунку:

Показники	Формули для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
i_0 , кДж/кг	Завдання	3350	3328	3320
i_{ks} , кДж/кг	По is-діаграмі	2140	2122	2122
D_{τ} , кг/с	1	12,34	18,57	24,72
η_b , част од	3	0,377	0,378	0,380
η_c^H , част од	2	0,238	0,239	0,240

Витрата пари на турбіни після реконструкції з урахуванням роботи регенеративних відборів пари при збереженні незмінної електричної потужності станції $Ne = idem$ визначається формулою:

$$D'_T = D_T + y \cdot D_{відб}, \quad (4)$$

де y – коефіцієнт недовиробітку потужності парою регенеративних відборів:

$$y = \frac{i_{відб} - i_k}{i_0 - i_k}, \quad (5)$$

тут $i_{відб}$ – ентальпія пари що поступає у відбори;

$D_{відб}$ – витрата пари з відборів турбін на регенеративне підігрівання живильної води;

Значення $D_{відб}$ зазвичай виражається в долях витрати пари на турбіну:

$$D_{відб} = \alpha D'_T. \quad (6)$$

Частка відбору пари α по тепловому балансу змішуючого підігрівача $(D'_T - D_{відб}) \cdot i'_k + D_{відб} \cdot i_{відб} = D'_T \cdot i_{нс}$, (без врахування втрат теплоти в навколишнє середовище) складе:

$$\alpha = \frac{D_{відб}}{D'_T} = \frac{i_{нс} - i'_k}{i_{відб} - i'_k}, \quad (7)$$

Після підстановки у формулу (4) виразу (6) формула для визначення витрати пари на турбіни з урахуванням регенеративних відборів набирає вигляду:

$$D'_T = \frac{D_T}{1 - y\alpha}. \quad (8)$$

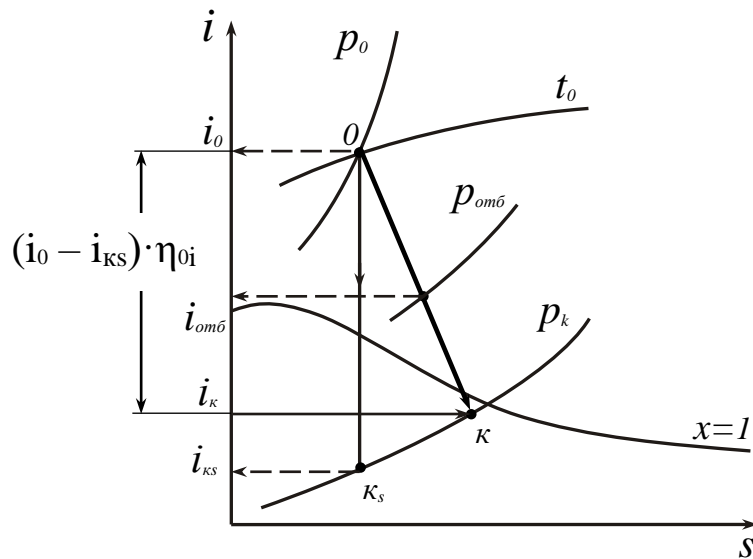
За формулою (8) витрата пари на турбіни з урахуванням відборів D'_T визначається через раніше відоме значення витрати пари D_T (без відборів) і значення α і y .

Для визначення y за формулою (5) обчислюється кінцева ентальпія пари, що поступає в конденсатор:

$$i_k = i_0 - (i_0 - i_{ks}) \cdot \eta_{oi}, \quad (9)$$

і методом побудови процесу розширення пари в is -діаграмі визначається ентальпія пари у відборах.

Ентальпія живильної води після регенеративного підігрівання $i_{нс}$ визначається по таблицях води і водяної пари. При цьому температура живильної води приймається такою, що відповідає температурі насичення при тиску пари у відборах $t_{нс} = t_{н\ відб}$.



Результати розрахунку:

Показники	Формула для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
i_k , кДж/кг	9	2358	2339	2329
i_{omb} , кДж/кг	По is-діаграмі	2719	2721	2725
y , част од	5	0,364	0,376	0,399
$t_{нв}$, °C	По таблицях води і водяної пари	100	103	105
$i_{нв}$, кДж/кг		419	427	440
α , част од	7	0,109	0,113	0,117
$D'_т$, кг/с	8	12,85	19,40	25,93
D_{omb} , кг/с	6	1,40	2,18	3,03

К.к.д. електростанції з введенням регенеративного підігрівання визначається виразом (2), в якому термічний к.к.д. регенеративного циклу визначається співвідношенням:

$$\eta_{t(p)} = \frac{(i_0 - i_{ks}) \cdot (1 - \alpha \cdot y)}{i_0 - i_{жв}} \quad (10)$$

Відносне збільшення к.к.д. електростанції визначається співвідношенням:

$$\Delta \eta_c^H = \frac{\eta_{c(p)}^H - \eta_c^H}{\eta_c^H} \cdot 100, \% \quad (11)$$

Результати розрахунку:

Показники	Формула для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
$\eta_{i(p)}$, част. од.	10	0,396	0,398	0,400
$\eta_{c(p)}^H$, част. од.	2	0,250	0,251	0,253
$\Delta\eta_c^H$, %	11	5,25	5,33	5,34

Питома витрата умовного палива на 1 кВт·год відпущеної зі станції електроенергії визначається виразами:

$$e_{\text{відн}}^e = \frac{123}{\eta_c^H} \text{ г/кВт·год}; \quad (12)$$

$$e_{\text{відн}(p)}^e = \frac{123}{\eta_{c(p)}^H} \text{ г/кВт·год}. \quad (13)$$

Відносні зниження питомої витрати палива визначаються співвідношеннями:

$$\Delta e_{\text{відн}}^e = \frac{e_{\text{відн}}^e - e_{\text{відн}(p)}^e}{e_{\text{відн}}^e} \cdot 100 \% \quad (14)$$

або

$$\Delta e_{\text{відн}}^e = \frac{\eta_{c(p)}^H - \eta_c^H}{\eta_{c(p)}^H}. \quad (15)$$

Результати розрахунку:

Показники	Формула для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
$e_{\text{відн}}^e$, г/кВт·год	12	517	515	513
$e_{\text{відн}(p)}^e$, г/кВт·год	13	492	489	487
$\Delta e_{\text{відн}}^e$, %	14, 15	4,99	5,06	5,07

Приклад 2

У промисловій зоні виникла додаткова потреба в парі. Для покриття цього навантаження вирішено використовувати раніше не повністю завантажений виробничий відбір пари турбіни типу «ПТ», встановленої на промисловій ТЕЦ, що діє. Для оцінки енергетичної доцільності слід визначити основні показники роботи турбіни, що відпускає зовнішнім споживачам пар з

промислового відбору (опалювальні відбори теплофікацій вимкнені), і економію палива в порівнянні з відпуском пари з котельної ТЕЦ, користуючись даними таблиці за умови, що початкові параметри пари (тиск, температура) $p_0 = 12,7 \text{ МПа}$, $t_0 = 540 \text{ }^\circ\text{C}$; тиск в конденсаторі $p_k = 4 \text{ кПа}$; коефіцієнт регенерації $\beta_p = 1,15$; внутрішній відносний к.к.д. турбіни $\eta_{oi} = 0,85$; електромеханічний к.к.д. турбогенератора $\eta_{em} = 0,98$; к.к.д. котельної установки $\eta_k = 0,89$; ентальпія живильної води $i_{жсв} = 950 \text{ кДж/кг}$; ентальпія конденсату, що повертається на станцію, $i_{нк} = 500 \text{ кДж/кг}$; частка конденсату, що повертається $\varphi_{нк} = 1$.

Початкові дані

Найменування показників	Варіанти		
	1	2	3
Електрична потужність турбіни, N_e , МВт	60	80	135
Тиск пари у виробничому відбір, p_{np} , МПа	1,0	1,2	1,4
Кількість пари, що відпускається з виробничого відбору, D_{np} , т/год	120	160	270

Вирішення прикладу 2

Витрата пари на турбіну визначається за формулою:

$$D_t = \beta_p \cdot \left(\frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot N_e}{H_i \cdot \eta_{em}} + y_{np} \cdot D_{np} \right), \quad (1)$$

де H_i – використаний в турбіні перепад конденсаційного потоку пари;

y_{np} – коефіцієнт недовиробітку потужності парою виробничого відбору.

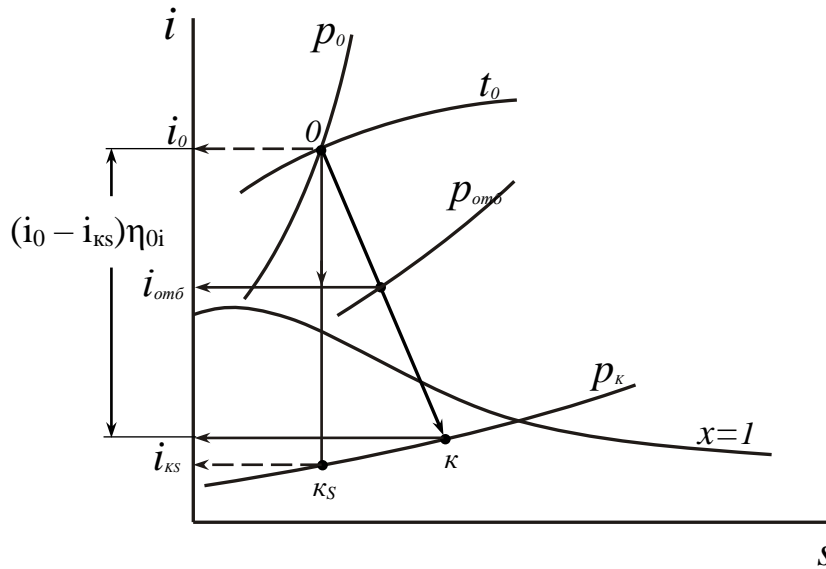
Коефіцієнт регенерації β_p враховує збільшення витрати пари на турбіну для збереження потужності турбіни при відкритому виробничому відборі пара.

Використаний в турбіні теплоперепад H_i визначається методом побудови процесу розширення пари на іs-діаграмі за формулою:

$$H_i = (i_0 - i_{ks}) \cdot \eta_{oi}, \quad (2)$$

де i_0 – ентальпія пари перед турбіною (на початку розширення), по іs-діаграмі $i_0 = 3460 \text{ кДж/кг}$;

i_{ks} – ентальпія пари в кінці ізоентропного розширення до тиску в конденсаторі турбіни, по іs-діаграмі $i_{ks} = 1900 \text{ кДж/кг}$.



Використаний в турбіні теплоперепад склав $H_i = 1326 \text{ кДж/кг}$.

Коефіцієнт недовиробітку потужності парою промислового відбору y_{np} визначається виразом:

$$y_{np} = \frac{i_{np} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}}, \quad (3)$$

де i_{np} , i_{κ} – ентальпії пари відповідно в промисловому відборі і пари, що поступає в конденсатор.

Ентальпія пари в промисловому відборі i_{np} визначається перетином лінії розширення пари в турбіні ОК на is -діаграмі з ізобарою промислового відбору пари p_{np} .

Результати розрахунку:

Показники	Формули для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
$i_{np}, \text{кДж/кг}$	По is -діаграмі	3018	3045	3070
$y_{np}, \text{част. од.}$	3	0,576	0,597	0,615
$D_T, \text{т/год}$	1	270,66	364,63	621,17

Питоме вироблення електроенергії на зовнішньому тепловому споживачі визначається відношенням:

$$\bar{e}_m = \frac{E_m^{np}}{Q_m^{np}}, \quad (5)$$

де e_m^{np} – кількість електроенергії, що виробляється парою з промислового відбору турбіни: $E_m^{np} = D_{np} \cdot (i_0 - i_{np}) \cdot \eta_{em}$;

Q_{np} – кількість теплоти, відданої зовнішнім споживачам через промисловий відбір пари: $Q_m^{np} = D_{np}(i_{np} - \varphi_{нк}i_{нк})$.

Питоме вироблення електроенергії на тепловому споживанні, представлене як відношення різниці ентальпій, виходить в безрозмірному вигляді:

$$\bar{e}_m = \frac{i_0 - i_{np}}{i_{np} - \varphi_{нк} \cdot i_{нк}} \cdot \eta_{em}.$$

Для отримання розмірності слід використовувати коефіцієнт $10^6/3600 = 278 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{ГДж}$:

$$\bar{e}_m = 278 \frac{i_0 - i_{np}}{i_{np} - \varphi_{нк} \cdot i_{нк}} \cdot \eta_{em}. \quad (6)$$

Результати розрахунку:

Показник	Формула для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
$\bar{e}_m, \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{ГДж}$	6	60,8	57,3	54,1

Збільшення частки вироблення електроенергії на тепловому споживанні від загального її вироблення скорочує конденсаційне вироблення електроенергії і, відповідно, підвищує економічність електростанції за рахунок зменшення втрат теплоти в конденсаторі. Чисельні значення \bar{e}_m зазвичай знаходяться в межах $50 \div 180 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{ГДж}$, зростаючи з підвищенням початкових параметрів пари і пониженням параметрів пари у відборах (6).

При роздільному відпуску теплової і електричної енергії пар зовнішнім споживачам відпускається безпосередньо з котельної ТЕЦ. Це потребує збільшення витрати пари з котельні ($\Delta D'_k$) у кількості еквівалентній по теплоті витраті пари через виробничий відбір:

$$\Delta D'_k \cdot (i_0 - i_{нк}) = D_{np} (i_{np} - i_{нк}),$$

$$\Delta D'_k = \frac{i_{np} - i_{нк}}{i_0 - i_{нк}} D_{np}. \quad (7)$$

Відношення різниці ентальпій у виразі (7) показує, у скільки разів збільшення витрати пари з котельні менше витрати пари з відбору турбіни для отримання однієї і тієї ж кількості, що відпускається зовнішнім споживачам теплоти (пара з котельної має вищий потенціал, ніж добірна пара з турбіни).

Разом з цим при роздільному відпуску теплової і електричної енергій і збереження турбогенератором колишнього вироблення електроенергії

зменшується витрата пари з котельної $\Delta D_{\kappa}''$ на турбіну, оскільки в турбіні відключається промисловий відбір і раніше відібрана пара повною мірою відпрацьовує свій потенціал в конденсаційному потоці:

$$\Delta D_{\kappa}'' \cdot (i_0 - i_{\kappa}) = D_{np} (i_{np} - i_{\kappa}),$$

$$\Delta D_{\kappa}'' = \frac{i_{np} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} D_{np}. \quad (8)$$

В цілому збільшення вироблення пари в котельній ТЕЦ унаслідок роздільного відпуску теплової і електричної енергій визначається різницею:

$$\Delta D_{\kappa} = \Delta D'_{\kappa} - \Delta D''_{\kappa},$$

$$\Delta D_{\kappa} = \frac{i_{np} - i_{нк}}{i_0 - i_{нк}} D_{np} - \frac{i_{np} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}} D_{np},$$

$$\Delta D_{\kappa} = \left(\frac{i_{np} - i_{нк}}{i_0 - i_{нк}} - y_{np} \right) D_{np}. \quad (9)$$

Результати розрахунку:

Показник	Формула для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
ΔD_{κ} , т/год	9	28,96	36,76	59,14

Комбінований відпуск теплової і електричної енергій зовнішнім споживачам в порівнянні з роздільним виключає перевитрату пари з котельної ТЕЦ (ΔD_{κ}), що приводить до відповідної економії умовного палива:

$$\Delta B_y = \frac{\Delta D_{\kappa} (i_0 - i_{жвг})}{29,31 \cdot 10^3 \cdot \eta_{\kappa}}. \quad (10)$$

Результати розрахунку:

Показник	Формула для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
ΔB_y , т/год	10	2,92	3,71	5,96

Приклад 3

Аварійна ситуація на ТЕЦ металургійного підприємства, пов'язана з порушенням герметизації групи підігрівачів високого тиску, що привело до зниження температури живильної води перед котлом. Визначити перевитрату палива унаслідок аварійного відключення ПВД і розробити заходи щодо компенсації втрат палива за рахунок використання вторинних енергоресурсів. Розрахунки виконати, використовуючи дані таблиці з урахуванням того, що

початкові параметри пари (тиск, температура) $p_0 = 12,7 \text{ МПа}$, $t_0 = 540^\circ\text{C}$; температура живильної води до і після відключення ПВД $t'_{\text{жсв}} = 230^\circ\text{C}$ і $t''_{\text{жсв}} = 165^\circ\text{C}$; тиск пари в опалювальному відборі $p_{\text{он}} = 0,2 \text{ МПа}$; тиск і ентальпія пари в конденсаторі турбіни $p_{\text{к}} = 5 \text{ кПа}$, $i_{\text{к}} = 2230 \text{ кДж/кг}$; тиск і витрати сухої насиченої пари КУ і СВО відповідають параметрам пари у відборах; к.к.д. котельної установки $\eta = 0,90$; к.к.д. теплового потоку $\eta_{\text{mn}} = 0,98$; ентальпія додаткової води $i_{\text{дод}} = 100 \text{ кДж/кг}$, час роботи технологічних печей протягом року $\tau_n = 4500 \text{ год}$.

Вихідні дані:

Найменування показників	Варіанти		
	1	2	3
Електрична потужність турбіни, $N_e, \text{ МВт}$	50	60	135
Витрата живильної води через ПВД, $D_{\text{жсв}}, \text{ кг/с}$	95	125	205
Тиск пари в промисловому відборі, $P_{\text{пр}}, \text{ МПа}$	1,2	1,4	1,6
Витрата пари в промисловому відборі, $D_{\text{пр}}, \text{ кг/с}$	35	50	90
Витрата пари в опалювальному відборі, $D_{\text{он}}, \text{ кг/с}$	25	30	60

Вирішення прикладу 3

Перевитрата палива через відключення ПВД визначається за умови, що потужність турбоустановки залишається незмінною.

Компенсація перевитрати здійснюється за рахунок використання пари котлів-утилізаторів (КУ) і систем випарного охолодження (СВО) технологічних печей. Пару КУ і СВО подають зовнішнім споживачам замість добірної пари теплофікації. Це дозволяє зменшити потік пари через регульовані відбори теплофікацій турбіни, збільшити в ній конденсаційний потік пари і зберегти потужність турбіни на колишньому рівні без перевитрати палива, що спалюється в котлі.

Обчислення перевитрати палива.

Кількість теплоти, що передається живильній воді в ПВД, визначається виразом:

$$Q_{\text{ПВД}} = D_{\text{жсв}} \cdot C_p \cdot (t'_{\text{жсв}} - t''_{\text{жсв}}) \cdot 10^{-3}, \text{ МВт}, \quad (1)$$

де C_p – середня ізобарна теплоємність в інтервалі температур $t'_{\text{жсв}} \div t''_{\text{жсв}}$, $C_p = 4,51 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К}$.

Параметри пари у відборах на ПВД і деаераторі приймаються для турбіни типу «ПТ» за даними, наведеними в [4]: $p_{\text{ПВД}} = 3,30 \text{ МПа}$, $i_{\text{ПВД}} = 3190 \text{ кДж/кг}$,

$p_{ДА} = 1,47 \text{ МПа}$, $i_{ДА} = 3010 \text{ кДж/кг}$. Розрахунки виконуються для параметрів пари верхнього ПВД, що визначає температуру живильної води на вході в котел.

Коефіцієнт недовиробітку потужності y_N і цінності теплоти ζ для відборів пари на ПВД і деаераторі визначаються виразами:

$$y_{ПВД} = \frac{i_{ПВД} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}}; \quad (2)$$

$$y_{ДА} = \frac{i_{ДА} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa}}; \quad (3)$$

$$\zeta_{ПВД} = y_{ПВД} \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_{ПВД})]; \quad (4)$$

$$\zeta_{ДА} = y_{ДА} \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_{ДА})], \quad (5)$$

де i_0 – ентальпія свіжої пари, визначається по i_s -діаграмі або по таблицях властивостей водяної пари;

k_c – коефіцієнт теплової схеми, визначується виразом:

$$k_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{i'_0 - i'_k}{i_0 - i'_0}; \quad (6)$$

тут i'_0, i'_k – ентальпія киплячої води при початковому тиску p_0 і ентальпія конденсату при тиску в конденсаторі p_{κ} , визначується по таблицях властивостей водяної пари.

Витрата пари на ПВД визначається виразом:

$$D_{ПВД} = \frac{10^3 \cdot Q_{ПВД}}{i'_{ПВД} - i'_{ПВД}}, \quad (7)$$

де $i'_{ПВД}$ – ентальпія конденсату пари регенеративного відбору на ПВД при тиску $p_{ПВД}$, визначається по таблицях властивостей водяної пари (втратою тиску пари при його транспортуванні від відбору до ПВД нехтуємо).

Кількість теплоти, яка вносить конденсат, що зливається з ПВД, в деаератор, визначається рівнянням:

$$Q_{конд} = D_{ПВД} \cdot (i'_{ПВД} - i'_{ДА}), \quad (8)$$

де $i'_{ДА}$ – ентальпія живильної води в деаераторі відповідно до тиску в деаераторі $p_{ДА}$, визначається по таблицях властивостей водяної пари для деаератора підвищеного тиску $p_{ДА} = 0,7 \text{ МПа}$.

При відключенні ПВД відповідне підігрівання живильної води буде проводитися в економайзері котла за рахунок теплоти спалюваного в котлі палива. Коефіцієнт цінності теплоти котельного палива $\zeta_{\kappa} = 1$, що більше, ніж

коефіцієнт цінності теплоти пари з відбору на ПВД: $\xi_{ПВД} < 1$. Використання для підігрівання живильної води ціннішої теплоти викличе перевитрата палива.

Разом з тим потік конденсату з ПВД не поступатиме в деаератор, що вимагатиме збільшення відбору менш цінної пари на деаератор замість відбору пари на ПВД ($\xi_{да} < \xi_{пвд}$) і дасть невелику економію теплоти.

В цілому перевитрата теплоти при виключенні ПВД складе:

$$\Delta Q_k = [(\xi_k - \xi_{ПВД}) \cdot Q_{ПВД} - (\xi_{ПВД} - \xi_{да}) \cdot Q_{ПВД}] \cdot 10^{-3}. \quad (9)$$

Перевитрата палива в результаті виключення ПВД складе:

$$\Delta B_k = \frac{\Delta Q_k}{Q_{уг} \cdot \eta_k \cdot \eta_{mn}}, \quad (10)$$

де $Q_{уг}$ – теплота згорання умовного палива, $Q_{уг} = 29,3 \text{ МДж/кг}$.

Результати розрахунку:

Показники	Формули для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
1	2	3	4	5
$D_{пв}, \text{ кг/с}$	Із завдання	95	125	205
$Q_{пвд}, \text{ МВт}$	1	27,85	36,64	60,10
$P_{пвд}, \text{ МПа}$	Л.[5]	3,30	3,30	3,30
$i_{пвд}, \text{ кДж/кг}$	Л.[5]	3190	3190	3190
$i_k, \text{ кДж/кг}$	Із завдання	2230	2230	2230
$i_0, \text{ кДж/кг}$	По is-діаграмі	3580	3580	3580
$u_{пвд}$	2	0,711	0,711	0,711
$P_{да}, \text{ МПа}$	Л.[5]	1,47	1,47	1,47
$I_{да}, \text{ кДж/кг}$	Л.[5]	3010	3010	3010
$u_{да}$	3	0,578	0,578	0,578
$i'_0, \text{ кДж/кг}$	По таблицях водяної пари	1521	1521	1521
$i'_k, \text{ кДж/кг}$	По таблицях водяної пари	137.8	137.8	137.8
k_c	6	0,336	0,336	0,336
$\xi_{пвд}$	4	0,78	0,78	0,78
$\xi_{да}$	5	0,66	0,66	0,66

Продовження результатів розрахунку

1	2	3	4	5
$i'_{пвд}, \text{кДж/кг}$	По таблицях водяної пари	1034	1034	1034
$D_{пвд}, \text{кг/с}$	7	12,92	16,99	27,87
$i'_{да}, \text{кДж/кг}$	По таблицях водяної пари	697	697	697
$Q_{конд}, \text{кВт}$	8	4353	5728	9393
$\Delta Q_{к}, \text{МВт}$	9	3.120	8.053	13.207
$\Delta B_{к}, \text{кг.у.п./с}$	10	0,2368	0,3116	0,5111

Компенсація перевитрати палива на ТЕЦ унаслідок відключення ПВД можлива за рахунок використання пари вторинних енергоресурсів, яка раніше використовувалася недостатньо ефективно. Заходи, компенсуючі перевитрату палива, полягають в споруді паропроводів пари КУ і СВО від виробничих цехів, де технологічні печі обладнані КУ і СВО, до ТЕЦ. Причому 60% перевитрати палива передбачається компенсувати подачею пари КУ в систему промислового відбору турбіни, а 40% подачею пари СВО в систему опалювальних відборів, що відповідає співвідношенню витрат пари в регульованих відборах теплофікацій для турбін типу «ПТ» [6], а також відповідає співвідношенню витрат пари відборів за завданням.

Компенсація перевитрати пари складе:

- від використання пари в КУ

$$\Delta B_{KV} = 0.6 \cdot \Delta B_K; \quad (11)$$

- від використання пари СВО:

$$\Delta B_{CBO} = 0.4 \cdot \Delta B_K; \quad (12)$$

Економія теплоти від подачі пари утилізації в системи відборів теплофікацій турбіни відповідно до розподілу компенсації перевитрати палива складе:

$$\Delta Q_{KV} = \Delta B_{KV} \cdot Q_{y.n.} \cdot \eta_k \cdot \eta_{mn}; \quad (13)$$

$$\Delta Q_{CBO} = \Delta B_{CBO} \cdot Q_{y.n.} \cdot \eta_k \cdot \eta_{mn}. \quad (14)$$

Витрата теплоти і маси пари утилізації складе:

$$\Delta Q_{KV} = \frac{\Delta Q_{KV}}{\xi_{np}}; \quad \Delta Q_{CBO} = \frac{\Delta Q_{CBO}}{\xi_{np}}; \quad (15, 16)$$

$$D_{KV} = 10^3 \cdot Q_{KV} / (i_{np} - i'_{ood}); \quad (17)$$

$$D_{CBO} = 10^3 \cdot Q_{CBO} / (i_{on} - i'_{ood}). \quad (18)$$

Відповідно до завдання параметри пари КУ і СВО збігаються з параметрами пари, відповідно, промислового і опалювального відборів. Причому пара утилізації і пара відборів в розрахунках приймається як суха насичена.

Коефіцієнти недовиробітку потужності і цінності пари відборів визначаються виразами:

$$y_{np} = \frac{i_{np} - i_k}{i_0 - i_k}; \quad (19)$$

$$y_{on} = \frac{i_{on} - i_k}{i_0 - i_k}; \quad (20)$$

$$\xi_{np} = y_{np} [1 + k_c \cdot (1 - y_{np})]; \quad (21)$$

$$\xi_{on} = y_{on} [1 + k_c \cdot (1 - y_{on})], \quad (22)$$

де i_{np} , i_{on} – ентальпії пари промислового і опалювальних відборів, визначаються тиском пари у відборах по таблицях властивостей водяної пари для сухої насиченої пари.

В результаті подачі пари утилізації в систему промислових і опалювальних відборів відповідно в кількості D_{KV} і D_{CBO} витрати пари через відбори зменшуються і складуть:

$$D'_{np} = D_{np} - D_{KV}; \quad (23)$$

$$D'_{on} = D_{on} - D_{CBO}. \quad (24)$$

Результати розрахунку:

Показники	Формули для розрахунку	Варіанти		
		1	2	3
1	2	3	4	5
$\Delta B_{KV}, \text{ кг.у.п./с}$	(11)	0,1421	0,1870	0,3066
$\Delta B_{CBO}, \text{ кг.у.п./с}$	(12)	0,0947	0,1246	0,2044
$Q_{KV}, \text{ МВт}$	(13)	3,672	4,832	7,924
$Q_{CBO}, \text{ МВт}$	(14)	2,448	3,221	5,283
$i_{np}, \text{ кДж/кг}$	По таблицях водяної пари	2783	2788	2792
y_{np}	(19)	0,410	0,413	0,416
ξ_{np}	(21)	0,491	0,495	0,498

Продовження результатів розрахунку

1	2	3	4	5
$i_{on}, \text{кДж/кг}$	По таблицях водяної пари	2707	2707	2707
y_{on}	(20)	0,353	0,353	0,353
ξ_{on}	(22)	0,43	0,43	0,43
$Q_{KV}, \text{МВт}$	(15)	7,481	9,766	15,915
$Q_{CBO}, \text{МВт}$	(16)	4,987	6,510	10,700
$D_{KV}, \text{кг/с}$	(17)	2,788	3,633	5,912
$D_{CBO}, \text{кг/с}$	(18)	1,913	2,497	4,070
$D'_{np}, \text{кг/с}$	(23)	32,212	46,367	84,088
$D'_{on}, \text{кг/с}$	(24)	23,087	27,503	55,930

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. Соколова – 2-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1979. – 296 с.: ил.
5. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов – 7-е изд., стереот. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.: ил.
6. Сборник задач по курсу «Промышленные тепловые электростанции»: Учебное пособие для вузов / М.И. Баженов, А.С. Богородский – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 128 с.: ил.
7. Гічов Ю.О. Теплові електростанції: Частина I: Конспект лекцій. – Дніпропетровськ: НМетАУ, 2011. – 43 с.
8. Гічов Ю.О. Теплові електростанції: Частина II: Конспект лекцій: Дніпропетровськ: НМетАУ, 2011. – 58 с.

Навчальне видання

Гічов Юрій Олександрович

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

Навчальний посібник

Тем. план. 2017, поз. 226

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 № 61

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

Редакційно-видавничий відділ НМетАУ