

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ТА
ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОТИ
БЛОКУ №1 ТЕЦ 5**

ІНСТРУКЦІЯ ДО ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавр
спеціальності
141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»*

Укладачі: **В.В. Дубровська, В.І. Шкляр**

Електронне мережне навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2022

Рецензент:	Бориченко О.В.	канд. техн. наук, доцент.
Відповідальний редактор	Єщенко О.І.	канд. техн. наук, доцент.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 3 від 01.12.2022 р.)
за поданням Вченої ради Навчально наукового інституту теплової та
атомної енергетики (протокол № 3 від 26.10.2022 р.)*

В навчальному посібнику наведено методика проведення експериментальних досліджень режимів роботи блоку № 1 ТЕЦ -5 з розрахунком енергетичних та техніко-економічних показників.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка», які навчаються за різними освітніми програмами.

Реєстр. № 22/23-226. Обсяг 2 авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056

<https://kpi.ua>

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 5354 від 25.05.2017 р.

© В.В. Дубровська, В.І. Шкляр 2022
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. Мета та основні завдання роботи.....	4
2. Основні теоретичні положення.....	4
3. Об'єкт дослідження.....	20
4. Технічна характеристика і принципова теплова схема блоку № 1 з теплофікаційною паровою турбінною Т-100/120-130.....	23
4.1. Основні технічні характеристики котла ТГМ-96А.....	25
4.2. Основні технічні характеристики турбіни Т-100/120-130.....	31
4.3. Теплофікаційна установка блоку № 1.....	37
5. Техніка безпеки при перебуванні на ТЕЦ.....	39
6. Методика проведення досліджень та обробки результатів.....	40
7. Вимоги до звіту	43
8. Контрольні питання.....	43
Висновки.....	44
Список рекомендованої літератури.....	45
Перелік посилань	45

ВСТУП

Енергетична галузь України є складним та розгалуженим технологічним комплексом, який є основою функціонування всього виробництва та забезпечення життєдіяльності населення країни.

Сучасна промислова енергетика базується на використанні паротурбінних установок (ПТУ). Джерелом енергії в таких установках є теплова енергія продуктів згоряння органічного палива (вугілля, мазут та природний газ) або енергія ядерних перетворень важких елементів.

1. МЕТА ТА ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ РОБОТИ

Мета лабораторної роботи – поглибити теоретичні знання студентів за курсами «Джерела енергії» або «Технологія виробництва електроенергії» при вивченні розділів «Котельні установки», «Паротурбінні установки» і «Теплові електричні станції»; ознайомитись з принциповою тепловою схемою блоку № 1 ТЕЦ-5 і її основним обладнанням та режимами роботи котельного агрегату та турбіни. Визначити основні параметри водяної пари в характерних точках і здійснити розрахунок енергетичних та техніко-економічних показників ТЕЦ при заданому режимі роботи.

2. ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

З термодинамічного погляду найбільшу ефективність перетворення теплової енергії в роботу (електроенергію) має цикл Карно.

Розглянемо установку (рис. 2.1-2.2), що працює за циклом Карно, де як робоче тіло є не абстрактний газ, а водяна пара. Цикл Карно складається з

двох ізотерм і двох адіабат, отже, така установка повинна включати чотири обов'язкові елементи: паровий котел в якому підводиться теплота (гаряче джерело), конденсатор для відведення теплоти (холодне джерело), парову турбіну, в якій відбуватиметься розширення пари, а також пристрій для підвищення тиску.

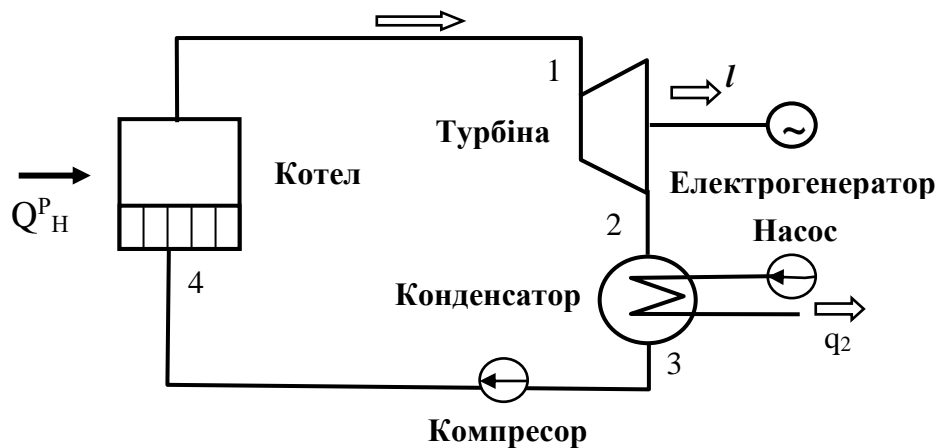


Рисунок 2.1. Схема паротурбінної установки, що працює за циклом Карно

Установка працює наступним чином: у паровий котел надходить волога водяна пара малого ступеня сухості x . За рахунок згоряння в топці котла палива (вугілля, мазут, природний газ та ін.) до вологої пари підводиться теплота, і ступінь сухості пари x підвищується до значень, близьких до одиниці. Процес підведення теплоти в котлі відбувається при постійному тиску p_1 та постійній температурі T_1 , тобто ізобарно-ізотермічне підведення теплоти. З котла пара надходить у парову турбіну. При розширенні в турбіні (адіабатний процес) потік пари набуває значної кінетичної енергії. На лопатках робочого колеса турбіни ця енергія перетворюється на кінетичну енергію обертання робочого колеса і потім в електроенергію за допомогою електрогенератора, що обертається турбіною. На виході з турбіни волога пара має тиск p_2 і температуру T_2 , яка відповідає цьому тиску. Далі пара надходить у конденсатор-теплообмінник, в якому за допомогою охолоджуючої води від

пари відводиться теплота, пара конденсується і ступінь сухості пари зменшується. Процес відведення теплоти від пари в конденсаторі здійснюється при постійному тиску p_2 та постійній температурі T_2 , тобто йде ізобарно-ізотермічне відведення теплоти. Після конденсації волога пара надходить у компресор, в якому вона стискається (адіабатний процес) до тиску p_1 . Потім волога пара знову надходить у котел, і цикл замикається. Таким чином, на ділянці циклу від виходу з компресора до входу в турбіну тиск робочого тіла дорівнює p_1 а на ділянці циклу від виходу з турбіни і до входу в компресор тиск робочого тіла дорівнює p_2 .

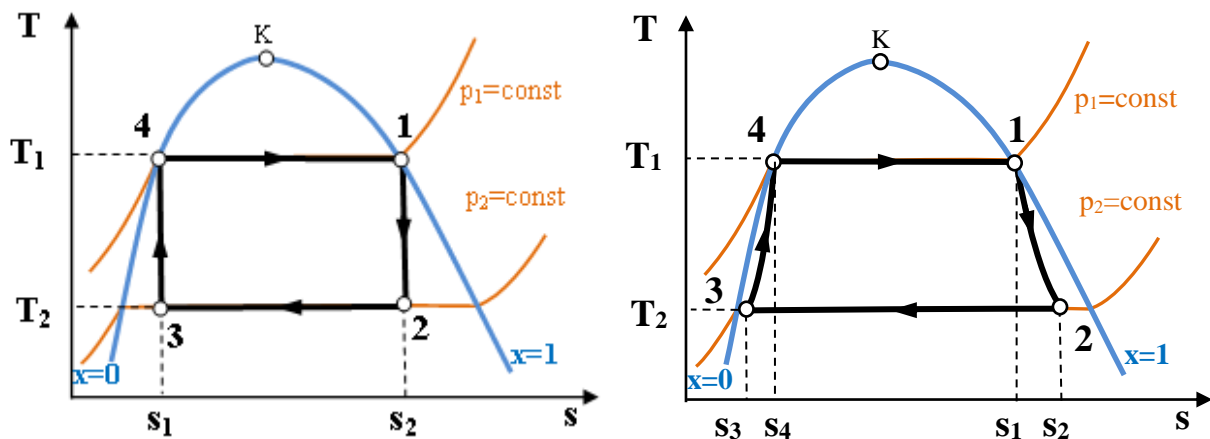


Рисунок 2.2. Цикли у T-s діаграмі:

а – ідеальний; б – з урахуванням втрат на необоротність в котлі та турбіні

Підведення теплоти q_1 до пари в котлі здійснюється по ізобарі-ізотермі 4-1, процес розширення в паровій турбіні – по адіабаті 1-2, відведення теплоти q_2 в конденсаторі по ізобарі-ізотермі 2-3, стиснення пари в компресорі по адіабаті 3-4.

Термічний ККД оборотного циклу Карно з робочим тілом вологою парою, як і циклу Карно з будь-яким іншим робочим тілом, визначається за рівнянням:

$$\eta_i^K = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Реальний цикл, що здійснюється вологою парою, з урахуванням незворотних втрат на тертя при розширенні пари в турбіні і при стисненні в компресорі складається з двох ізобар-ізотерм і двох умовних адіабат і зображений на рисунку 2.2.

Збільшення ентропії пари ($s_2 - s_1$) в процесі адіабатного розширення, обумовлене тертям, а ($s_4 - s_3$) – це збільшення ентропії пари при її стисненні в компресорі. З урахуванням умов роботи теплосилового обладнання практичне здійснення цього циклу недоцільне, бо при роботі на вологій парі, яка є потоком сухої насиченої пари зі зваженими в ньому крапельками води, умови роботи проточних частин турбіни та компресорів виявляються важкими, газодинамічна течія недосконалою та внутрішній відносний ККД цих машин знижується. Іншими словами, подавати на турбіну вологу пару недоцільно, оскільки волога пара має велику швидкість, і крапельки води, що містяться в ній, бомбардують лопатки турбіни, що призводить до їх спрацювання. Компресор для стиснення вологої пари з малими тисками і великими питомими об'ємами є вельми громіздким і незручним в експлуатації пристроєм, на привод якого витрачається надмірно велика кількість енергії. З цих причин цикл Карно, який здійснюється вологою парою, не знайшов практичного застосування.

У подальшому було запропоновано процес охолодження пари здійснювати до повної її конденсації і внаслідок цього замінити неефективний компресор економічним водяним насосом, який підвищує тиск конденсату до тиску в паровому котлі. Такий цикл був запропонований в минулому столітті шотландським інженером і фізиком Ренкіним. Схема та діаграма циклу установки наведені на рисунку 2.3.

Для підвищення ефективності установки почали застосовувати перегрів пари та регенеративний підігрів живильної води, що приводить до підвищення температури підведення теплоти, тобто наближає температуру перегрітої пари t_1 до температури гарячого джерела (продуктів згорання). Але підвищувати температуру t_1 можна лише до певного значення, яке визначається термічною міцністю матеріалу лопаток турбіни. При застосуванні лопаток зі звичайної сталі $t_1=550\dots575$ °С, з нержавіючої – $t_1=600\dots650$ °С.

Ефективність роботи паросилової установки також залежить від величини кінцевого тиску розширення пари p_2 , або, що рівнозначно, кінцевої температури t_2 в конденсаторі. При зменшенні тиску p_2 зменшується кількість відведеної теплоти q_2 , що приводить до збільшення термічного коефіцієнта корисної дії – η_t . Оскільки холодним теплоприймачем слугує навколишнє середовище (повітря, вода річок, ставків), то гранична температура циклу визначається виходячи із середньорічної його температури. Для України середньорічна температура t_2 приймається за 15 °С. Для забезпечення надійного теплообміну температура пари в конденсаторі повинна бути на 10-15 °С вище температури навколишнього середовища, тобто $t_2 = 25-30$ °С, що відповідає тиску в конденсаторі $p_2=0,003-0,004$ МПа. Для цього в конденсаторі необхідно підтримувати відносно глибокий вакуум.

Електростанції, що працюють за циклом Ренкіна (рис. 2.3), називаються конденсаційними (КЕС). До складу паротурбінної установки (ПТУ) входять: парогенератор (ПГ), турбінна (Т), електрогенератор (Г), конденсаційна установка (К), система регенеративного підігріву живильної води (РПЖВ), деаераційно-живильна установка (Д) (РПЖВ та Д на рисунку не показані).

Суттєвим недоліком КЕС є значні втрати теплоти q_2 з охолоджуючою водою.

З метою підвищення ефективності використання теплоти було запропоновано комбіноване виробництво електричної енергії і теплоти (у вигляді пари і гарячої води), яке отримало назву теплофікація. Електростанції, що здійснюють теплофікацію промислових підприємств і житлових масивів, називаються теплоелектроцентралями (ТЕЦ). Відрізняються ТЕЦ від КЕС тим, що в них встановлено теплофікаційні турбіни, які працюють або з протитиском, або з промисловими і теплофікаційними відборами пари.

У турбіні з протитиском пара розширюється до тиску, більшого за атмосферний (0,12-1,2 МПа), і використовується для покриття теплового навантаження об'єктів. У таких турбінах відсутні конденсатори, вони більш прості і дешевше конденсаційних. Недоліком таких турбін є те, що кількість виробленої енергії повністю залежить від кількості пари, яка подається споживачу. Турбіни з протитиском працюють за вільним тепловим і вимушеним електричним графіком.

Турбіни з погіршеним вакуумом відрізняються від конденсаційних тим, що в конденсаторі підтримується підвищений тиск (0,05-0,12 МПа). Відпрацьована пара має температуру вище 100 °С. Це дає можливість нагріти циркуляційну воду в конденсаторі до 70-90 °С і спрямувати її в теплову мережу для опалення та гарячого водопостачання. Перевагою таких турбін є те, що за відсутності теплоспоживання (літній період) вони можуть працювати як конденсаційні, тобто з розширенням пари до глибокого вакууму ($p = 0,003-0,004$ МПа). Проте і в цьому разі виробництво електроенергії визначається тепловим навантаженням мережі. Турбіна працює за вільним тепловим і вимушеним електричним графіками.

Турбіни з регульованими відборами пари складаються з двох-трьох частин – циліндр високого тиску (ЦВТ), циліндр середнього тиску (ЦСТ) і циліндр низького тиску (ЦНТ), які розміщені на одному валу з електрогенератором. Пара спочатку спрацьовує в ЦВТ до тиску відбору, величина якого

визначається відповідно до потреб теплового споживача. Решта пари проходить через ЦСТ, де також здійснюються відбори. Потім пара йде до ЦНТ, де розширюється до тиску в конденсаторі. В цьому разі виробництво теплоти та електроенергії незалежні, тобто турбіна працює за вільним тепловим і вільним електричним графіками.

Для підвищення ефективності роботи станції і зниження витрати палива здійснюють регенеративний підігрів живильної води в регенеративних підігрівачах парою, відібраною зі ступенів циліндрів турбіни.

Ефективність циклу Ренкіна можна оцінити, використовуючи термічний коефіцієнт корисної дії η_t .

Теплота, підведена до ПТУ (q_1):

$$q_1 = h_0 - h_{\text{ЖВ}}, \quad (2.1)$$

де h_0 – ентальпія гострої пари, кДж/кг,

$h_{\text{ЖВ}}$ – ентальпія живильної води на вході в парогенератор, кДж/кг.

Втрати теплоти в конденсаторі турбіни:

$$q_2 = h_{2t} - h'_K, \quad (2.2)$$

де h_{2t} – ентальпія пари на вході в конденсатор турбіни при ізоентропному процесі розширення пари, кДж/кг,

h'_K – ентальпія конденсату в конденсаторі турбіни, кДж/кг.

Термічний коефіцієнт корисної дії характеризує досконалість ідеальної ПТУ і являє собою відношення корисно використаної теплоти в ПТУ ($q_1 - q_2$) до теплоти підведеної (q_1).

Термічний ККД:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{\text{ЖВ}}) - (h_{2t} - h'_K)}{h_0 - h_{\text{ЖВ}}} = \frac{h_0 - h_{2t}}{h_0 - h'_K}. \quad (2.3)$$

Формула (2.3) справедлива за умови, що $h_{\text{ЖВ}} \approx h'_K$ (вважаємо, що робота насоса дорівнює нулю).

Найбільша енергія, яку може передати потік пари в турбіні, характеризується корисно використаним теплоперепадом H_i (рис. 2.4). Ця енергія складає лише частину наявного теплоперепаду H_0 . Зменшення енергії пов'язано з її втратами на дроселювання у вхідному патрубку – $\Delta h_{др.}$; в соплових решітках – $\Delta h_{ср.}$ і робочих лопатках – $\Delta h_{рл.}$ та інших внутрішніх втрат – $\Delta h_{вн.}$ (втрати дискових і вентиляційних витікань пари крізь ущільнення діафрагм і втратами з вологістю пари в останніх ступенях турбіни).

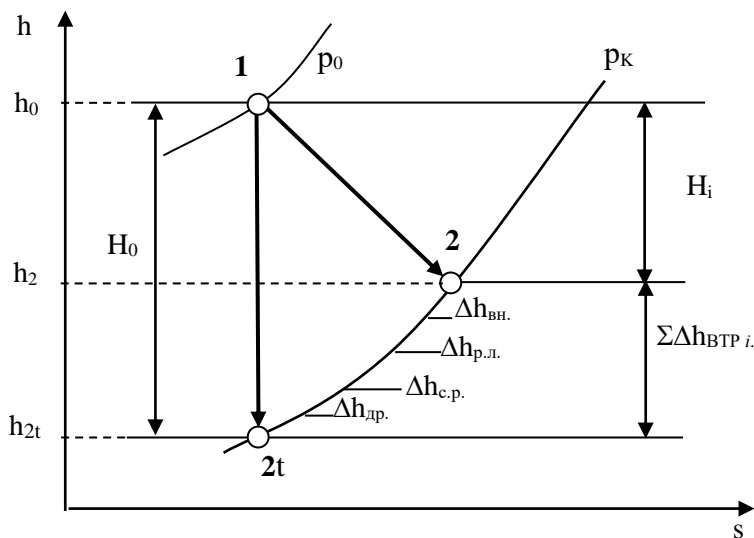


Рисунок 2.4. Визначення дійсного теплоперепаду в турбіні

Вказані втрати оцінюються внутрішнім відносним ККД проточної частини турбіни:

$$\eta_{oi} = \frac{h_0 - h_2}{h_0 - h_{2t}} = \frac{H_i}{H_0}, \quad (2.4)$$

де h_2 – ентальпія пари на вході в конденсатор турбіни при дійсному процесі розширення пари, кДж/кг;

$H_0 = h_0 - h_{2t}$ – наявний теплоперепад в турбіні, кДж/кг;

$H_i = h_0 - h_2$ – дійсний (корисно використаний) теплоперепад в турбіні, кДж/кг;

$$H_i = H_0 - \Sigma \Delta h_{втр i},$$

де $\Sigma \Delta h_{\text{втр } i}$ – сума внутрішніх втрат ентальпії в турбіні,

Теоретична потужність турбіни визначається з рівняння, кВт:

$$N_o = D \cdot H_o, \quad (2.5)$$

де D – витрата гострої пари через турбіну, кг/с.

Внутрішня потужність турбіни дорівнює, кВт:

$$N_i = D \cdot H_i = D \cdot H_o \cdot \eta_{oi} = N_o \cdot \eta_{oi}. \quad (2.6)$$

Тоді внутрішній відносний ККД проточної частини турбіни дорівнює:

$$\eta_{oi} = \frac{D \cdot H_i}{D \cdot H_o} = \frac{N_i}{N_o}. \quad (2.7)$$

Зазвичай значення η_{oi} турбіни приймається рівним 0,78-0,83, а відсіків – $\eta_{oi}' = 0,78-0,83$; $\eta_{oi}'' = 0,68-0,71$; $\eta_{oi}''' = 0,75-0,78$.

Якщо віднести використану в турбіні енергію до теплової енергії, підведеної до пари в котлі, то отримаємо абсолютний внутрішній ККД турбіни:

$$\eta_i = \frac{H_i}{q_1} = \frac{H_i}{h_o - h'_k} = \frac{H_i \cdot H_o}{H_o (h_o - h'_k)} = \eta_t \cdot \eta_{oi}. \quad (2.8)$$

Ефективна потужність, яка розвивається на муфті валу турбіни N_E , внаслідок механічних втрат, менше внутрішньої потужності N_i і дорівнює:

$$N_E = \eta_M \cdot N_i, \quad (2.9)$$

де $\eta_M = N_E / N_i$ – механічний ККД, який враховує втрати на тертя в підшипниках та ін. (табл. 2.1).

Таблиця 2.1. Залежність η_M та η_{OE} від ефективної потужності турбіни

N_E , МВт	5-10	10-15	25-100	> 100
η_M	0,97 – 0,98	0,98 – 0,985	0,985 – 0,99	0,99 – 0,995
η_{OE}	0,75 – 0,8	0,8 – 0,82	0,82 – 0,83	0,83 – 0,86

Теплові і механічні втрати оцінюються ефективним відносним ККД:

$$\eta_{OE} = \frac{N_E}{N_O} = \frac{N_i \cdot \eta_M}{N_O} = \eta_{oi} \cdot \eta_M. \quad (2.10)$$

Абсолютний ефективний ККД турбіни:

$$\eta_E = \frac{N_E}{Q_1} = \frac{N_E}{D(h_o - h_{жв.})} = \frac{N_i \cdot \eta_M}{D(h_o - h_{жв.})} = \eta_i \cdot \eta_M = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M. \quad (2.11)$$

Електрична потужність, яка знімається з клем генератора, буде менше, ніж ефективна потужність, на величину втрат в електрогенераторі:

$$N_{ЕЛ} = \eta_{Г} \cdot N_E, \quad (2.12)$$

де $\eta_{Г} = N_{ЕЛ} / N_E$ – ККД електрогенератора, $\eta_{Г} = 0,98-0,99$.

Абсолютний електричний ККД є відношенням величини ефективної потужності до кількості теплоти, підведеної в котлі до теплоносія:

$$\eta_{ЕЛ} = \frac{N_{ЕЛ}}{Q_1} = \frac{N_{ЕЛ}}{D(h_o - h_{жв.})} = \frac{N_E \cdot \eta_{Г}}{D(h_o - h_{жв.})} = \eta_E \cdot \eta_{Г} = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{Г}. \quad (2.13)$$

Абсолютний електричний ККД характеризує економічність роботи турбогенератора в цілому і є однією з важливих характеристик роботи турбінних установок. Він залежить від рівня досконалості конструкції турбогенератора і термодинамічного циклу установки.

Якщо витрата пари через турбіну (або її частину), а також його початкові і кінцеві параметри відомі, то можна визначити внутрішню, ефективну і електричну корисні потужності турбогенератора (рис. 2.5).

Якщо відома потужність турбіни, то витрата пари визначається з виразів (2.6), (2.9), (2.12), наприклад:

$$D = \frac{N_i}{H_o \cdot \eta_{oi}}. \quad (2.14)$$

Турбіна з двома регульованими відборами складається з трьох циліндрів, які являють собою самостійні частини турбіни: ЦВТ, ЦСТ і ЦНТ.

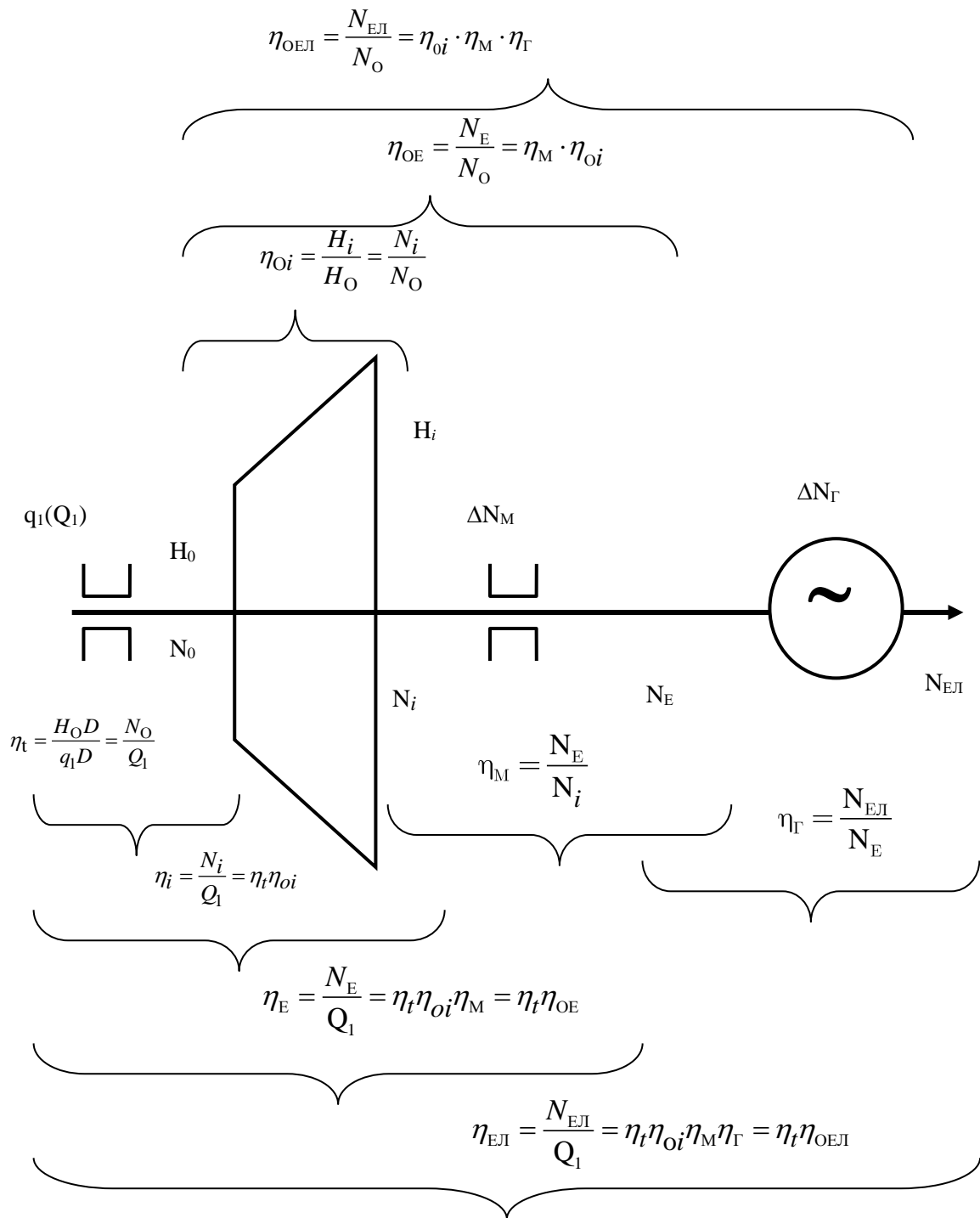


Рисунок 2.5. Потужності і основні ККД турбогенератора

Корисна потужність турбіни є сумою окремих частин турбіни, наприклад, корисна внутрішня потужність:

$$N_i = N_i^{\text{ЦВГ}} + N_i^{\text{ЦСТ}} + N_i^{\text{ЦНГ}}. \quad (2.15)$$

Для конденсаційних турбін і турбін з протитиском широке розповсюдження отримала формула, яка дозволяє визначити один з показників економічності – питому витрату пари на 1 кВт·год:

$$d_{\text{ЕЛ}} = \frac{D}{N_{\text{ЕЛ}}} = \frac{D}{D \cdot H_0 \cdot \eta_{\text{ОЕЛ}}} = \frac{1}{H_0 \cdot \eta_{\text{ОЕЛ}}}. \quad (2.16)$$

Для оцінки економічності сучасних конденсаційних турбінних установок користуються також величиною питомої витрати теплоти на виробництво 1 кВт·год на клеммах електрогенератора:

$$q_{\text{ЕЛ}} = d_{\text{ЕЛ}} (h_0 - h_{2f}). \quad (2.17)$$

Для конденсаційних турбін з одним або двома регульованими відборами пари наведені вище показники економічності не відображають переваг комбінованого виробництва електричної і теплової енергії. Наприклад, за визначенням абсолютного ККД турбоустановки без відборів (2.13) корисною вважається лише вироблена електрична потужність на клеммах генератора. Невикористана в турбіні теплота в цьому випадку не враховується, і її відносять до загальної втрати теплоти в холодному джерелі (конденсаторі). В дійсності, в порівнянні з чисто конденсаційною установкою, комбіноване виробництво електричної і теплової енергії дає значну економію теплоти і палива.

Для розрахунків показників економічності ТЕЦ зазвичай приймається метод поділу загальної витрати теплоти, яка поступає на турбоустановку (або на електростанцію в цілому), на виробництво теплової і електричної енергії.

На частку зовнішніх споживачів теплоти $Q_{\text{Від}}$ відносять теплоту, яку відпускають з відборів турбіни, з урахуванням втрат в теплообмінних апаратах і комунікаціях на лініях від турбоустановки до теплового споживача. На частку електричного споживача відносять решту теплоти (включаючи втрати теплоти в конденсаторі) $Q_{\text{ЕЛ}}$, тобто різницю між повною витратою теплоти і тепловою, яка відпущена споживачу з відборів. Для спрощення розрахунків

витрата теплоти на регенерацію не враховується, внаслідок малого її значення, у порівнянні з відпущеною теплотою зовнішнім споживачам.

Таким чином, дійсна повна витрата теплоти на турбоустановку складає:

$$Q_o = Q_{\text{вд}} + Q_{\text{ел}}. \quad (2.18)$$

Відпуск теплової енергії зовнішнім споживачам знаходять за рівнянням:

$$Q_{\text{вд}} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{т}} = \left[D_{\text{п}} (h_{\text{п}} - \varphi_{\text{п}} \cdot h_{\text{кп}}) + D_{\text{т}} (h_{\text{т}} - \varphi_{\text{т}} \cdot h_{\text{кт}}) \right] \cdot \frac{1}{\eta_{\text{тп}}}, \quad (2.19)$$

де $Q_{\text{п}}$ і $Q_{\text{т}}$ – витрати теплоти на промисловий і теплофікаційний відбори, кДж/с;

$D_{\text{п}}$ і $D_{\text{т}}$ – витрати пари на промисловий і теплофікаційний відбори, кг/с;

$h_{\text{п}}$ і $h_{\text{т}}$ – ентальпія пари промислового і теплофікаційного відборів, кДж/кг;

$h_{\text{кп}}$ і $h_{\text{кт}}$ – ентальпія конденсату, який повертається від споживача, кДж/кг;

$\varphi_{\text{п}}$ і $\varphi_{\text{т}}$ – коефіцієнти повернення конденсату від споживачів відповідних відборів;

$\eta_{\text{тп}}$ – ККД теплового потоку, який враховує втрати теплоти на ТЕЦ при відпуску її споживачам (втрати теплоти в теплообмінних апаратах, в комунікаціях на лініях від турбіни до теплових споживачів).

Якщо конденсат пари, яка відпускається на технологічні потреби виробництва, не повертається на ТЕЦ (наприклад, з причини забруднення), то $\varphi_{\text{п}}=0$. Якщо конденсат грійочої пари з мережевих підігрівачів (бойлерів) повністю повертається в регенеративний цикл турбоустановки, $\varphi_{\text{т}}=1$.

За цих умов рівняння (2.19) приймає вигляд:

$$Q_{\text{вд}} = \left[D_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}} + D_{\text{т}} (h_{\text{т}} - h_{\text{кт}}) \right] \cdot \frac{1}{\eta_{\text{тп}}}. \quad (2.20)$$

Витрата теплоти на виробництво електричної енергії складає:

$$Q_{\text{ЕЛ}} = \frac{N_{\text{ЕЛ}}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Г}}} + Q_{\text{К}}^{\text{ВТ}}, \quad (2.21)$$

де $N_{\text{ЕЛ}}$ – електрична потужність, кВт:

$$N_{\text{ЕЛ}} = (Q_{\text{ЕЛ}} - Q_{\text{К}}^{\text{ВТ}}) \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Г}} = Q'_{\text{ЕЛ}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Г}}, \quad (2.22)$$

де: $Q'_{\text{ЕЛ}} = Q_{\text{ЕЛ}} - Q_{\text{К}}^{\text{ВТ}}$ – дійсна кількість теплоти, витрачена на виробництво електроенергії, з урахуванням втрати його в конденсаторі;

$Q_{\text{К}}^{\text{ВТ}}$ – втрати теплоти в конденсаторі з охолоджуючою водою, які можуть досягати 60% від витрати теплоти, яка йде на виробництво електроенергії.

На ТЕЦ проводиться оцінка витрати палива на виробництво електроенергії $B_{\text{ЕЛ}}$ і теплоти $B_{\text{ВД}}$.

Загальна витрата палива на комбіноване виробництво теплової і електричної енергії:

$$B = B_{\text{ВД}} + B_{\text{ЕЛ}}. \quad (2.23)$$

За прийнятою методикою теплова економічність ТЕЦ оцінюється наступними показниками: ККД турбоустановки по виробництву і відпуску теплоти зовнішнім споживачам:

$$\eta_{\text{ВД}} = \frac{Q_{\text{ВД}}}{B_{\text{ВД}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{Р}}}, \quad (2.24)$$

де: $Q_{\text{Н}}^{\text{Р}}$ – нижча теплота згорання палива, кДж/кг.

ККД турбоустановки по виробництву електроенергії дорівнює:

$$\eta_{\text{ЕЛ}} = \frac{Q'_{\text{ЕЛ}}}{B_{\text{ЕЛ}} \cdot Q_{\text{Н}}^{\text{Р}}}. \quad (2.25)$$

Питома витрата палива на виробництво і відпуск теплової енергії:

$$b_{\text{ВД}} = \frac{B_{\text{ВД}}}{Q_{\text{ВД}}} = \frac{3600}{Q_{\text{Н}}^{\text{Р}} \cdot \eta_{\text{ВД}}}, \quad \left[\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right]. \quad (2.26)$$

Питома витрата палива на виробництво електричної енергії:

$$b_{\text{ЕЛ}} = \frac{B_{\text{ЕЛ}}}{Q_{\text{ЕЛ}}} = \frac{3600}{Q_{\text{Н}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{ЕЛ}}}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \right]. \quad (2.27)$$

У такий же спосіб розраховуються питомі витрати палива і для ТЕЦ в цілому.

Економія палива на ТЕЦ при комбінованому способі енерговиробництва у порівнянні з роздільною схемою енергопостачання, кг / рік, визначається з рівняння:

$$\Delta B = N_{\text{ЕЛ}} (b_{\text{КЕС}} - b_{\text{ЕЛ}}^{\text{ТЕЦ}}) \cdot \tau, \quad (2.28)$$

де $b_{\text{КЕС}}$ – питома витрата палива при роздільній схемі енергопостачання, що дорівнює 114 м³/ГДж при роботі станції на природному газі; τ – час роботи турбоустановки за рік, що приймається рівним 25,2·10⁶ с (7000 год/рік).

3. ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Місцем і об'єктом вивчення є Київська ТЕЦ-5 (рис. 3.1), яка є найбільшою теплоелектроцентральною України та знаходиться у південній частині міста Києва на правому березі Дніпра. Вона призначена для централізованого теплового забезпечення промислових підприємств, житлових і адміністративних будівель столиці України з одночасним постачанням електроенергії в електричні мережі енергосистеми АК "Київенерго".



Рисунок 3.1. Загальний вигляд ТЕЦ-5

Встановлена електрична потужність ТЕЦ становить 700/800 МВт, а тепла – 1874 Гкал/год, у тому числі тепла потужність регулюючих відборів турбін – 974 Гкал/год, водогрійних котлів – 900 Гкал/год. На електростанції змонтовані чотири енергоблоки. На першій черзі ТЕЦ встановлено два турбогенератори Т-100/120-130 потужністю по 100 МВт кожен і два барабанних парових котла ТГМ-96А паропроодуктивністю по 480 т/год. Друга черга станції складається з двох теплофікаційних турбогенераторів Т-250/300-240 по-

тужністю 250/300 МВт і двох прямоточних парових котлів на надкритичні параметри пари з проміжним перегрівом, продуктивністю по 1000 т/год. Електрична енергія виробляється генераторами ТВФ-120-2 потужністю 120 МВт і ТВВ-320-2 потужністю 320 МВт. Видача електричної потужності в енергосистему здійснюється на напругах 10, 35, 110, 330 кВ.

Енергоблоки № 1 та № 2 підключені кожен через два триобмоткові трансформатори 110/35/10 кВ потужністю по 63 МВА до високовольтної розподільчої підстанції (ВРП) 110 та 35 кВ. Енергоблоки № 3 та № 4 через блочні трансформатори 400 МВА, підключені до ВРП 110 та 330 кВ, трансформатори 330/110/35 кВ потужністю 200 МВА кожний. Від ВРП 330 кВ відходять лінії підстанцій ПС Бровари та ПС Ново-Київська. Від ВРП 110 кВ відходять чотири лінії для зв'язку з системою (ПС Харківська, ПС Лугова, ПС Дніпровська, ПС Ново-Київська) та чотири тупикові лінії (по дві лінії на ПС Солом'янська та ПС Бастіонна).

Приєднана теплова потужність споживачів дорівнює 2013,75 Гкал/год. Теплове навантаження становить 2186,7 МВт.

Всі технологічні процеси автоматизовані, передбачені системи аварійної сигналізації, технологічного блокування і захисту.

Головне паливо для ТЕЦ – природний газ, що надходить з газопроводу Шебелинка-Полтава-Київ з тиском 6-1,2 МПа. Зниження тиску газу до 0,8-0,13 МПа здійснюється в газорозподільному пункті. Як резервне паливо для енергетичних парових та пікових водогрійних котлів використовують паливний мазут, що поставляється в цистернах і зберігається в спеціальних резервуарах ємністю по 10 тис. м³. Мазутне господарство винесене на окрему ділянку розташовану на правому березі р. Либідь на відстані близько 600 м від промислового майданчика.

На ТЕЦ є чотири теплофікаційні установки (на кожному блоці по одній), призначені для підігріву мережевої води парою з відборів турбін і пода-

чі її до теплових споживачів міста.

Кількість відпущеної теплової енергії регламентується основним документом – диспетчерським графіком. Диспетчерський графік розробляється для забезпечення надійного і безперебійного теплопостачання споживачів при раціональному використанні енергоресурсів шляхом економічного завантаження теплофікаційного обладнання ТЕЦ.

Добовий графік розробляється оперативно-диспетчерською службою (ОДС) підприємств теплових мереж (ПТМ).

При малих навантаженнях турбін або великому тепловому навантаженні тепломережі, додаткове нагрівання мережевої води проводиться в трьох пікових водогрійних котлах ПТВМ-180 і двох – КВГМ-180 з тепловим навантаженням 180 Гкал/год кожний. Теплофікаційні установки блоків 100 МВт і 250/300 МВт в основному аналогічні між собою і відрізняються потужністю з урахуванням теплової потужності турбін Т-100-130 і Т-250/300-240.

До ТЕЦ підключені 6 теплових магістралей. З метою більш економічного розподілу теплового навантаження між блоками, магістральні трубопроводи тепломережі мають поперечні зв'язки, розташовані в головному корпусі.

На виході мережевих трубопроводів з ПТВМ і КВГМ встановлені два змішувальні колектори, які призначені для вирівнювання температур по магістралям при різних температурах на виході з теплофікаційних установок блоків № 1,2,3,4. Границею теплофікаційного обладнання електростанції є огорожа її території.

Для захисту повітряного і водного басейнів на ТЕЦ змонтовані потужні комплекси газоочищення і установки для очищення забрудненої води.

Відхідні гази котлів відводяться в атмосферне повітря двома димовими трубами – джерелами викидів № 1 та № 2, висотою 180 м (діаметр гирла –7,2 м). До димової труби № 1 під'єднанні два котлоагрегати типу

ТГМ-96А і три водогрійні котли типу ПТВМ-180. Футеровка стовбура труби виконана з кислототривкої цегли на діабазовій замазці. У зв'язку з тим, що димарі є аеродромною перепорою на лінії аерофлоту, на них виконане захисне димове маркування і нічна світлова огорожа.

Технічне водопостачання ТЕЦ виконано за прямоточною схемою. Джерело отримання води – дніпровська вода, що пройшла відповідну обробку в системі хімоводоочищення.

Об'єктом вивчення є блок з теплофікаційною паровою турбіною Т-100/120-130.

4. ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА І ПРИНЦИПОВА ТЕПЛОВА СХЕМА БЛОКУ № 1 З ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЮ ПАРОВОЮ ТУРБІННОЮ Т-100/120-130

Турбіна Т-100/120-130 виготовлена Уральським турбомоторним заводом (ПОТМЗ) і працює у блоці з котлом типу ТГМ-96А Таганрозького заводу «Красный котельщик» та генератором типу ТВФ-120-2. Теплова схема блоку наведена на рис. 4.1.

Номінальним режимом роботи блоку є режим при номінальних значеннях електричного і теплового навантаження, номінальних параметрах гострої пари, номінальній розрахунковій температурі циркуляційної охолоджуючої води +20 °С і включеною системою регенерації.

Максимальне електричне навантаження турбоагрегату досягається при роботі в теплофікаційному режимі з тепловим навантаженням 27-68 МВт.

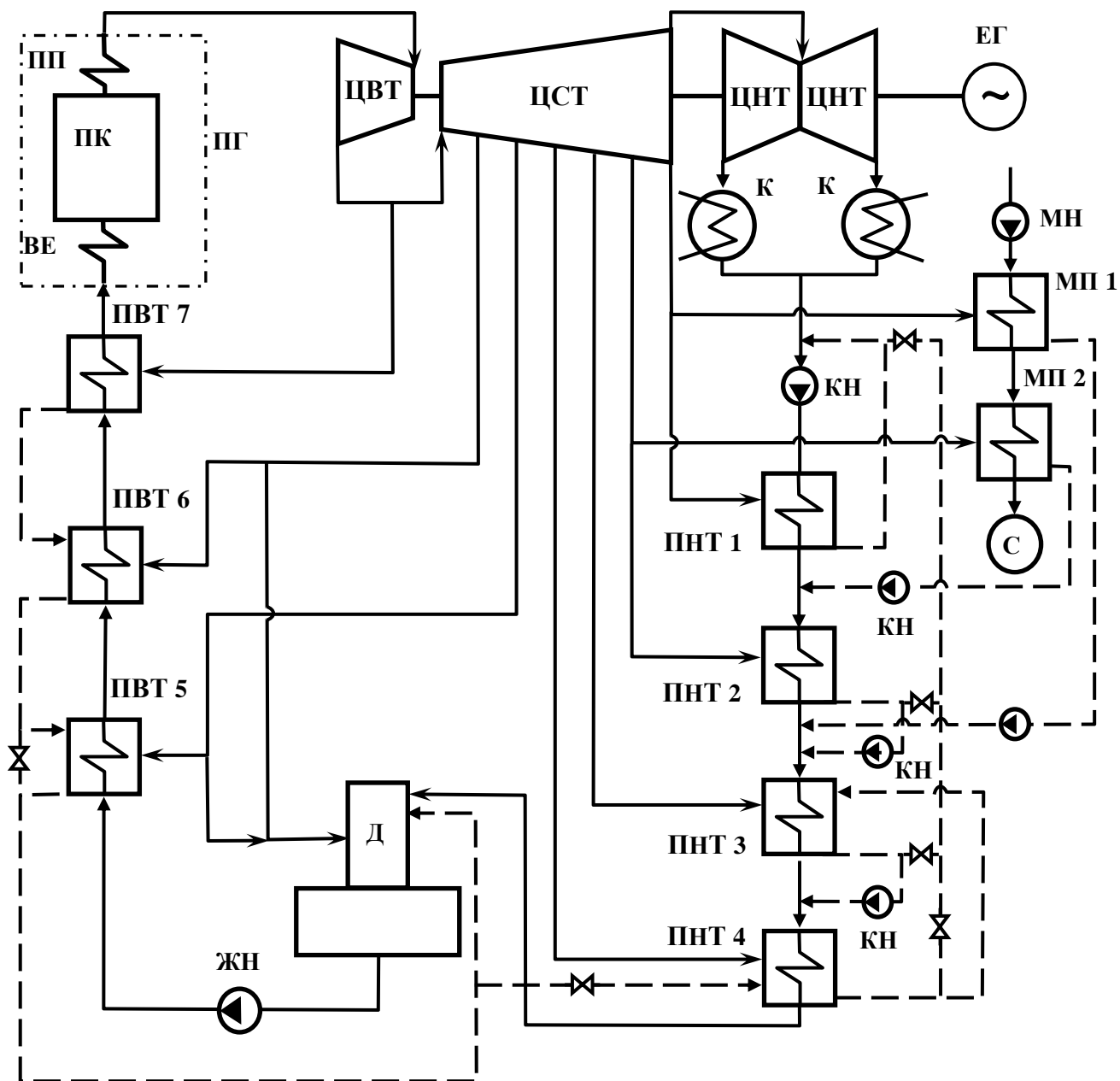


Рисунок 4.1. Принципова теплова схема блоку з теплофікаційною турбінною Т-100/120-130:

ПП – пароперегрівач; ПК – паровий котел; ВЕ – водяний економайзер;
 ПГ – парогенератор; ЦВТ – циліндр високого тиску; ЦСТ – циліндр середнього тиску; ЦНТ – циліндр низького тиску; ЕГ – електрогенератор; К – конденсатор; ПНТ – підігрівачі низького тиску; Д – деаератор; ПВТ – підігрівачі високого тиску; МП – мережеві підігрівачі; С – споживач; ЖН – живильний насос; МН – мережевий насос; КН – конденсатний насос

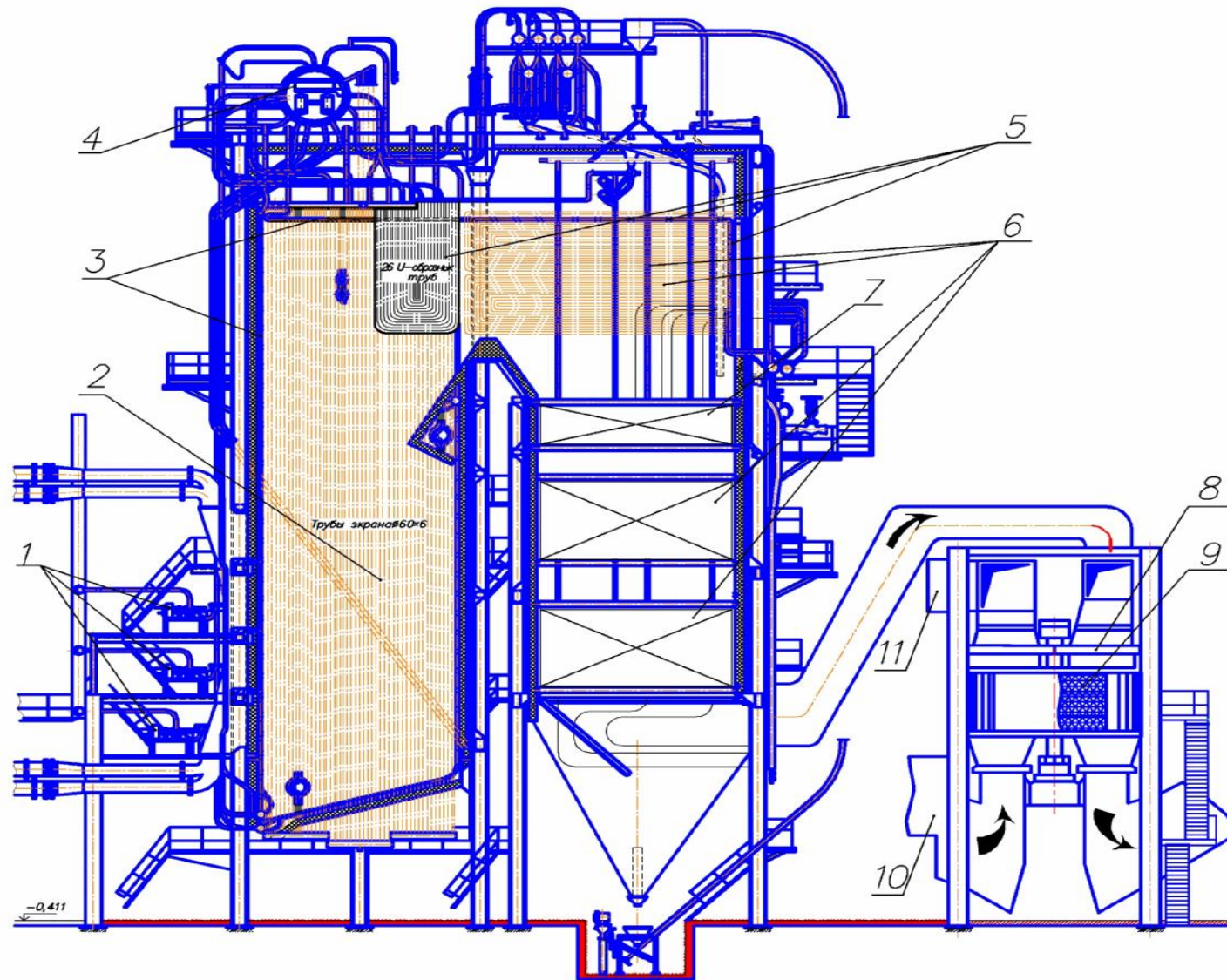
При збільшенні теплового навантаження електрична потужність турбоагрегату знижується, а при відсутності теплового навантаження електричне навантаження турбіни вище 105 МВт не дозволяється.

4.1. Основні технічні характеристики котла ТГМ-96А

Паровий барабанний котел типу ТГМ-96А (рис. 4.2), з природною циркуляцією призначений для отримання пари високого тиску при спалюванні природного газу або мазуту. Основні технічні данні котла наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Технічні характеристики котла ТГМ-96А

№	Характеристика	Одиниці	Значення	
1	Паропродуктивність	т/год	480	
2	Тиск перегрітої пари	кгс/см ²	140	
3	Температура перегрітої пари	°С	560	
4	Тиск в барабані	кгс/см ²	155	
5	Температура живильної води	°С	230	
6	Об'єм топкової камери	м ³	1644	
7	Вид палива		Газ	Мазут
8	Температура холодного повітря	°С	30	70
9	Температура гарячого повітря	°С	270	292
10	Температура газів за конвективним пароперегрівачем	°С	748	814
11	Температура газів за водяним економайзером	°С	319	337
12	Температура відхідних газів	°С	130	150
13	Втрати теплоти з відхідними газами, q ₂	%	5,27	6,38
14	Втрата теплоти з хімічним недопалом, q ₃	%	1,5	1,5
15	Втрата теплоти з механічним недопалом, q ₄	%	0	0
16	Втрата теплоти в оточуюче середовище, q ₅	%	0,39	0,39
17	Коефіцієнт корисної дії	%	92,84	91,73
18	Нижча теплотворна здатність палива	ккал/м ³ , ккал/кг	8620	9330



- 1- газомазутні пальники;
- 2- топкова камера;
- 3- радіаційний ПП;
- 4- барабан;
- 5- напіврадіаційний ПП;
- 6- водяний економайзер;
- 7- конвективний ПП;
- 8- регенеративний повітрянагрівач;
- 9- металева насадка
- 10-11- відповідно подача та відведення повітря з повітрянагрівача.

Рисунок 4.2. Паровий барабанний котел типу ТГМ-96А

Котлоагрегат має **II – подібне** компоновання і складається з топкової камери, яка є висхідним газоходом, поворотної камери та опускної конвективної шахти, яка розділена на два газоходи. Каркас котла складається з сталевих колон, зв'язаних розкосами і балками, і слугує для сприйняття навантажень від ваги елементів котла. Обмурівка на котлі щитова багатопарова з зовнішньою металевою обшивкою.

Топкова камера має призматичну форму з розмірами в плані 6080×14700 мм між осями труб та екранована випарними трубами і трубами радіаційного пароперегрівача.

На фронтальній стіні топкової камери встановлені у 3 яруси **18 газомазутних пальників**. 6 нижніх пальників – розпалювальні.

Для покращення перемішування повітря з паливом пальники мають направляючі апарати які закручують повітря. Вздовж осі пальника, у внутрішній трубі, розташований механічний мазутний пальник.

Зовнішня труба має циліндричну насадку з трьома видами отворів діаметром 1,0 мм (50 шт.). Газ подається кільцевим каналом, який утворений концентричними трубами і виходить через отвори перпендикулярно повітряному потоку.

Продуктивність кожного пальника по газу складає 2000 м³/год, по мазуту 1,7-2,0 т/год. Швидкість суміші в перерізі амбразури при роботі на газі дорівнює 33,5 м/с, а на мазуті – 34,8 м/с. Швидкість витікання газу із отворів 140 м/с.

Характеристики палива:

– *природний газ*: CH₄ = 92,8 %, C₂H₆ = 3,9 %, C₃H₈ = 1 %, C₄H₁₀ = 0,4 %, C₅H₁₂ – 0,3 %, N₂ = 1,5 %, CO₂ = 0,1 %; Q_H^P = 33200 кДж/м³, густина – 0,781кг/м³ за нормальних умов (0 °С та 101,3 кПа);

– *мазут*: S = 2,11 %, A = 0,038 %, W = 0,052 %, C = 86,6 %, H = 10,2 %, O = 0,21 %, N = 0,79 %, Q_H^P = 40000 кДж/кг, відносна густина ρ₄²⁰ = 0,941.

Барабан котла виготовлений з листової сталі внутрішній діаметр, якого дорівнює 1700 мм, товщина стінки 115 мм, довжина циліндричної частини 17700 мм.

За характером сприймання теплоти **пароперегрівач** котла радіаційно-конвективний та складається з радіаційної, напіврадіаційної і конвективної частин.

Радіаційна частина складається з:

- настінних фронткових панелей радіаційного пароперегрівача, які розташовані у топковій камері;
- передньої частини труб стельового пароперегрівача, які екранують стелю котла.

Напіврадіаційна частина:

- два ряди ширм, розміщених у верхній частині топки і поворотній камері;
- інша частина труб стельового пароперегрівача у поворотній камері;
- труби настінного пароперегрівача, які екранують задню стінку поворотної камери.

Конвективна частина складається з горизонтальних витків конвективного пароперегрівача, який розташований в опускному газоході.

Водяний економайзер котла складається з трьох частин: підвісні труби; бокові настінні панелі поворотної камери; конвективний економайзер (дві частини) в опускній шахті. Рух води і відхідних газів протиточний. При роботі на газі економайзер має 15 % кипіння.

Регулювання температури пари за котлом здійснюється зміною співвідношення палива і води і підрегулюванням за допомогою двох упорскувань води: перше упорскування здійснюється між стельовим і ширмовим пароперегрівачами (ПП); друге упорскування – у розсічку конвективного ПП.

Для підігріву повітря, яке поступає в пальникові пристрої котла, за рахунок використання теплоти відхідних газів встановлені три **регенеративні повітрянагрівачі (РПН)** типу РВВ-54, які являють собою протитокові теплообмінні апарати і розміщені поза приміщенням котельної.

Процес теплообміну в РПН здійснюється чергуванням нагрівання пакетів металеві насадки розташованої у роторі, що обертається. Теплоота акумулюється в металевих листах насадки під час перебування її в потоці гарячих відхідних газів, а потім передається потоку холодного повітря, який її омиває, в результаті чого і відбувається його нагрівання.

Котлоагрегат обладнаний двома двошвидкісними **центробіжними вентиляторами** типу ВДН-26-2 для подачі повітря в топку котлоагрегату та двома **димососами** типу ДН 26 х 2А для відсмоктування відхідних газів з котла, які встановлені на відкритому майданчику поза приміщенням котельного цеху.

Живильна установка призначена для надійного постачання котлів типу ТГМ-96А живильною водою при всіх режимах роботи і складається з трьох насосів типу ПЭ580-185-2, два з яких є робочими, а один – резервним, при роботі блоків на номінальному навантаженні. Забір живильної води насосами здійснюється безпосередньо з деаераторів $p = 6 \text{ кгс/см}^2$.

Для підтримки необхідної якості котлової води передбачена **установка розширювачів безперервної і періодичної продувки** (випуск частини котлової води з підвищеним солевмістом і заміна її живильною водою з меншим солевмістом) і **установка фосфатування котлової води**. Фосфати насосами-дозаторами вводяться через роздавальний колектор, за рахунок введення фосфатів шлам виводиться з котла періодичною продувкою.

Робота котла на мазуті має свої особливості. Температура мазуту перед форсунками повинна підтримуватись з урахуванням забезпечення в'язкості мазуту не вище $2,5 \text{ }^\circ\text{УВ}$ (градуси умовної в'язкості, які показують у

скільки разів мазут витікає повільніше, ніж вода). З підвищенням температури в'язкість мазуту зменшується. Для мазуту марки М100 цій в'язкості відповідає температура підігріву мазуту 125 °С. До вказаної температури можна підігріти мазут, який знаходиться під тиском у закритих ємностях (труби, зміювки). При спалюванні мазуту інших марок для досягнення в'язкості 2,5 °УВ температуру підігріву встановлюють у відповідності з номограмою.

Тиск мазуту перед котлом при розпалюванні повинен підтримуватись не нижче 20 кгс/см². Не дозволяється падіння тиску і температури підігріву мазуту нижче заданих величин для його задовільного розпилування і спалювання, бо це може привести до сажоутворення і небезпечних відкладень сажі на конвективних поверхнях нагрівання з наступним її загорянням.

При спалюванні сірчистих і високозольних мазутів особлива увага повинна приділятися запобіганню забруднення, підтримці в чистоті поверхні нагрівання і зниженню інтенсивності сірчаної корозії.

Для цього необхідно:

а) температуру повітря, яке надходить в РПН, підтримувати не нижче 70°С, підігрівачи повітря в калориферах;

б) підігрівати мазут, який поступає на форсунки котла, до температури не нижче 125°С, в'язкість мазуту не більше 2,5 °УВ;

в) коефіцієнт надлишку повітря повинен підтримуватись згідно режимної карти;

г) регулярно проводити очищення конвективних поверхонь нагрівання і обмивання регенеративних повітрянагрівачів.

Для очищення конвективних поверхонь нагрівання передбачено **дробоочищення**, яке працює під тиском стисненого повітря рівного 0,75 кгс/см², що подається від повітродувки, встановленої на блоках 3 та 4.

4.2. Основні технічні характеристики турбіни Т-100/120-130

Турбіна Т-100/120-130 призначена для комбінованого виробництва теплоти й електроенергії. Технічні характеристики наведено в таблицях 4.2-4.3.

Турбіна являє собою одновальний трициліндровий агрегат. **Циліндр високого тиску** виконаний протитоковим щодо циліндра середнього тиску і має двовіничну ступень швидкості і вісім ступенів тиску. У **циліндрі середнього тиску** розташовано 14 ступенів тиску. **Циліндр низького тиску** виконаний двопотоковим, в кожному потоці розташовано по дві ступені. Перед входом в першу ступень кожного з потоків встановлені регулюючі поворотні діафрагми з загальним приводом від сервомотора ЦНТ.

Таблиця 4.2. Технічні характеристики турбіни Т-100/120-130

№	Характеристика	Позначення	Одиниці	Значення
1	2	3	4	5
1	Номінальна потужність	$N_{\text{ЕЛ}}^{\text{НОМ}}$	МВт	105
2	Максимальна потужність	$N_{\text{ЕЛ}}^{\text{МАХ}}$	МВт	120
3	Тиск гострої пари	p_0	МПа	12,75
4	Температура свіжої пари	t_0	°С	555
5	Тиск відпрацьованої пари	p_k	МПа	0,0034
6	Витрата пари на турбіну в теплофікаційному режимі роботи	$D_{\text{Т}}^{\text{НОМ}}$	т/год	445
7	Витрата пари на турбіну в конденсаційному режимі роботи	$D_{\text{К}}^{\text{НОМ}}$	т/год	360
8	Максимальний пропуск пари через ЦСТ	$D_{\text{ЦСТ}}^{\text{МАХ}}$	т/год	433
9	Максимальний пропуск пари через ЦНТ	$D_{\text{ЦНТ}}^{\text{МАХ}}$	т/год	270
10	Теплове опалювальне навантаження	$Q_{\text{ОП}}^{\text{НОМ}}$	Гкал/год (кДж/год)	160 (6,704·108)

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5
11	Тиск в опалювальних регульованих відборах			
	нижньому	$p_{оп}^H$	МПа	0,049...0,196
	верхньому	$p_{оп}^B$	МПа	0,059...0,245
12	Кількість відборів на регенерацію	–	–	7
13	Максимально допустима витрата пари на конденсатор	D_K	т/год	270
14	Витрата охолоджуючої води на конденсатор	G_B	м ³ /год	16000
15	Кількість циліндрів(відсіків)			3
16	Внутрішній відносний ККД відсіків	$\eta_{oi}^/$	%	76
		$\eta_{oi}^{//}$	%	85
		$\eta_{oi}^{///}$	%	75...78
17	Швидкість обертання, об / хв	n		3300
18	Температура живильної води	$t_{жв}$	°С	230
19	Температура прямої мережевої води	$\tau_{мв 1}$	°С	125
20	Температура зворотної мережевої води	$\tau_{мв 2}$	°С	40...60

Процес розширення пари в турбіні Т-100/120-130 в **h-s** діаграмі (рис. 4.3) умовно показують прямими лініями по відсіках (циліндрах) турбіни. Внутрішній відносний ККД турбіни η_{oi} , або даного відсіку вибирається, за даними табл. 2 або з довідкових даних.

Таблиця 4.3 Місця відбору пари на ПНТ і ПВТ турбіни Т-100/120-130 [4]

№ відбору	Споживач пари	Параметри пари в камері відбору				Витрата пари у відборі, D, т/год		№ ступені, за якою здійснюється відбір пари
		Абсолютний тиск, p, МПа		Температура, t, °C				
I	ПВТ-7	p_I	3,36	t_I	387	D_I	19,05+1,9*	9
II	ПВТ-6	p_{II}	2,175	t_{II}	338	D_{II}	25,4	11
III	ПВТ-5	p_{III}	1,130	t_{III}	263	D_{III}	10,3	14
II, III	Д-6	p_{II} , p_{III}	2,175 1,13	t_{II} , t_{III}	190	D_{II} , D_{III}	7,2	11, 14
IV	ПНТ-4	p_{IV}	0,542	t_{IV}	130	D_{IV}	10,6+5,75*	17
V	ПНТ-3	p_V	0,278			D_V	24,7	19
VI	ПНТ-2	p_{VI}	0,08			D_{VI}	7,46	21
VII	ПНТ-1	p_{VII}	0,0204			D_{VII}	0,6	23

*Величини 1,9 і 5,75 - кількість пари, яка поступає з ущільнювачів турбіни.

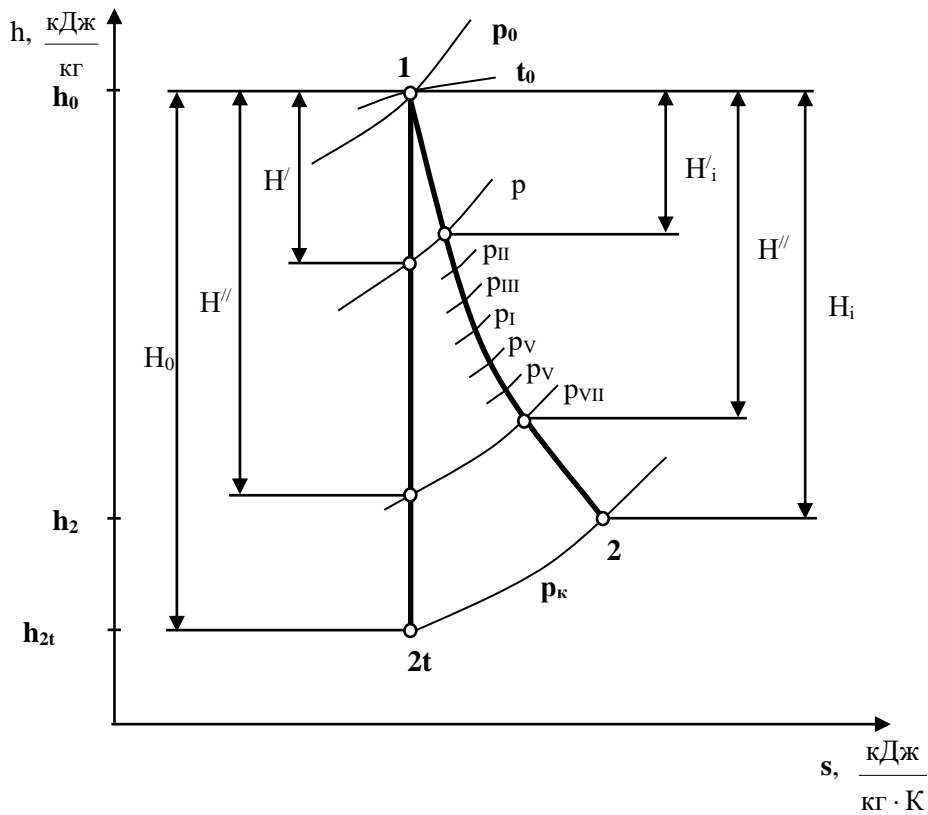


Рисунок 4.3. Процес розширення пари в турбіні в h-s діаграмі

Турбіна має **5 регенеративних нерегульованих і 2 регульовані відбори пари**. Два опалювальні регульовані **відбори – верхній і нижній** забезпечують ступінчастий підігрів води у двох послідовно включених бойлерах. Тиск пари у відборах регулюється поворотною діафрагмою.

Регенеративна установка призначена для підігріву основного конденсату і живильної води парою з проміжних відборів нерегульованих відборів турбіни. Інтервал підігріву живильної води – від температури конденсату в конденсаторі до температури живильної води. Розрахункова **кінцева температура живильної води** на виході з регенеративної установки при номінальній потужності турбіни дорівнює **230 °С**.

До складу регенеративної установки входять:

1. Охолоджувачі основних ежекторів і ежектора ущільнень.
2. Сальниковий підігрівач.
3. Чотири підігрівачі низького тиску.
4. Зливні насоси.
5. Три підігрівачі високого тиску.
6. Паропроводи відборів зі зворотними клапанами.

Конденсат, який підводиться до регенеративної установки від конденсатних насосів турбіни, послідовно проходить через охолоджувачі основних ежекторів і ежекторів ущільнень, сальниковий підігрівач, ПНТ-1, ПНТ-2, ПНТ-3, ПНТ-4 і поступає в деаератор $p = 6$ ата. Далі живильна вода прокачується живильним насосом через підігрівачі високого тиску: ПВТ-5, ПВТ-6, ПВТ-7 і поступає в котел.

Конденсат гріючої пари підігрівачів високого тиску через регулятори рівня каскадно зливається з ПВТ-7 в ПВТ-6, з ПВТ-6 в ПВТ-5 і з ПВТ-5 відводиться в деаератор. При низьких навантаженнях схемою передбачено відведення конденсату в деаератор після ПВТ-6, а з ПВТ-5 в ПНТ-4.

Конденсат гріючої пари підігрівачів низького тиску відводиться наступним чином: з ПНТ-4 через регулятор рівня в ПНТ-3, з ПНТ-3 одним зливним насосом в лінію основного конденсату після ПНТ-3, з ПНТ-2 одним зливним насосом в лінію основного конденсату за ПНТ-2, з ПНТ-1 через регулятор рівня в конденсатор. Крім того, схемою передбачено відведення конденсату з ПНТ-4, ПНТ-3 і ПНТ-2 через регулятор рівня в конденсатор при низьких навантаженнях або виході з ладу зливних насосів.

Підігрівачі представляють собою вертикальні поверхневі теплообмінні апарати.

Сальниковий підігрівач призначений для відсмоктування і використання теплоти пари, яка поступає з кінцевих лабіринтових ущільнень турбіни і штоків клапанів.

Конденсаційна установка призначена для конденсації відпрацьованої в турбіні пари, створення і підтримання в конденсаторі необхідного вакууму і відкачування конденсату через систему регенерації в деаератор.

Конденсаційна установка складається з:

1. Конденсаторної групи (два конденсатори).
2. Конденсаційних насосів.
3. Основних ежекторів.
4. Пускового ежектора.
5. Ежектора ущільнень.

Відпрацьована в турбіні пара надходить у міжтрубний простір **конденсатора**, охолоджується циркуляційною водою. Конденсат відпрацьованої пари поступає в конденсатозбірник звідки конденсатними насосами через систему регенерації відкачується в деаератор.

Для початкового створення вакууму в конденсаторі при пуску турбіни і підтриманні його під час нормальної роботи, конденсаційна установка обла-

дана пусковим і основними ежекторами, які відсмоктують пароповітряну суміш з вакуумної системи турбоагрегату. **Ежектор** являє собою пароструменевий компресор триступеневого стиснення з проміжним охолодженням пароповітряної суміші.

Деаераційні установки на енергоблоках 100 МВт складаються з деаераційної установки з двома деаераторами $p = 6 \text{ кгс/см}^2$, які запаралелені між собою по воді і парі, і деаераційної установки з одним деаератором атмосферного тиску ($0,2 \text{ кгс/см}^2$).

Деаераційна установка з деаератором $p = 6 \text{ кгс/см}^2$ призначена для:

- а) видалення з живильної води корозійно-активних газів: кисню і вільної вуглекислоти;
- б) створення запасу води в акумуляторних баках, які забезпечують безперебійне живлення котлів протягом 15-20 хв;
- в) підігріву живильної води.

Деаераційна установка з деаератором $p = 0,2 \text{ кгс/см}^2$ призначена для:

- а) видалення корозійно-активних газів (кисню і вільної вуглекислоти) з хімічно знесоленої води (ХОВ) і дренажу баків;
- б) підігріву ХОВ і дренажу баків;
- в) поповнення втрат пари і конденсату в циклі при нормальній роботі і пусках блоків;
- г) заповнення котлів деаерованою водою.

Деаераційна колонка складається з корпусу з шаром насадок, паровою коробкою та труби перегрітої пари. Шар насадки товщиною 500 мм розміщений в циліндричному каркасі, зверху і знизу закритому сіткою та решіткою.

Принцип роботи деаератора базується на законах розчинності газів в рідині: кількість розчиненого в рідині газу зменшується при підвищенні температури рідини і зниженні парціального тиску газу у просторі над

рідиною. В процесі нагрівання з води видаляються усі розчинені в ній гази. Живильна вода після деаератора повинна задовольняти вимогам правил технічної експлуатації.

Генератор типу ТВФ-120-2 виконаний з безпосереднім охолодженням обмотки ротора і непрямим охолодженням обмотки статора воднем.

Водень у корпусі генератора циркулює за допомогою вентиляторів, встановлених на валу ротора з обох сторін.

Теплота, яка виділяється генератором, відводиться шістьма горизонтальними газоохолоджувачами, встановленими всередині корпуса генератора вздовж осі машини.

4.3. Теплофікаційна установка блоку №1

Теплофікаційна установка складається з:

1. Бойлерної установки.
2. Мережевих і підкачувальних насосів.
3. Установки підживлення тепломережі.

Бойлерна установка призначена для підігріву мережевої води парою з опалювальних відборів турбіни і відкачування дренажу гріючої пари відборів у трубопровід основного конденсату.

Бойлерна установка складається з двох **мережевих підігрівачів** та трьох конденсатних насосів.

Мережева вода послідовно підкачувальними насосами прокачується через два мережеві підігрівачі і підводиться до всмоктувального колектора мережевих насосів. Тиск у водяному просторі кожного підігрівача повинен бути не більше 8 кгс/см^2 і не менше $2,0 \text{ кгс/см}^2$ (мінімально-припустимий підпір на всмоктуванні мережевих насосів).

Гріюча пара поступає в мережеві підігрівачі № 1, 2 з нижнього і верхнього опалювальних відборів турбіни відповідно. Абсолютний тиск в кожному відборі, тобто в паровому просторі відповідного підігрівача регулюється в наступних межах: нижній опалювальний відбір $0,3-2,0$ кгс/см²; верхній опалювальний відбір – $0,6-2,5$ кгс/см².

Конденсат гріючої пари відкачується з конденсатозбірників мережевих підігрівачів № 1,2 конденсатними насосами і подається в магістраль основного конденсату перед регенеративними підігрівачами ПНТ 1 та ПНТ 2 відповідно.

З двох **конденсатних насосів**, які обслуговують мережевий підігрівач МП 1, зазвичай в роботі знаходиться один, а другий є резервним, постійно заповнений водою і готовий до пуску. При аварійному виході з ладу працюючого насоса вмикається резервний насос. Мережеві підігрівачі являють собою горизонтальні теплообмінники поверхневого типу. Гріюча пара поступає в підігрівач з відповідного опалювального відбору турбіни і, конденсуючись на трубному пучку, нагріває мережеву воду. Пароповітряна суміш відводиться з підігрівача через повітроохолоджувач. Утворений конденсат зливається в нижню частину корпусу, а звідти в деаераційний конденсатозбірник.

Установка підживлення тепломережі призначена для поповнення втрат в теплових мережах і підтримання заданого тиску у зворотних теплофікаційних магістралях та складається з вакуумно-деаераційної установки і підживлювальних насосів.

Вакуумно-деаераційна установка призначена для видалення з підживлювальної води корозійно-активних газів (кисню і вуглекислого газу) і подачі її в тепломережу. Деаерація пом'якшеної води здійснюється в вакуумному деаераторі. При цьому з води виділяються розчинені в ній гази (O_2 ; CO_2), які видаляються ежектором в атмосферу. З вакуумного деаератора

вода зливається в бак підживлювальної води, звідки підживлювальними насосами подається в зворотну магістраль теплових мереж.

5. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ПЕРЕБУВАННІ НА ТЕЦ

Під час перебування на станції треба дотримуватись правил техніки безпеки підприємства. Студенти повинні рухатись групою за керівником і виконувати вимоги та розпорядження відповідального працівника ТЕЦ. В разі виникнення нестандартної (аварійної) ситуації необхідно залишити приміщення у відповідності до плану евакуації.

До початку лабораторної роботи студенти зобов'язані підготувати протокол досліджень, а під час проведення лабораторної не відвертатися на інші справи.

Студентам забороняється:

- вставати на бар'єри площадок, запобіжні кожухи підшипників, муфти та інших деталей механізмів, що обертаються, а також на трубопроводи, конструкції і перекриття, які не передбачені для проходу по ним і не мають спеціальних огорож;
- торкатися оголених кінців кабелю і електропроводів, механізмів, що обертаються і обладнання (насосів, електродвигунів та ін.);
- знаходитись без дозволу викладача поблизу фланцевих з'єднань і арматури трубопроводів, запобіжних клапанів та ін.;
- ходити по слизьким поверхням, вкритим мастилом або водою, а також знаходитись в місцях, огорожених для ремонтних робіт;
- курити в цехах.

6. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ОБРОБКИ РЕЗУЛЬТАТІВ

Під час проведення лабораторної роботи вимірюються основні технічні характеристики роботи блоку штатними приладами, встановленими на місцевому і блочному щитах управління ПТУ. Отримані данні заносяться в таблицю 6.1.

Розрахунки основних енергетичних показників блоку проводяться на основі експериментальних досліджень за відповідними формулами у наведеній нижче послідовності і заносяться до таблиці 5.

Повна витрата теплоти на турбіну на виробництво теплоти й електричної енергії, кВт:

$$B \cdot Q_H^P \cdot \eta_{ПК} = Q_O = D_O (h_O - h_{ЖВ}), \quad (6.1)$$

де B – загальна витрата палива на ТЕЦ, м³/с або кг/с; Q_H^P – нижча теплота згоряння палива, що приймається рівним для мазуту 40000 кДж/кг і 33200 кДж/м³ для газу або умовного палива; $\eta_{ПК}$ – ККД парового котла; що визначається за параметрами пари перед турбіною p_0, t_0 ; D_O – витрата пари на турбіну, кг/с; h_O – ентальпія пари перед турбіною, кДж/кг, $h_{ЖВ}$ – ентальпія живильної води на вході в ПК, кДж/кг.

З рівняння (6.1) загальна витрата палива на ТЕЦ дорівнює:

$$B = \frac{D_O (h_O - h_{ЖВ})}{Q_H^P \cdot \eta_{ПК}}. \quad (6.2)$$

Кількість теплоти, відпущеної тепловому споживачу, кВт:

$$Q_{ВІД} = c_{рв} \cdot G_{МВ} (\tau_{МП1} - \tau_{МП2}), \quad (6.3)$$

де $c_{рв} = 4,19$ кДж / (кг К) – середня ізобарна теплоємність води;

$G_{МВ}$ – витрата мережевої води, кг/с, $\tau_{МП1}$ $\tau_{МП2}$ – температура прямої і зворотної мережевої води, °С.

Таблиця 5. Зведена таблиця результатів дослідження та обробки даних

Параметри	Поз-ня	Одиниці	Знач-ня
Потужність турбоагрегату	$N_{\text{ЕЛ}}$	МВт	
Тиск пари перед турбіною	p_0	МПа	
Температура пари перед турбіною	t_0	°С	
Тиск відпрацьованої пари	p_K	МПа	
Витрата пари на турбіну	D_0	т/год	
Температура живильної води	$t_{\text{ЖВ}}$	°С	
Витрата мережевої води через бойлер	$G_{\text{МВ}}$	т/год	
Температура прямої мережевої води	$t_{\text{МП1}}$	°С	
Температура зворотної мережевої води	$t_{\text{МП2}}$	°С	
Температура конденсату відпрацьованої пари	t_K	°С	
Ентальпія конденсату відпрацьованої пари	h_K	кДж/кг	
Ентальпія пари перед турбіною	h_0	кДж/кг	
Ентальпія живильної води	$h'_{\text{ЖВ}}$	кДж/кг	
Витрата палива	B	м ³ /с	
Витрата теплоти на турбіну	Q_T	кВт	
Кількість відпущеної теплоти тепловому споживачу	$Q_{\text{ВІД}}$	кВт	
Витрата теплоти на виробництво електроенергії	$Q_{\text{ЕЛ}}$	кВт	
Питома витрата теплоти на виробництво електроенергії	$q_{\text{ЕЛ}}$	кВт	
Витрата палива на виробництво електроенергії	$B_{\text{ЕЛ}}$	м ³ /с	
Питома витрата палива на виробництво електроенергії	$b_{\text{ЕЛ}}$	м ³ /ГДж	
ККД паротурбінної установки по виробництву електроенергії	$\eta_{\text{ЕЛ}}$	%	
Питома витрата пари на виробництво електроенергії	d_0	кг/ГДж	
Витрата палива на відпуск теплоти з відбору	$B_{\text{ВІД}}$	м ³ /с	
Питома витрата палива на відпуск теплоти	$b_{\text{ВІД}}$	м ³ /ГДж	
Економія палива при комбінованому способі енерговиробництва	ΔB	м ³ /рік	

Якщо відомо $Q_{\text{ВІД}}$, то з рівняння (6.3) можна визначити витрату мережевої води $G_{\text{МВ}}$.

Витрата палива на відпуск теплоти з теплофікаційних відборів:

$$B_{\text{ВІД}} = \frac{Q_{\text{ВІД}}}{Q_{\text{Н}}^{\text{P}} \cdot \eta_{\text{ПК}}} \quad (6.4)$$

Питома витрата палива на відпуск теплоти, кг / ГДж:

$$b_{\text{ВІД}}^{\text{ТЕЦ}} = \frac{B_{\text{ВІД}}}{Q_{\text{ВІД}}} \cdot 10^6 \quad (6.5)$$

Витрата теплоти на виробництво електроенергії, кВт:

$$Q_{\text{ЕЛ}} = Q_{\text{О}} - Q_{\text{ВІД}} \quad (6.6)$$

Витрата палива на виробництво електроенергії, кг / с:

$$B_{\text{ЕЛ}} = B - B_{\text{ВІД}} \quad (6.7)$$

Питома витрата палива на виробництво електроенергії, кг / ГДж:

$$b_{\text{ЕЛ}}^{\text{ТЕЦ}} = \frac{B_{\text{ЕЛ}}}{N_{\text{ЕЛ}}} \cdot 10^6, \quad (6.8)$$

де $N_{\text{ЕЛ}}$ – електрична потужність турбогенератора, кВт, визначена штатним приладом.

Питома витрата теплоти на виробництво електроенергії:

$$q_{\text{ЕЛ}}^{\text{ТЕЦ}} = \frac{Q_{\text{ЕЛ}}}{N_{\text{ЕЛ}}} \quad (6.9)$$

ККД паротурбінної установки з виробництва електроенергії:

$$\eta_{\text{ЕЛ}}^{\text{ТЕЦ}} = \frac{1}{q_{\text{ЕЛ}}^{\text{ТЕЦ}}} \cdot 100\% \quad (6.10)$$

Питома витрата пари на виробництво електроенергії, кг / ГДж:

$$d_{\text{О}}^{\text{ТЕЦ}} = \frac{D_{\text{О}} \cdot 10^6}{N_{\text{ЕЛ}}} \quad (6.11)$$

Відносний електричний ККД турбогенератора:

$$\eta_{\text{ОЕЛ}} = \eta_{\text{oi}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{Г}}, \quad (6.12)$$

де η_{oi} – внутрішній відносний ККД турбіни; $\eta_{\text{Г}}$ – ККД електрогенератора, $\eta_{\text{Г}} = 0,98-0,99$; $\eta_{\text{М}}$ – механічний ККД, який враховує втрати на тертя в підшипниках та ін. (табл. 1):

Економія палива на ТЕЦ при комбінованому способі енерговиробництва у порівнянні з роздільною схемою енергопостачання, кг / рік:

$$\Delta B = N_{\text{ЕЛ}} (114 - b_{\text{ЕЛ}}^{\text{ТЕЦ}}) \cdot 25,2 \cdot 10^6. \quad (6.13)$$

7. ВИМОГИ ДО ЗВІТУ

Складання звіту з лабораторної роботи та її захист – завершальний етап проведення дослідження роботи ПТУ.

Звіт включає в себе:

- 1) принципову теплову схему ПТУ з нанесенням на неї основних параметрів і напрямків руху основних потоків пари і конденсату;
- 2) технічну характеристику ПТУ;
- 3) протоколи первинних вимірювань;
- 4) зображення процесу розширення пари в h-s діаграмі;
- 5) результати розрахунків основних енергетичних показників ПТУ.

8. КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. На яких електростанціях виробляється електрична енергія?
2. Як класифікуються електричні станції?
3. Назвіть основні агрегати теплової електричної станції?
4. Дайте пояснення до теплової схеми ТЕЦ.
5. Принцип роботи парової турбіни.
6. Для чого використовують конденсатор?

7. Як визначити ККД ТЕЦ?
8. Що таке адіабатний наявний теплоперепад в турбіні?
9. Що таке дійсний теплоперепад в турбіні?
10. Дайте визначення внутрішнього відносного ККД турбіни.
11. Наведіть формулу для визначення витрати палива.
12. Для чого використовують ПНТ та ПВТ в тепловій схемі ТЕЦ?
13. Чому дорівнює кількість теплоти, відпущеної тепловому споживачу?
14. Чому дорівнює повна витрата теплоти на турбіну на виробництво теплоти й електричної енергії?

ВИСНОВКИ

Лабораторна робота дозволить поглибити знання конструктивних особливостей та принципи роботи котельного агрегату типу ТГМ-96А і турбіни типу Т-100/120-130 з допоміжним обладнанням; режимів роботи теплоелектроцентралі. Дозволить навчити студентів визначити основні параметри водяної пари в характерних точках теплового циклу і за результатами отриманих експериментальних даних здійснити розрахунок енергетичних та техніко-економічних показників ТЕЦ при заданому режимі роботи.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Технологія виробництва електричної енергії: підручник / В.В. Дубровська, В.І. Шкляр – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 316с.
2. Джерела енергії: підручник / Шкляр В.І., Дубровська В.В. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2018. – 336 с.
3. Константинов С.М., Панов Є.М. Теоретичні основи теплотехніки: Підручник. – К.: «Золоті ворота», 2012. – 592 с.
4. Б.Х. Драганов, А.А. Долінський, А.В. Міщенко, Є.М. Письменний. Теплотехніка: Підручник – Київ: «ІНКОС»., 2005. – 504 с.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Технологія виробництва електричної енергії: підручник / В.В. Дубровська, В.І. Шкляр – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 316с.
2. Джерела енергії: підручник / Шкляр В.І., Дубровська В.В. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2018. – 336 с.
3. Константинов С.М., Панов Є.М. Теоретичні основи теплотехніки: Підручник. – К.: «Золоті ворота», 2012. – 592 с.
4. Інструкція з експлуатації турбоагрегату с турбіною типу Т-100-130. Затверджено головним інженером ТЕЦ-5 Б.Ф. Стівбуном, 2001. – 174 с.
5. Інструкція з експлуатації котлоагрегату типу ТГМ-96А. Затверджено головним інженером ТЕЦ-5 Б.Ф.Стівбуном, 2006. – 80с.
6. Інструкція з експлуатації теплофікаційних установок енергоблоків 100 и 250/300 МВт. Затверджено головним інженером ТЕЦ-5 Б.Ф. Стівбуном, 2006. – 174 с.
7. Б.Х. Драганов, А.А. Долінський, А.В. Міщенко, Є.М. Письменний. Теплотехніка: Підручник – Київ: «ІНКОС»., 2005. – 504 с.