

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

**РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ СХЕМ
ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК**

**Розрахунково-графічна робота
з дисциплін «Турбіни АЕС», «Експлуатація енергетичного обладнання
електростанцій»**

Навчальний посібник

Рекомендовано методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за освітніми програмами «Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем», «Атомні електричні станції» та «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій» спеціальностей 142 «Енергетичне машинобудування», 143 «Атомна енергетика», 144 «Теплоенергетика»

Електронне мережеве навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського

2024

Укладачі	<i>Черноусенко Ольга Юрійвна, докт. техн.наук, професор</i> <i>Бутовський Леонід Сергійович, канд. техн. наук, доцент</i> <i>Власенко Ольга Володимірівна, докт. філос., асистент</i>
Рецензент	<i>Туз Валерій Омелянвич, д.т.н., професор,</i> <i>КПІ ім. Ігоря Сікорського</i>
Відповідальний редактор	<i>Сірий Олександр Анатолійович, к.т.н, доцент,</i> <i>КПІ ім. Ігоря Сікорського</i>

Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(Протокол № 8 від 20.06.2024 р.)
за поданням Вченої ради навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики
(Протокол № 12 від 10.06.2024 р.)

Розрахунки теплових схем паротурбінних установок. Розрахунково-графічна робота з дисциплін «Турбіни АЕС», «Експлуатація енергетичного обладнання електростанцій» [Електронний ресурс]: навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освітніми програмами: «Інженерія і комп'ютерні технології теплоенергетичних систем» спец. 142 «Енергетичне машинобудування»; «Атомні електричні станції» спец. 143 «Атомна енергетика»; «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій» спец. 144 «Теплоенергетика» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: О.Ю. Черноусенко та ін. – Електрон. текст. дані (1 файл: 0,5 МБайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 47 с.

У посібнику викладено методику розрахунку принципів теплових схем паротурбінних установок, а саме розрахунки процесу в h-s діаграмі, параметрів відборів пари на регенерацію, витрати пари на підігрів конденсату і живильної води, тепловий баланс підігрівачів, розрахунки ефективності використання схеми регенерації. Розрахунок теплових схем парових турбін дає можливість поглибити та закріпити знання фізичних процесів, які мають місце при використанні регенеративного підігріву води і можуть бути використані в процесі майбутньої експлуатації турбінного обладнання.

УДК [621.165+621.438](075.8)

Реєстр № НП 21/02-2023 Обсяг 1,0 авт. арк.
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Проспект Берестейський, 37, м. Київ, 03056
<https://kpi.ua>

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

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024

ЗМІСТ

Основні умовні позначення та скорочення.....	5
Вступ.....	7
1 Ефективність регенеративного підігріву живильної води та вибір теплової схеми паротурбінної установки.....	8
2 Принципові теплові схеми паротурбінних установок.....	10
2.1 Теплова схема паротурбінної установки на середні початкові параметри пари.....	10
2.2 Теплова схема конденсаційної паротурбінної установки на високі початкові параметри пари.....	13
3 Методика розрахунку теплових схем паротурбінної установки	14
3.1 Мета розрахунку.....	14
3.2 Вихідні величини при розрахунку.....	14
3.3 Визначення величини підігріву живильної води в підігрівачах.....	15
3.4 Визначення температури живильної води на вході та виході з кожного підігрівача	15
3.5 Визначення температури насичення гріючої пари відповідного відбору.....	15
3.6 Визначення тиску гріючої пари в регенеративних відборах турбіни.....	16
3.7 Побудування в $h - s$ - діаграмі попереднього процесу розширення пари в турбіні.....	16
3.8 Визначення загальної витрати пари на турбіну з урахуванням регенеративних відборів.....	20
3.8.1 Визначення відносної витрати пари з I (першого) регенеративного відбору α_I , що йде на ПВТ.....	20
3.8.2 Визначення відносної витрати пари з II регенеративного відбору α_{II} , що йде на деаератор.....	20
3.8.3 Визначення відносної витрати пари з III регенеративного відбору α_{III} , що йде на ПНТ.....	21

3.8.4 Визначення приведеної внутрішньої роботи 1 кг пари та загальної витрати пари на турбіну.....	22
3.9 Визначення абсолютних витрат пари на підігрівачі живильної води з відповідних регенеративних відборів турбіни.....	23
3.10 Визначення витрат пари через ступені відповідних відсіків турбіни.....	24
3.11 Визначення ефективності регенеративного підігріву живильної води	24
3.11.1 Для паротурбінної установки з регенерацією питомі показники.....	24
3.11.2 Для паротурбінної установки без регенерації показники.....	25
4 Особливості розрахунку теплової схеми теплофікаційної паротурбінної установки з одним регулюючим відбором пари.....	27
5 Приклад розрахунку теплової схеми конденсаційної паротурбінної установки на високі початкові параметри пари.....	35
Рекомендована література.....	45
Додаток А. Температура і питома ентальпія води на лінії насичення.....	46
Додаток Б. Варіанти завдань розрахунку теплових схем парових турбін.....	47

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

- $\alpha_{\text{еж}}$ – доля відбору пари на ежектор;
- $\alpha_{\text{б}}$ – доля відбору пари на бойлери;
- $\alpha_{\text{ут}}$ – доля витікання пари через штоки клапанів;
- $\alpha_{\text{ущ}}$ – доля витікання пари через ущільнення;
- $\alpha_{\text{д}}$ – доля відбору пари на деаератор;
- $\alpha_{\text{I}}, \alpha_{\text{II}}, \alpha_{\text{IV}}, \alpha_{\text{V}}, \alpha_{\text{VI}}$ – відносні відбори пари у відповідні підігрівачі;
- h_0 – ентальпія пари перед стопорним клапаном, кДж/кг;
- h_0' – ентальпія пари перед турбіною, кДж/кг;
- $h_{\text{еж}}$ – ентальпія пари, що подається на ежектор, кДж/кг;
- h_i – ентальпія пари у відповідних відборах, води на виході з відповідних підігрівачів;
- $h_{\text{к}}$ – ентальпія води на виході з конденсатора, кДж/кг;
- $h_{\text{к.б}}$ – ентальпія конденсату бойлерів, кДж/кг;
- $h_{\text{ж.в}}$ – ентальпія живильної води, кДж/кг;
- $N_{\text{ел}}$ – електрична потужність турбіни, МВт;
- P_0 – тиск пари перед стопорним клапаном, МПа;
- P_0' – тиск пари перед турбіною, МПа;
- $P_{\text{к}}$ – тиск пари в конденсаторі, МВт;
- $P_{\text{еж}}$ – тиск пари, що подається до ежектора, МПа;
- P_i – тиск в підігрівачах і відповідних відборах пари, МПа;
- t_0 – температура пари перед стопорним клапаном, $^{\circ}\text{C}$;
- t_0' – температура пари перед турбіною, $^{\circ}\text{C}$;
- $t_{\text{ж.в}}$ – температура живильної води, $^{\circ}\text{C}$;
- $t_{\text{к}}$ – температура конденсату, $^{\circ}\text{C}$;
- $t_{\text{к.і}}$ – температура конденсату на виході з відповідного підігрівача, $^{\circ}\text{C}$;
- $t_{\text{в.і}}$ – температури води на виході з відповідного підігрівача, $^{\circ}\text{C}$;
- $t_{\text{д}}$ – температура води на виході з деаератора, $^{\circ}\text{C}$;
- H_0 – теоретичний теплоперепад на турбіну, кДж;
- H_i – дійсний теплоперепад на турбіну, кДж/кг;

$\eta_m, \eta_{oe}, \eta_{oi}, \eta_{oel}$ – відносні механічний, ефективний, внутрішній, електричний коефіцієнти корисної дії;

D_0, G_0 – витрата пари на турбіну, т/год; кг/с;

B_e – витрата умовного палива;

d_e – питома витрата пари, кг/кВт·год;

q_e – питома витрата теплоти, кДж/кВт·год;

Д – деаератор;

ДН – дренажний насос;

ЕЖ – ежектор;

К – конденсатор;

КА – котельний агрегат;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КН – конденсатний насос;

ПН – живильний насос;

ПВТ – підігрівач високого тиску;

ПНТ – підігрівач низького тиску;

ПТУ – паротурбінна установка.

ВСТУП

Сучасні парові турбіни є основним двигуном теплових та атомних електростанцій, значимість яких для енергетики визначається потребами країни в енергетиці [1]. Парові турбіни призначені для сумісного вироблення електричної енергії і теплоти, що підвищує ступінь корисного використання теплоти органічного та ядерного палива [2].

Загальна вимога до паротурбінних установок – це висока економічність. На цей показник впливає багато факторів і серед них велике значення має регенеративний підігрів живильної води парою із відборів турбіни [3-5]. Тому проектування паротурбінної установки починається з вибору та розрахунку її теплової схеми.

Мета цього навчального посібника – ознайомлення студентів з принципами побудови теплових схем паротурбінних установок, їх основними елементами та видати рекомендації щодо вибору, аналізу та розрахунку [6].

В запропонованому методичному посібнику розглянуті основи розрахунку теплових схем паротурбінних установок на середні та високі початкові параметри пари конденсаційних парових турбін і турбін з комбінованим виробленням теплової та електричної енергії. Запропоновані розрахунки – це перший етап у виконанні курсового проекту з розрахунку парової турбіни студентами теплоенергетичних спеціальностей Навчально-наукового інституту атомної та теплової енергетики.

1 ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ПІДГРІВУ ЖИВИЛЬНОЇ ВОДИ ТА ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ

В паротурбінній установці (ПТУ), в якій застосовано регенеративний підігрів живильної води, витрата теплоти на утворення 1 кг пари менше, ніж в установці, в якій відсутній такий підігрів. Пояснюється це тим, що пара, яка відбирається з проміжних ступенів турбіни, при її конденсації в регенеративних підігрівачах віддає майже всю свою теплоту, враховуючи і приховану теплоту пароутворення, на підігрів живильної води, що подається до котельного агрегату. При цьому зменшуються втрати теплоти, що відводиться в конденсаторі з охолоджуючою водою.

Економічність паротурбінної установки за рахунок регенерації зростає зі збільшенням початкових параметрів пари та одиничної потужності турбіни. Так, наприклад, при середніх параметрах пари питома витрата теплоти може бути зменшена на (6 – 9) %, при високих параметрах – на (11 – 14) %, при надвисоких параметрах – на (16 – 18) % у порівнянні з конденсаційною установкою без регенеративних відборів.

Окрім початкових параметрів пари на ефективність регенеративного підігріву живильної води впливають також число ступенів підігріву (число відборів пари на регенерацію) та кінцева температура підігріву живильної води. Збільшення кількості регенеративних відборів підвищує коефіцієнт корисної дії (ККД) паротурбінної установки (ПТУ). Однак термодинамічний аналіз показує, що з додаванням кожного нового відбору відносна доля збільшення економічності ПТУ зменшується, а складність установки, витрати металу та собівартість зростають. На підставі техніко-економічних розрахунків прийнято, що оптимальна кількість відборів пари на регенерацію становить для турбін: середнього тиску – (3 – 4); високого тиску – (5–7); надвисокого та надкритичного тиску – (8–9).

В залежності від потужності N_e турбіни число n відборів пари на регенерацію становить:

Таблиця 1.1 – Потужність турбіни

N_e , МВт	10-20	20-50	50-100	100-200	200-300
n	3-4	4-5	5-6	6-8	8-9

Оптимальна температура підігріву живильної води $t_{ж.в}$ залежить від початкових параметрів пари та кількості відборів пари на регенерацію. Її можна визначити за температурою насичення пари t_n при відповідному тиску P_0^n в котловому агрегаті за залежністю

$$t_{ж.в} = (0,65 \dots 0,75) \cdot t_n. \quad (1.1)$$

Тиск P_0^n , МПа оцінюється за залежністю

$$P_0^n = \frac{P_0}{0,9}, \quad (1.2)$$

де P_0 - початковий тиск пари перед турбіною, МПа.

Знаючи P_0^n , за таблицями [7] визначаємо t_n , а потім за вказаною залежністю знаходимо $t_{ж.в}$. Орієнтовні значення температури підігріву живильної води в залежності від початкового тиску пари перед турбіною наступні.

Таблиця 1.2 – Температура підігріву живильної води

P_0 , МПа	2,9	3,5	2,0	13,0	24,0
$t_{ж.в}$, °C	145	155	215	235	260

Сумарна витрата пари на регенеративний підігрів живильної води залежить від теплової схеми ПТУ, потужності турбіни, початкових параметрів пари та інших факторів і становить (15 – 30)% від загальної витрати пари на турбіну.

Вибір теплової схеми ПТУ в основному визначається типом і заданою потужністю парової турбіни, а також початковими та кінцевими параметрами пари. Вона має бути, за можливості, простою. Її елементи повинні бути надійними в роботі та мати високі техніко-економічні показники.

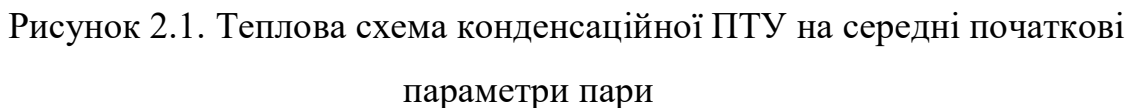
2 ПРИНЦИПОВІ ТЕПЛОВІ СХЕМИ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

2.1 Теплова схема паротурбінної установки на середні початкові параметри пари

В схемі, що показана на рис. 2.1, передбачені три ступеня підігріву живильної води. Підігрівачі низького тиску (ПНТ) та високого тиску (ПВТ) є підігрівачами поверхневого типу, а деаератор (Д) – змішаного типу. Останній працює при тиску $P_d = (0,115...0,012)$ МПа, тому він відноситься до класу деаераторів атмосферного типу. Перший регенеративний відбір пари з турбіни іде на ПВТ; другий – на деаератор; третій – на ПНТ. Конденсат гріючої пари з ПВТ самопливом надходить до деаератора, а з ПНТ – в конденсатор (може також подаватися окремим дренажним насосом безпосередньо в деаератор або в лінію живильної води (як, наприклад, в схемі, що зображено на рис. 2.2). Всі потоки конденсату гріючої пари відборів та живильна вода, що потрапляють в деаератор, відкачуються живильним насосом і через ПВТ надходять до котлового агрегату. Температура живильної води після ПНТ зазвичай складає $(70...75)^\circ\text{C}$, після деаератора – $(103...105)^\circ\text{C}$, а за ПВТ – $(145...155)^\circ\text{C}$.

В теплових схемах ПТУ передбачається наявність пускового та основного ежекторів (ЕЖ) для видалення пароповітряної суміші з конденсатора. На тепловій схемі зображено лише основний ежектор. В якості основних ежекторів використовують двохступінчаті ежектори (для турбін невеликої та середньої потужності) та трьохступінчаті (для турбін вище 50 МВт).

Робоча пара до ежектора підводиться як від головної парової магістралі, попередньо редукуючись в спеціальному пристрої до тиску $(0,8...1,8)$ МПа, так і від відповідного регенеративного відбору. В останньому випадку для забезпечення надійної роботи ежекторної установки регенеративний відбір варто вибрати таким, щоб при змінних режимах роботи ПТУ тиск пари на ежектор був не нижче за розрахунковий робочий.



В охолоджувачі основного ежектора (ОЕ) при конденсації робочої пари ежектора та пари пароповітряної суміші з конденсатора нагрів живильної води складає $(5...8)^{\circ}\text{C}$ для конденсаційних турбін і $(9...10)^{\circ}\text{C}$ для теплофікаційних турбін із регульованим відбором пари. Конденсат робочої пари ежектора надходить до конденсатора, після чого, разом з конденсатом відпрацьованої в

турбіні пари конденсатним насосом (КН), спрямовується в систему регенеративного підігріву живильної води.

Теплова схема теплофікаційної паротурбінної установки на середні початкові параметри пари з одним регульованим відбором пари відрізняється від теплової схеми конденсаційної ПТУ тим, що регульований відбір пари на теплофікаційні потреби з розрахунковим тиском (0,115...0,12) МПа суміщено з відбором пари на деаератор (рис. 2.1). Конденсат гріючої пари бойлерів α_δ в цьому випадку повертається в деаератор.

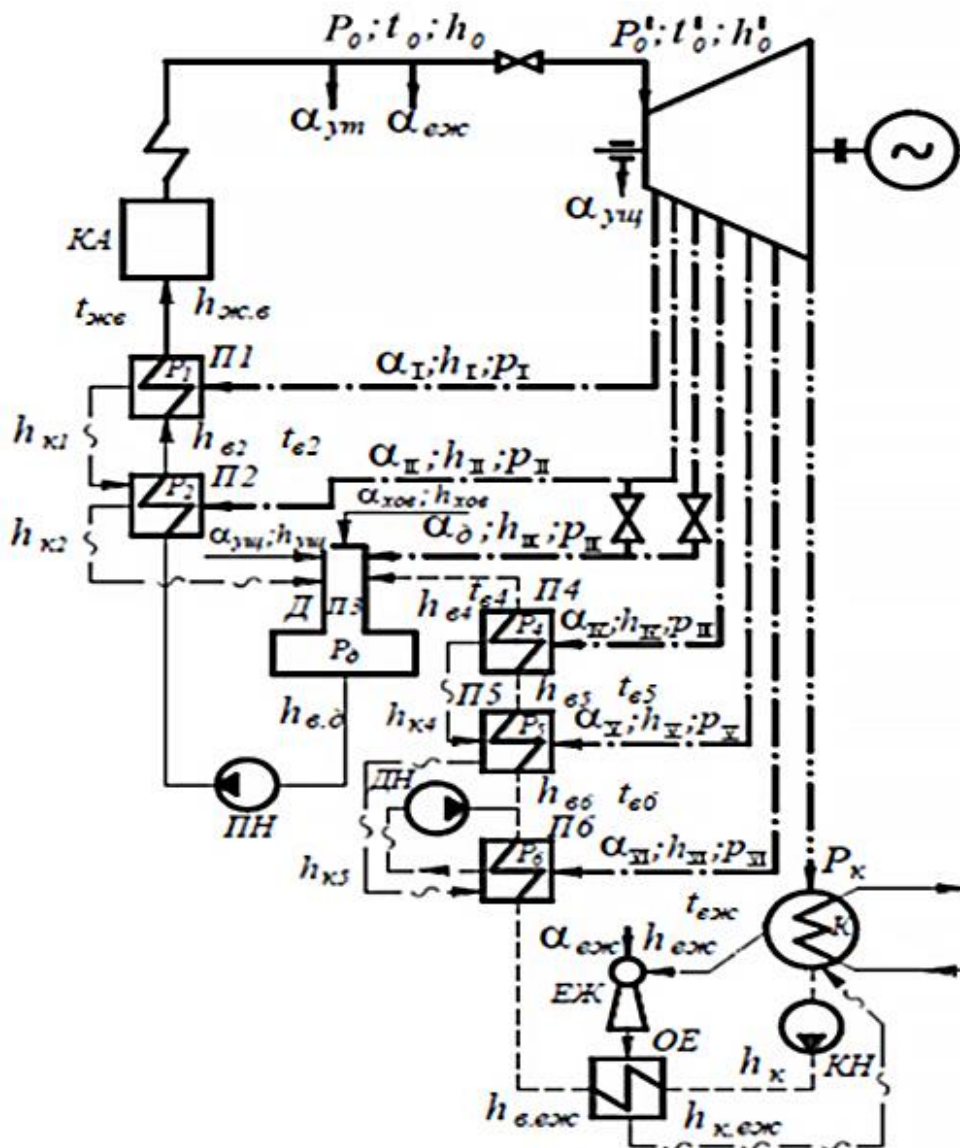


Рисунок 2.2. Теплова схема конденсаційної ПТУ на високі початкові параметри пари

2.2 Теплова схема конденсаційної паротурбінної на високі початкові параметри пари

В схемі, що наведено на рис. 2.2, збільшено кількість регенеративних відборів пари до шести. Схема включає два ПВТ (П1, П2), деаератор і три ПНТ (П4, П5, П6). На відміну від теплової схеми конденсаційної ПТУ на середні початкові параметри пари, тут встановлюється деаератор підвищеного тиску. Гріюча пара на деаератор з тиском (0,6...0,7) МПа відбирається з третього відбору турбіни. Крім того, при понижених навантаженнях (нижче 0,85 від номінальної потужності) є можливість направити пару в деаератор від другого відбору, що йде на підігрівач П2, тиск в якому становить 1,4 МПа на розрахунковому режимі. Температура живильної води на виході з деаератора становить (155...165)°C.

В підігрівачах високого тиску застосовується каскадне відведення конденсату гріючої пари. Загальний конденсат пари з підігрівачів високого тиску спрямовується в деаератор, а з ПНТ (П5) дренажним насосом (ДН) поступає в лінію живильної води за тим же підігрівачем П5. Є можливими також схеми подачі конденсата гріючої пари з ПНТ безпосередньо в деаератор або в конденсатор турбіни. Основний конденсат відпрацьованої в турбіні пари разом з конденсатом робочої пари ежектора подається на всмоктування конденсаційного насосу (КН) і потім спрямовується в систему регенеративного підігріву живильної води, де вона підігрівається до температури $\approx 215^{\circ}\text{C}$.

З МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВИХ СХЕМ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

3.1 Мета розрахунку

Метою розрахунків теплової схеми паротурбінної установки є визначення тиску пари регенеративних відборів турбіни, загальної витрати пари на турбіну з урахування відборів пари на регенеративний підігрів живильної води, витрати пари в регенеративних відборах турбіни, витрати пари через відповідні відсіки турбіни.

3.2 Вихідні величини при розрахунку

При розрахунку теплової схеми ПТУ вихідними величинами являються:

1. Електрична потужність турбіни N_e ; початкові параметри пари P_0 та t_0 ; тиск пари в конденсаторі P_K ; температура конденсату на виході з конденсатора

$$t_K = t_H - (1 \dots 2) ^\circ\text{C}, \quad (3.1)$$

де t_H – температура насичення пари, що відпрацювала в турбіні, $t_H = f(P_K)$, визначається по P_K з $h-s$ – діаграми або з таблиць [5]; $(1 \dots 2) ^\circ\text{C}$ – величина переохолодження конденсату.

2. Температура живильної води після охолоджувача ежектора

$$t_{\text{еж}} = t_K + \Delta t_{\text{еж}}, \quad (3.2)$$

де $\Delta t_{\text{еж}}$ – величина нагріву живильної води в охолоджувачі ежектора, для конденсаційних турбін $\Delta t_{\text{еж}} = (5 \dots 8) ^\circ\text{C}$; для теплофікаційних турбін $\Delta t_{\text{еж}} = (9 \dots 10) ^\circ\text{C}$.

3. Температура живильної води після деаератора:

для деаератора атмосферного типу $t_d = (103 \dots 105) ^\circ\text{C}$; для деаератора підвищеного тиску ($P_d=(0,6\dots0,7)$ МПа, $t_d = (155 \dots 165) ^\circ\text{C}$.

4. Температура живильної води на вході в котлоагрегат – $t_{\text{ж.в.}}$.

3.3 Визначення величини підігріву живильної води в підігрівачах

В підігрівачах низького тиску, враховуючи і деаератор, підігрів живильної води визначається за формулою:

$$\Delta t_1 = \frac{t_d - t_{ej}}{z_1 + 1}, \quad (3.3)$$

де z_1 – кількість ПНТ.

В підігрівачах високого тиску (за деаератором) підігрів є таким:

$$\Delta t_2 = \frac{t_{ж.в} - t_d}{z_2}, \quad (3.4)$$

де z_2 – кількість ПВТ.

3.4 Визначення температури живильної води на вході та виході з кожного підігрівача

Ці та наступні питання методики розрахунку теплової схеми можна розглянути на прикладі ПТУ конденсаційного типу на середні початкові параметри пари (див. рис. 2.1), коефіцієнт відбору пари в бойлери $\alpha_\delta = 0$):

- для ПНТ: на вході $t_{в.еж}$; на виході $t_{вз} = t_{еж} + \Delta t_1$;
- для деаератора: на вході $t_{вз}$; на виході $t_{в.д}$;
- для ПВТ: на вході $t_{в.д}$; на виході $t_{ж.в}$.

3.5 Визначення температури насичення гріючої пари відповідного відбору

Пара, що відбирається із регенеративних відборів турбіни повинна забезпечити за кожним підігрівачем розрахункову температуру живильної води. Для цього температура насичення $t_{ки}$ гріючої пари повинна бути вище температури $t_{вi}$ живильної води на виході з підігрівача на величину температурного недогріву δt , що приймається рівним $\delta t = (4 \dots 7) ^\circ\text{C}$. Наявність параметра δt пов'язана з термічним опором поверхні нагріву підігрівача.

В загальному вигляді температура насичення гріючої пари регенеративного відбору може бути визначена за наступною залежністю:

$$t_{Hi} = t_{gi} + \delta t = t_{gi} + (4 \div 7)^\circ\text{C}. \quad (3.5)$$

Для теплової схеми, що розглядається:

- температура насичення гріючої пари першого (I) відбору (для ПВТ)

$$t_{ki} = t_{ж.с} + (4 \div 7)^\circ\text{C}; \quad (3.6)$$

- температура насичення гріючої пари III відбору (для ПНТ)

$$t_{k3} = t_{III} + (4 \div 7)^\circ\text{C}; \quad (3.7)$$

- температура насичення гріючої пари відбору, що йде в деаератор (підігрівач змішувального типу), визначається за відомим тиском в деаераторі (P_d) [5], тобто $t_{к.д} = f(P_d)$.

3.6 Визначення тиску гріючої пари у регенеративних відборах турбіни

Тиск гріючої пари у відповідних відборах турбіни визначається за температурами насичення пари, що були отримані у підрозділі 3.5, тобто $P_i = f(t_{Hi})$ [5], а саме: в ПВТ – $P_I = f(t_{k1})$; в ПНТ – $P_{III} = f(t_{k3})$.

Тиск пари регенеративних відборів можна визначити, знаючи тиск пари у відповідних підігрівачах турбіни, приймаючи до уваги втрату тиску поміж патрубком регенеративного відбору і підігрівачем, яку можна оцінити у 5 %.

Таким чином: тиск гріючої пари відбору $P_I = 1,05P_1$; тиск гріючої пари III відбору $P_{III} = 1,05P_3$; тиск гріючої пари відбору, що йде на деаератор (атмосферного типу), складає $P_{II} = 1,05P_d$, де P_d – тиск пари в деаераторі, рівний (0,115...0,120) МПа.

3.7 Побудова в $h - s$ – діаграмі попереднього процесу розширення пари в турбіні

Процес розширення пари в турбіні в $h-s$ – діаграмі будується за відомими початковими і кінцевими параметрами пари. Окрім того, слід враховувати втрати тиску пари у клапанах турбіни і у вихлопному патрубку, а також орієнтовно задатися величиною відносно внутрішнього ККД турбіни.

Втрату тиску у стопорному і регулюючих клапанах можна прийняти рівною у (3 – 5) % від тиску пари перед турбіною. В даному випадку тиск пари перед соплами регулюючого ступеня турбіни, МПа:

$$P'_0 = (0,97 - 0,95)P_0, \quad (3.8)$$

де P_0 – тиск пари перед стопорним клапаном, МПа.

Втрата тиску у вихлопному патрубку турбіни визначається за формулою $\Delta P_k = P_2 - P_k = \lambda \left(\frac{C_n}{100}\right)^2 P_k$, із якої можна визначити тиск пари за останнім ступенем турбіни, МПа:

$$P_2 = P_k \left[1 + \lambda \left(\frac{C_n}{100}\right)^2 \right], \quad (3.9)$$

де P_k – тиск пари в конденсаторі турбіни, МПа; λ – дослідний коефіцієнт, який приймається в межах (0,03 ÷ 0,08); C_n – швидкість пари у вихлопному патрубку турбіни, м/с (для конденсаційних турбін $C_n = (80 \div 120)$ м/с; для турбін із протитиском – (40 ÷ 60) м/с).

Знаючи початкові та кінцеві параметри пари, за $h-s$ – діаграмою визначають загальний адіабатичний теплоперепад на турбіну, кДж/кг:

$$H_0 = h_0 - h_{2t}. \quad (3.10)$$

Для побудови в $h-s$ – діаграмі реального процесу розширення пари слід задатися значенням відносно-внутрішнього ККД турбіни в межах $\eta_{oi} \approx (0,78 \dots 0,83)$; його також можна оцінити за формулою $\eta_{oi} = \frac{\eta_{oe}}{\eta_m}$, де η_{oe} – відносно ефективний ККД турбіни (визначається за графіками, що наведено на рис. 3.1); η_m – механічний ККД турбіни (визначається за графіками рис. 3.2).

Тоді корисно використаний теплоперепад у турбіні, кДж/кг:

$$H_i = H_0 \cdot \eta_{oi}. \quad (3.11)$$

За вказаною методикою будується в $h - s$ - діаграмі попередній тепловий процес розширення пари в турбіні, який зображено на рис. 3.3. Там же нанесено ізобари тисків регенеративних відборів пари ($P_I; P_{II} = P_d; P_{III}$).

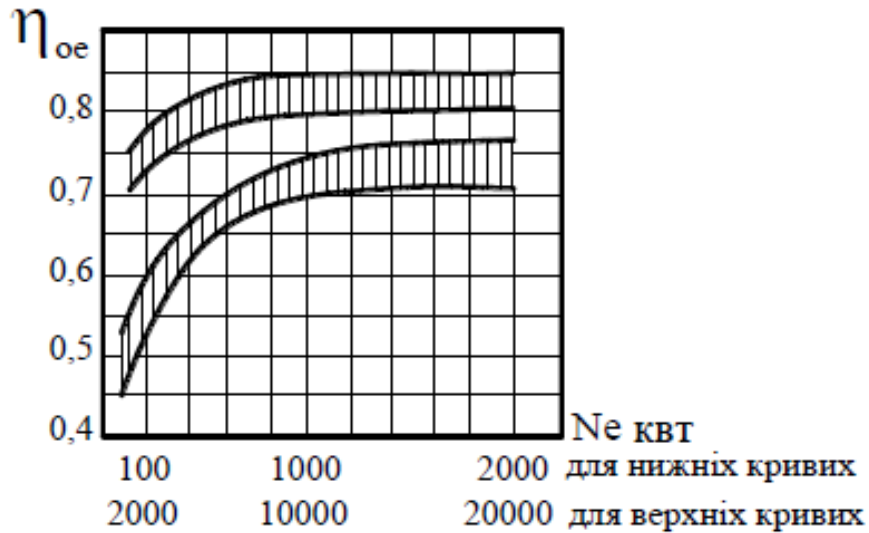


Рисунок 3.1. Відносний ефективний ККД турбіни в залежності від потужності

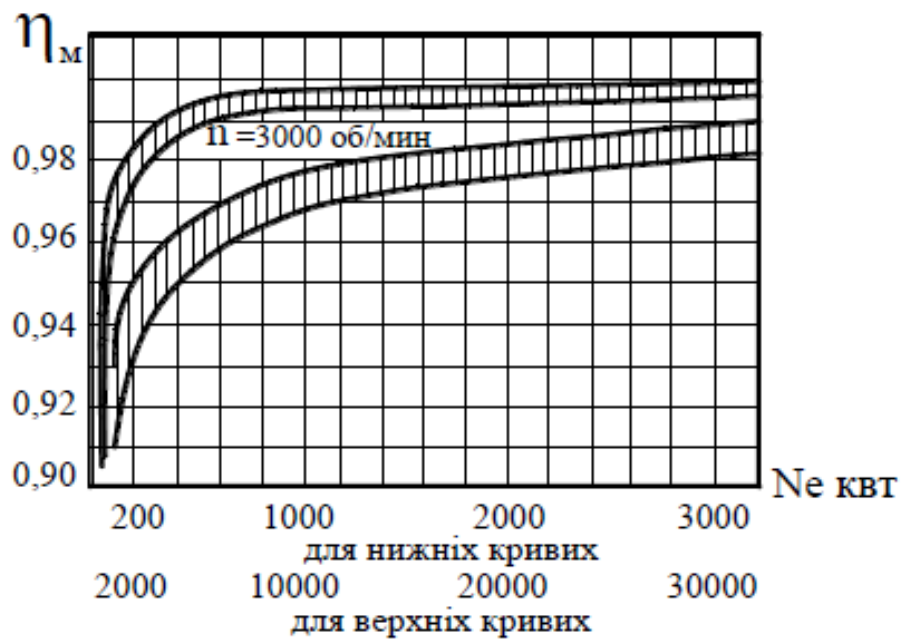


Рисунок 3.2. Механічний ККД турбіни в залежності від її потужності

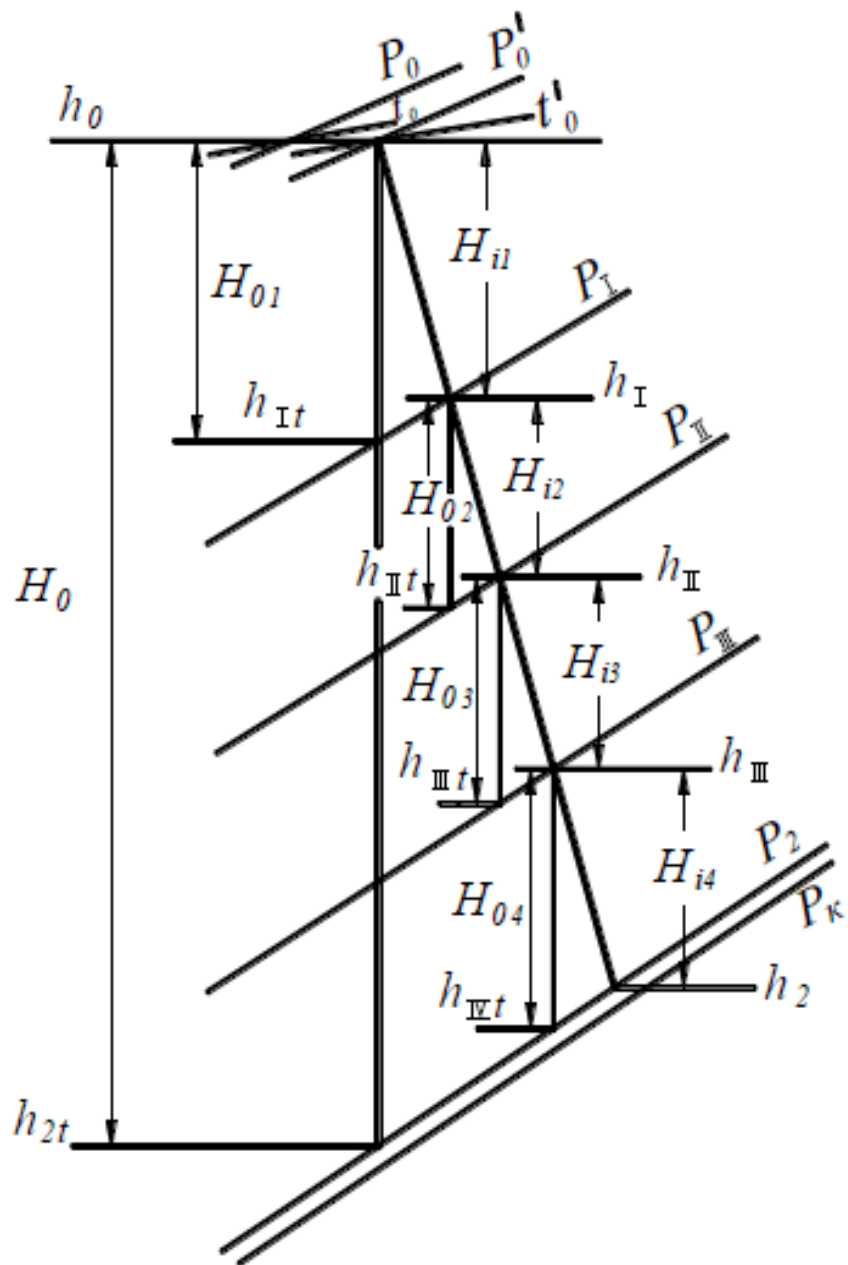


Рисунок 3.3. Попередній тепловий процес в $h-s$ – діаграмі розширення пари в конденсаційній турбіні з трьома відборами пари на регенерацію

3.8 Визначення загальної витрати пари на турбіну з урахуванням регенеративних відборів

3.8.1 Визначення відносної витрати пари з I (першого) регенеративного відбору α_I , що йде на ПВТ

Рівняння теплового балансу ПВТ (рис. 3.4)

$$\alpha_I(h_I - h_{kI}) = K(h_{ж.в} - h_{в.д})(1 + \alpha_{еж} + \alpha_{хов}) \quad (3.12)$$

звідки

$$\alpha_I = K \frac{(h_{ж.в} - h_{в.д})(1 + \alpha_{еж} + \alpha_{хов})}{(h_I - h_{kI})}, \quad (3.13)$$

де K – коефіцієнт, що враховує втрату теплоти від в докiлля.

В залежності від температури насичення гріючої пари відборів коефіцієнт K приймається в межах (1,01...1,03). Величина, обернена коефіцієнту K , являє собою ККД підігрівача $\eta_M = \frac{1}{K} = (0.98 \div 0.99)$; $h_{ж.в}$ і $h_{в.д}$ – ентальпія живильної води відповідно на виході і на вході ПВТ, кДж/кг (визначаються за відомими температурами $t_{ж.в.}$ і t_d [5] або із додатку А); h_{kI} – ентальпія конденсату гріючої пари I відбору, кДж/кг; визначається за формулою:

$$h_{kI} = t_{ж.в} + (15 - 25). \quad (3.14)$$

3.8.2 Визначення відносної витрати пари з II регенеративного відбору α_{II} , що подається на деаератор

Рівняння теплового балансу деаератора (рис. 3.4) (на першому етапі розрахунок робиться без врахування відсмоктування пари із переднього лабіринтового ущільнення, добавки хімічно очищеної води, конденсату пари ежектора; ці фактори будуть враховані на прикладі розрахунку теплової схеми ПТУ на високі параметри пари в розділі 5 може бути записане як:

$$\alpha_I h_{kI} + \alpha_{II} h_{II} + (1 - \alpha_I - \alpha_{II} + \alpha_{еж} + \alpha_{хов}) h_{в.з} K = h_{в.д} (1 + \alpha_{еж} + \alpha_{хов}), \quad (3.15)$$

звідки

$$\alpha_d = \frac{h_{в.д} (1 + \alpha_{еж} + \alpha_{хов}) - \alpha_I h_{кI} - (1 - \alpha_I + \alpha_{еж} + \alpha_{хов}) K h_{в.з}}{h_{II} - h_{в.з} K}, \quad (3.16)$$

де $h_{в.з}$ – ентальпія живильної води на вході у деаератор, кДж/кг (визначається за відомою температурою $t_{в.з}$ із [5] або додатку А). Величини α_I , $h_{в.д}$, $h_{кI}$, K були визначені у п. 3.8.1.

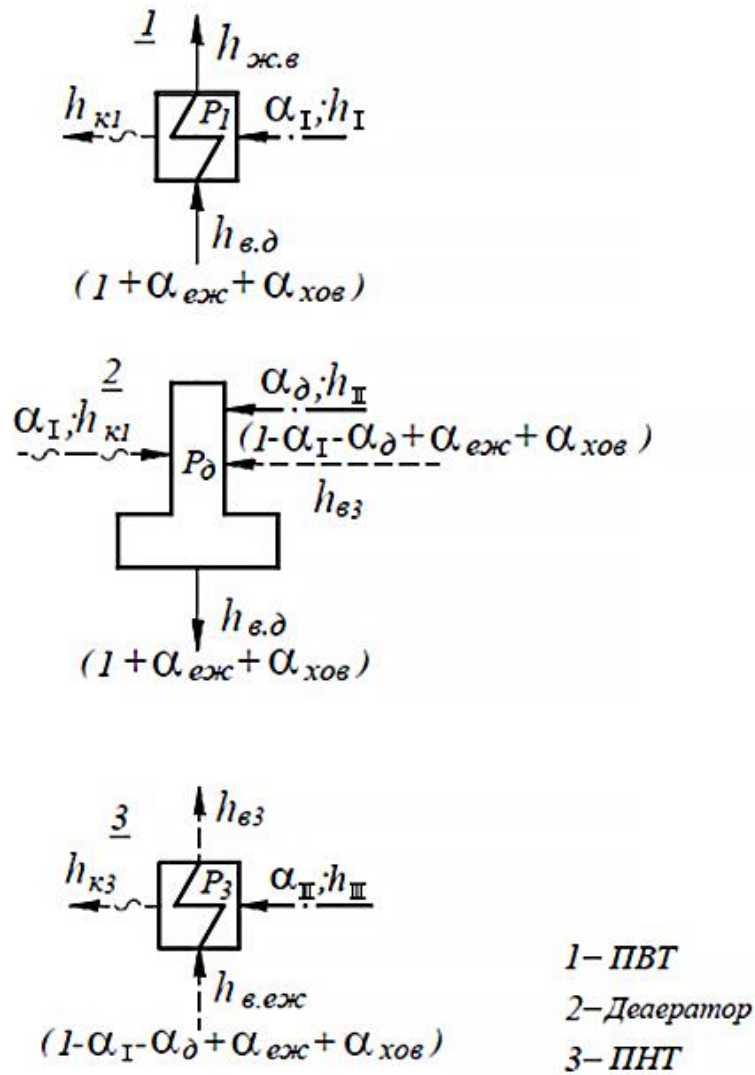


Рисунок 3.4. Схема підведення води і пари до підігрівачів та деаератора

3.8.3 Визначення відносної витрати пари з III регенеративного відбору α_{III} , що йде на ПНТ

Рівняння теплового балансу ПНТ (рис. 3.4)

$$\alpha_{III} (h_{III} - h_{кз}) = K (1 - \alpha_I - \alpha_d + \alpha_{еж} + \alpha_{хов}) (h_{в.з} - h_{в.еж}), \quad (3.17)$$

звідки

$$\alpha_{III} = K \frac{(1-\alpha_I-\alpha_d+\alpha_{ej}+\alpha_{хов})(h_{в.з}-h_{в.еж})}{(h_{III}-h_{кз})}, \quad (3.18)$$

де $h_{в.еж}$ – тепловміст живильної води на виході із охолоджувача ежектора (перед входом у ПНТ), кДж/кг (визначається за відомою (див. підрозділ 3.2) температурою $t_{еж}$ із [5] або з додатку А

$$h_{кз} = h_{в.з} + (15 - 25), \quad (3.19)$$

де $h_{кз}$ – тепловміст конденсату гріючої пари III відбору, кДж/кг, визначається за залежністю.

Величини α_I , α_d , $h_{в.з}$, K були визначені в пп. 3.8.1 та 3.8.2.

Визначивши α_I , α_d , α_{III} і знаючи h_I , h_{II} , h_{III} , h_2 , розраховуємо приведену внутрішню роботу 1 кг пари, що подається в турбіну $\bar{H}_i$, а потім і загальну витрату пари на турбіну із урахуванням регенеративних відборів D_0 (підрозділ 3.8).

3.8.4 Визначення приведеної внутрішньої роботи 1 кг пари та загальної витрати пари в турбіну

Розрахункова формула для визначення загальної витрати пари на конденсаційну турбіну з регенеративним підігрівом живильної води, кг/г:

$$D_0 = \frac{3600N_e}{\bar{H}_i \eta_m \eta_r} \quad (3.20)$$

де N_e – розрахункова електрична потужність турбіни, кВт; (розрахунок можна вести і на економічну потужність турбіни, яка може бути оцінена за формулою $N_{ек} = 0,9N_e$); η_m – механічний ККД турбіни; η_r – ККД електричного генератора; $\bar{H}_i$ – приведена внутрішня робота 1 кг пари, що подається в турбіну, кДж/кг; вона визначається як сума добутків використаних теплоперепадів у кожному відсіку

турбіни на кількість пари, що пройшла через відповідний відсік турбіни. В загальному вигляді $\bar{H}_i$ визначається рівнянням, кДж/кг:

$$\bar{H}_i = \sum (1 - \sum_1^n \alpha_n) H_{i\pi} \quad (3.21)$$

де α_n – відносна витрата пари відповідного відбору; $H_{i\pi}$ – використаний теплоперепад у відповідному відсіку турбіни, кДж/кг.

Для теплової схеми конденсаційної парової турбіни, що розглядається, з трьома відборами пари вираз для $\bar{H}_i$, кДж/кг, можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} \bar{H}_i = & [(h_0 - h_I) + (1 - \alpha_I)(h_I - h_{II}) + (1 - \alpha_I - \alpha_d)(h_{II} - h_{III}) + (1 - \alpha_I - \\ & - \alpha_d - \alpha_{III})(h_{III} - h_2)] = [H_i^I + (1 - \alpha_I)H_{i2} + (1 - \alpha_I - \alpha_d)H_{i3} + (1 - \alpha_I - \\ & - \alpha_{III})H_{i4}], \end{aligned} \quad (3.22)$$

де h_I, h_{II}, h_{III} – тепловміст грючої пари відповідно I, II і III відборів при реальному процесі розширення пари (визначаються з рис. 3.3); h_0, h_2 – тепловміст пари відповідно на початку і в кінці реального процесу розширення пари у турбіні, кДж/кг; $H_i^I, H_i^{II}, H_i^{III}, H_i^{IV}$ – використані теплоперепади у відсіках турбіни, кДж/кг (визначаються з рис. 3.3); $\alpha_I; \alpha_d; \alpha_{III}$ – відносні долі грючої пари регенеративних відборів турбіни ($\alpha_I = \frac{D_I}{D_0}; \alpha_d = \frac{D_d}{D_0}; \alpha_{III} = \frac{D_{III}}{D_0}$) (визначаються із рівняння теплового балансу відповідних підігрівачів).

3.9 Визначення абсолютних витрат пари на підігрівачі живильної води з відповідних регенеративних відборів турбіни

Із I (першого) відбору - $D_I = \alpha_I D_0$; із II відбору - $D_d = \alpha_d D_0$; із III відбору - $D_{III} = \alpha_{III} D_0$, (кг/г).

3.10 Визначення витрат пари через ступені відповідних відсіків турбіни

Через перший відсік (до I регенеративного відбору) - G_0 ; через другий відсік (між I і II регенеративними відборами) - $G_2 = G_0 - G_I$; через третій відсік (між II і III регенеративними відборами) - $G_3 = G_0 - G_I - G_{II}$; через четвертий відсік (за III регенеративним відбором) - $G_4 = G_0 - G_I - G_{II} - G_{III}$.

На ці витрати пари ведеться тепловий розрахунок проточної частини відповідних відсіків турбіни.

3.11 Визначення ефективності регенеративного підігріву живильної води

3.11.1 Питомі показники для паротурбінної установки з регенерацією

- витрата пари, кг/(кВт·год)

$$d_e^p = \frac{D_0}{N_e} = \frac{3600}{\bar{H}_I \eta_M \eta_T}; \quad (3.23)$$

- питома витрата теплоти, кДж/(кВт·год)

$$q_e^p = d_e^p (h_0 - h_{ж.в}); \quad (3.24)$$

- термічний ККД паротурбінної установки

$$\eta_t^p = \frac{H_0 - \sum_1^n (H_0 - H_{0n}) \alpha_n}{h_0 - h_{ж.в}}, \quad (3.25)$$

де α_n — відносна витрата пари відповідного відбору; H_{0n} — адіабатний теплоперепад від початкового стану пари до тиску у відповідному відборі, кДж/кг (визначається за $h-s$ — діаграмою (рис. 3.3));

- абсолютний електричний ККД турбінної установки

$$\eta_e^p = \frac{\bar{H}_I \eta_M \eta_T}{h_0 - h_{ж.в}}; \quad (3.26)$$

- питома витрата умовного палива, кг/(кВт/год)

$$b_e^p = \frac{q_e^p}{\eta_{к.а} Q_H}, \quad (3.27)$$

де $\eta_{к.а}$ — ККД котельного агрегату, приймається $\eta_{к.а} = 0,9$;

- абсолютна витрата умовного палива, кг/год

$$B_e^p = B_e^p N_e. \quad (3.28)$$

3.11.2 Питомі показники для паротурбінної установки без регенерації

загальна витрата пари, кг/год

$$D'_0 = \frac{3600 N_e}{H_0 \eta_{oi} \eta_m \eta_\Gamma}; \quad (3.29)$$

– питома витрата пари, кг/(кВт/год)

$$d'_e = \frac{D'_0}{N_e}; \quad (3.30)$$

– питома витрата теплоти, кДж/(кВт/год)

$$q'_e = d'_e (h_0 - h_k), \quad (3.31)$$

де h_k – ентальпія конденсату на виході з конденсатора турбіни, кДж/кг (визначається за відомою температурою t_k (із таблиць [5] або за Додатком А);

– термічний ККД

$$\eta'_t = \frac{h_0 - h_{2t}}{h_0 - h_k}, \quad (3.32)$$

– питома витрата умовного палива, кг/(кВт/год)

$$b'_e = \frac{q_e}{\eta_{ка} Q_H^p}, \quad (3.33)$$

де $Q_H^p = 29330$ кДж/кг;

– абсолютна витрата умовного палива, кг/год

$$B'_e = b'_e N_e. \quad (3.34)$$

Підвищення економічності паротурбінної установки з регенеративним підігрівом живильної води в порівнянні з чисто конденсаційною установкою (без відбору пара на регенерацію) складає:

– за питомою витратою теплоти, %:

$$E = \frac{q'_e - q_e^p}{q'_e} 100\%, \quad (3.35)$$

– за питомою витратою палива, %:

$$E' = \frac{b'_e - b_e^p}{b'_e} 100\%. \quad (3.36)$$

Річна економія витрати палива в абсолютних величинах, кг

$$\Delta E_m = A \cdot (B_e' - B_e^p), \quad (3.37)$$

де A – тривалість роботи котельного агрегату за рік (може бути прийнята з врахуванням планових ремонтів і пікового режиму роботи рівним 5000 год).

Аналогічним чином виконуються розрахунки складних теплових схем паротурбінних установок з більшою кількістю регенеративних відборів пари, наприклад, турбіни високого тиску, принципову теплову схему якої зображено на рис. 2.1.

4 ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОЇ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ З ОДНИМ РЕГУЛЬОВАНИМ ВІДБОРОМ ПАРИ

Теплову схему теплофікаційної паротурбінної установки зображено на рис. 2.1. За основу розрахунку схеми прийнято методику розрахунку конденсаційної ПТУ, що викладено в розділі 3, з деякими доповненнями. Зокрема, при розрахунку, крім відомих величин N_e , P_0 , t_0 , P_K та ін. (підрозд. 3.2), задаються також величини відносної витрати пари регулюючого відбору ($\alpha_\delta = D_{отб}/D_0$), орієнтуючись на виконання турбіни подібного типу. Тиск пари регулюючого відбору $P_{отб}$ на потреби теплофікації приймається рівним (0,115...0,12) МПа. Як правило, до регулюючого відбору пари підключається один із регенеративних відборів. У тепловій схемі (рис. 2.1) регульований відбір пари на потреби теплофікації суміщено з регенеративним відбором пари, що йде на деаератор.

При визначенні температури живильної води після охолоджувача ежектора ($t_{еж}$) температуру нагріву води в ньому ($\Delta t_{еж}$) приймають рівною (9...10) °С.

Величина підігріву живильної води у підігрівниках, температура живильної води на вході та виході з них, температура насичення гріючої пари відповідного відбору, тиск гріючої пари регенеративних відборів турбіни визначаються таким чином, як вказано у підрозділах 3.3 – 3.6.

Тиск пари P_0' перед соплами регулюючої ступені та тиск пари P_2 за останнім ступенем турбіни (при побудові в $h - s$ – діаграмі попереднього процесу розширення пари в турбіні) (рис. 5.1) визначається за схемою, що наведена в підрозділі. 3.7. Але на відміну від конденсаційної ПТУ для турбіни з регульованим відбором пари побудову процесу в $h - s$ – діаграмі проводять з врахуванням втрати тиску в органах впуску пари проточної частини ступенів турбіни ЧНТ.

При побудові процесу дійсного розширення пари в ЧВТ і ЧНТ рекомендується приймати такі значення відносного внутрішнього ККД: для ЧВТ – $\eta_{oi}^I = 0,80 - 0,85$; для ЧНТ – $\eta_{oi}^{II} = 0,74 - 0,80$.

- Адіабатний тепловий перепад ЧВТ, кДж/кг

$$H_i^I = h_0 - h_{2b}^I, \quad (4.1)$$

- дійсний тепловий перепад ЧВТ, кДж/кг

$$H_i^I = H_0^I \cdot \eta_{oi}^I, \quad (4.2)$$

- дійсне значення ентальпії пари регулюючого відбору, кДж/кг

$$h_\delta = h_{\delta idb} = h_0 - H_i^I, \quad (4.3)$$

- тиск пари перед ЧНТ з врахуванням втрат у регулюючому органі теплофікаційного відбору, МПа

$$P'_{\text{відб}} = (0,96 - 0,97)P_{\text{відб}}, \quad (4.4)$$

- адіабатний тепловий перепад ЧНТ, кДж/кг

$$H_0^{II} = h_{\delta idb} - h_{2t}^{II}, \quad (4.5)$$

- дійсний тепловий перепад ЧНТ, кДж/кг

$$H_i^{II} = H_0^{II} \cdot \eta_{oi}^{II}. \quad (4.6)$$

- загальний наявний тепловий перепад в турбіні (без врахування коефіцієнта повернення теплоти), кДж/кг

$$H_0 = H_0^I + H_0^{II}. \quad (4.7)$$

- загальний дійсний тепловий перепад в турбіні, кДж/кг

$$H_i = H_i^I + H_i^{II}. \quad (4.8)$$

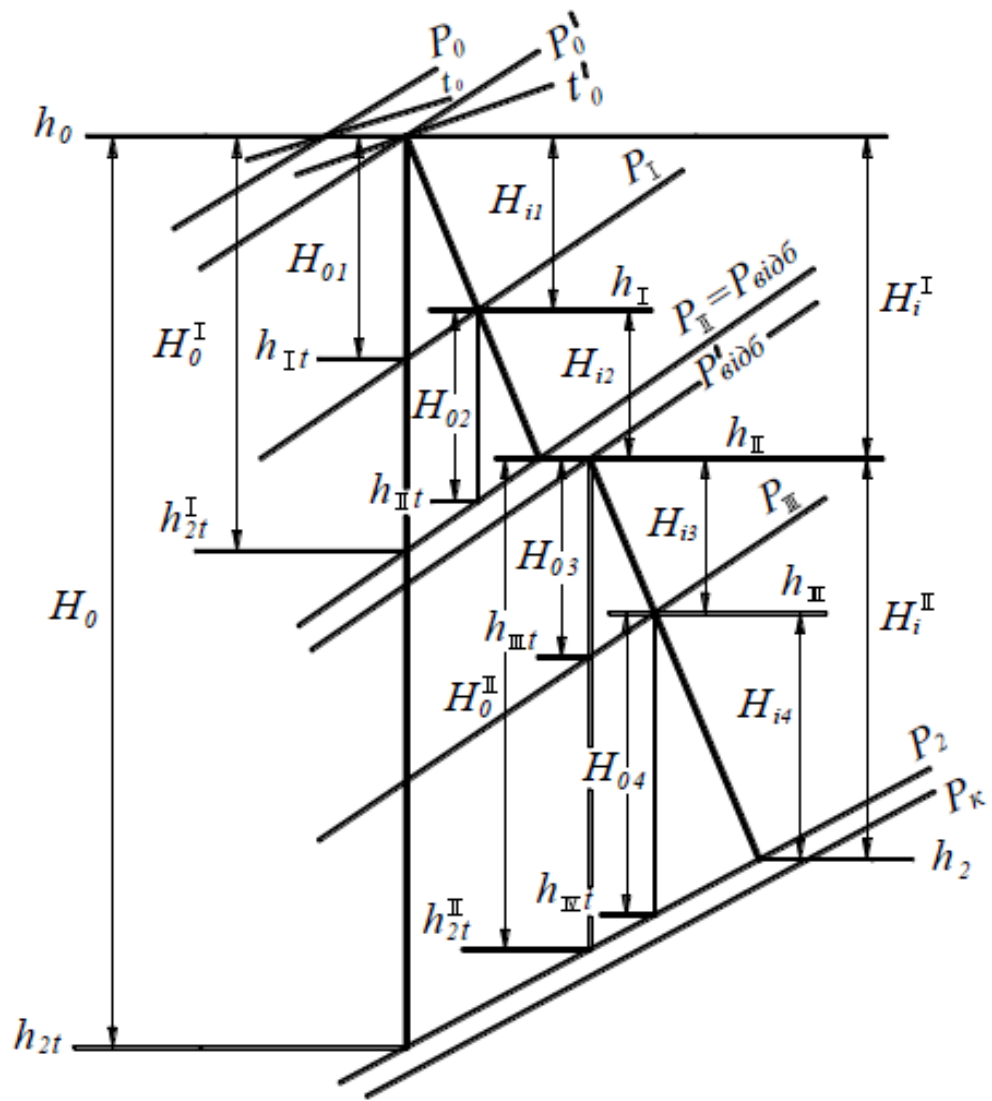


Рисунок 4.1. Попередній тепловий процес в $h - s$ - діаграмі розширення пари в теплофікаційній турбіні з одним регульованим відбором пари

За відомою методикою в $h - s$ - діаграмі будується попередній тепловий процес розширення пари в теплофікаційній турбіні з одним регульованим відбором пари (рис. 4.1). Тут нанесені ізобари тисків регенеративних (нерегульованих) відборів пари.

У відповідності до умов роботи теплофікаційної турбіни загальна витрата пари на неї з врахуванням регенеративних відборів визначається для двох

режимів: теплофікаційного ($\alpha_\delta \neq 0$) і конденсаційного ($\alpha_\delta = 0$) при номінальній чи економічній електричній потужності за наступними формулами, кг/год:

$$D_{0(T)} = \frac{3600N_e}{\bar{H}_{i(T)}\eta_m\eta_g}, \quad D_{0(K)} = \frac{3600N_e}{\bar{H}_{i(K)}\eta_m\eta_g} \quad (4.9)$$

де $N_{ел}$ – номінальна електрична потужність турбіни, кВт; $\bar{H}_{i(T)}$) і $\bar{H}_{i(K)}$ – приведена внутрішня робота 1 кг пари, що подається в турбіну, відповідно, в теплофікаційному та конденсаційному режимах; η_m , η_g – відповідно, механічний ККД турбіни та ККД генератора.

Для ПТУ теплофікаційного типу, що розглядається, з одним регульованим відбором пари (див. рис. 2.1), кДж/кг

$$\begin{aligned} \bar{H}_{i(T)} = & (h_0 - h_I) + (1 - \alpha_I)(h_I - h_{II}) + (1 - \alpha_I - \alpha_d - \alpha_\delta)(h_{II} - h_{III}) + \\ & + (1 - \alpha_I - \alpha_d - \alpha_\delta - \alpha_{III})(h_{III} - h_2); \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\begin{aligned} \bar{H}_{i(K)} = & (h_0 - h_I) + (1 - \alpha_I)(h_I - h_{II}) + (1 - \alpha_I - \alpha_d)(h_{II} - h_{III}) + \\ & + (1 - \alpha_I - \alpha - \alpha_{III})(h_{III} - h_2), \end{aligned} \quad (4.11)$$

де h_0 , h_I , h_d , $h_{II} = h_{відб} = h_d$, $h_{отб}$, h_{III} , h_2 – ентальпія пари у відповідних ділянках турбіни при дійсному процесі розширення (визначається із $h - s$ - діаграми (рис. 4.1)); α_I , α_δ , α_d , α_{III} – відносна витрата пари відповідно у I (перший) регенеративний відбір (на ПВТ), у регулюючий відбір на теплофікаційні потреби (на бойлер), у II регенеративний відбір, який сумісний з регульованим відбором пари (на деаератор) і у III регенеративний відбір (на ПНТ). Значення α_I , α_d , α_{III} визначаються за приведеною вище методикою із рівняння теплового балансу відповідного підігрівача (п.п. 3.8.1 - 3.8.3) (рис. 3.4) із врахуванням α_δ (для деаератора і ПНТ)).

Тепловий баланс ПВТ і величина α_I визначаються у відповідності з вказівками п. 3.8.1

$$\alpha_I(h_I - h_{KI}) = K(h_{ж.в} - h_{в.д}), \quad (4.12)$$

$$\alpha_I = K \frac{h_{ж.в} - h_{в.д}}{h_I - h_{KI}}. \quad (4.13)$$

Величина α_d визначається із рівняння теплового балансу деаератора:

$$\alpha_I h_{KI} + \alpha_d h_{II} + \alpha_6 h_{K6} + (1 - \alpha_I - \alpha_d - \alpha_6) h_{в.3} K = h_{в.д}, \quad (4.14)$$

$$\alpha_d = \frac{h_{в.д} - \alpha_I h_{KI} - \alpha_6 h_{K6} - (1 - \alpha_I - \alpha_6) h_{в.3} K}{h_{II} - h_{в.3} K}. \quad (4.15)$$

Відносна витрата пари III відбору α_{III} визначається із рівняння теплового балансу ПНТ:

$$\alpha_{III} (h_{III} - h^{K3}) = K (1 - \alpha_I - \alpha_d - \alpha_6) (h_{в.3} - h_{в.сж}), \quad (4.16)$$

$$\alpha_{III} = K \frac{(1 - \alpha_I - \alpha_d - \alpha_6) (h_{в.3} - h_{в.сж})}{(h_{III} - h_{к.3})}. \quad (4.17)$$

Визначивши відносні частки відборів пари і знаючи величину відповідної теплоємності, розраховуємо $\bar{H}_{i(T)}$ і загальну витрату пари на турбіну при теплофікаційному режимі її роботи.

Слід пам'ятати, що на теплофікаційному режимі роботи турбіни через ЧНТ не повинно проходити пари менше тієї витрати, що необхідна для охолодження ступенів проточної частини низького тиску турбіни. Зазвичай мінімальний пропуск пари через ЧНТ складає (5 – 10) % від розрахункового пропуску пари через ці ступені на конденсаційному режимі.

Загальна витрата пари на турбіну на конденсаційному режимі її роботи $D_{0(K)}$ визначають як і витрату пари при теплофікаційному режимі, прийнявши $\alpha_6 = 0$ (підрозд. 3.8).

Визначення витрати пари ($D_{0(T)}$ і $D_{0(K)}$) для двох режимів роботи турбіни пов'язане з отриманням розрахункових пропусків пари через проточну частину ступенів ЧВТ і ЧНТ. Ступені ЧВТ (до регулюючого відбору пари) розраховуються на витрату пари при теплофікаційному режимі, а ступені ЧНТ (після регулюючого відбору пари) – на витрату пари при конденсаційному режимі; при цьому як у тому, так і в іншому випадку слід врахувати витрати пари у регенеративні відбори турбіни.

Абсолютні витрати пари відповідних регенеративних відборів турбіни визначаються наступним чином, кг/год:

- відбір I (на ПВТ) – $D_I = \alpha_I \cdot D_{0(T)}$;
- відбір II (на деаератор) – $D_d = \alpha_d \cdot D_{0(T)}$;
- витрата пари на теплофікаційні потреби (також із відбору II), кг/год:
 $D_{\text{відб}} = \alpha_6 D_{0(T)}$;
- відбір III (на ПНТ) – $D_3 = \alpha_{III} \cdot D_{0(T)}$.

Тепловий розрахунок ступенів турбіни проводиться для наступних витрат пари:

1) для ЧВТ:

- ступені першого відсіку (до відбору I) – на $D_1 = D_{0(T)}$;
- ступені другого відсіку (між відборами I і II) – на $D_2 = D_{0(T)} - D_I$;

2) для ЧНТ:

- ступені третього відсіку (між відборами II і III) – на $D_3 = D_{0(T)} - D_I - D_d$;
- ступені четвертого відсіку (за відбором III) – на $D_4 = D_{0(K)} - D_1 - D_d - D_3$.

Ефективність регенеративного підігріву живильної води визначаються наступним чином:

1) для паротурбінної установки з регенерацією:

- питома витрата пари, кг/(кВт·год)

$$d_e^p = \frac{D_{0(T)}}{N_e}; \quad (4.18)$$

- питома витрата теплоти, кДж/(кВт·год)

$$q_e^p = d_e^p (h_0 - h_{ж.в}); \quad (4.19)$$

- питома витрата умовного палива, кг/(кВт·год)

$$b_e^p = \frac{q_e^p}{\eta_{ка} Q_H^p}; \quad (4.20)$$

- абсолютна витрата умовного палива, кг/год

$$B_e^p = b_e^p N_e. \quad (4.21)$$

2) для паротурбінної установки без регенерації

- загальна витрата пари, кг/с

$$G'_{0(T)} = \left(\frac{N_e}{H_0 \eta_{oi} \eta_m \eta_z} + G_{відб} \frac{H_0^{II} \eta_{oi}^{II}}{H_0 \eta_{oi}} \right). \quad (4.22)$$

Тут позначено: H_0 – загальний адіабатний теплоперепад на турбіну (рис. 4.1), кДж/кг; η_{oi} – відносний внутрішній ККД турбіни (орієнтовно можна прийняти рівним (0,78 – 0,83); $G_{відб}$ – витрата пари на теплофікаційні потреби, кг/с;

- питома витрата пари, кг/(кВт·год)

$$d'_e = \frac{D'_{0(T)}}{N_e}; \quad (4.23)$$

де $D'_{0(T)} = 3600 G'_{(T)}$;

- питома витрата теплоти, кДж/(кВт·год)

$$q'_e = d'_e (h_0 - h_k); \quad (4.24)$$

- питома витрата умовного палива, кг/(кВт·год)

$$b'_e = \frac{q_e}{\eta_{ка} Q_H^p}; \quad (4.25)$$

- абсолютна витрата умовного палива, кг/год

$$B'_e = b'_e N_e. \quad (4.26)$$

Економічність теплофікаційної паротурбінної установки з регенеративним підігрівом живильної води у порівнянні з теплофікаційною ПТУ без регенеративних відборів складатиме:

- за питомою витратою теплоти, %

$$E = \frac{q'_e - q_e^p}{q'_e} 100; \quad (4.27)$$

- за питомою витратою палива, %

$$E' = \frac{b'_e - b_e^p}{b'_e} 100; \quad (4.28)$$

- річна економія витрати палива, кг

$$\Delta E_T = A \cdot (B'_e - B_e^p); \quad (4.29)$$

де A – тривалість роботи котельного агрегату за рік (п. 3.11.1), год.

- Економічний ефект в грошовому еквіваленті по паливу складає, грн.

$$\Delta\Pi = \Delta E_T \cdot \Pi_T ; \quad (4.30)$$

де Π_T – середня вартість 1 т палива (п.3.11.1).

5 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ КОНДЕНСАЦІЙНОЇ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ НА ВИСОКІ ПОЧАТКОВІ ПАРАМЕТРИ ПАРИ

Задано:

номінальна потужність $N_g = 25$ МВт;

початкові параметри пари $P_0 = 9,0$ МПа, $t_0 = 535$ °С;

тиск в конденсаторі $P_k = 0,0035$ МПа;

частота обертання $n = 3000$ хв.⁻¹.

Розрахунок проводиться по відношенню до економічної потужності турбіни

$$N_{ек} = 0,9N_g = 0,9 \cdot 25 = 22,5 \text{ МВт.} \quad (5.1)$$

Принципова теплова схема такої ПТУ зображена на рис. 2.2 і складається з двох ПВТ і трьох ПНТ. Між підігрівачами підключено деаератор з тиском пари $P_d' = 0,6$ МПа.

В деаератор надходять добавки хімічно очищеної води у кількості 3% від загальної витрати пари на турбіну з температурою 100 °С і вилучена пара із переднього кінцевого ущільнення турбіни в кількості 0,5 % від загальної витрати пари на турбіну.

В схему включені охолоджувачі ежекторів. Приймаємо підвищення температури конденсату в них у 7,5°С. Витрату робочої пари на ежектор вважаємо рівною 1 % від витрати пари на турбіну. Таким чином, загальна добавка до живильної води, що проходить через ПВТ, складає 4,5 %, що повинно бути враховано у тепловому балансі цих підігрівачів.

Температуру живильної води на виході із останнього підігрівача ПВТ (див. розд. 1) прийнято рівною $t_{ж.в} = 218$ °С.

Крім того, при розрахунку теплової схеми турбіни приймаємо:

1. Втрати тиску у регенеративних відборах від турбіни до підігрівачів – 5% тиску пари у відборі.

2. Температуру живильної води при виході із кожного підігрівача – на 5°C нижче температури насичення гріючої пари відборів.

3. Витрату теплоти на випромінювання (коефіцієнт К) у підігрівачах – (1–3)%, в залежності від положення підігрівача.

Температура насичення пари при $P_k = 0,0035$ МПа складає 26,4°C. З врахуванням переохолодження конденсату (0,9°C) температуру конденсату на виході із конденсатора приймаємо рівною 25,5°C.

Прийнявши підвищення температури конденсату в охолоджувачах ежекторів у 7,5 °C, можна визначити температуру конденсату (живильної води) за охолоджувачами ежекторів

$$t_{в.еж} = t_k + 7,5 \text{ °C} = 25,5 \text{ °C} + 7,5 \text{ °C} = 33 \text{ °C}. \quad (5.2)$$

Знаючи температуру живильної води на виході з останнього підігрівача ПВТ $t_{ж.в} = 218^\circ\text{C}$, на виході з деаератора $t_{вд} = 158^\circ\text{C}$ (t_d – температура насичення пари при $P_d = 0,6$ МПа) і за охолоджувачами ежекторів $t_{в.еж} = 33^\circ\text{C}$, розбиваємо температурні перепади між підігрівачами живильної води таким чином:

для підігрівача низького тиску

$$\Delta t_1 = \frac{t_{вд} - t_{в.еж}}{z_1 + 1} = \frac{158 - 33}{4} = 31,25^\circ\text{C}; \quad (5.3)$$

для підігрівача високого тиску

$$\Delta t_2 = \frac{t_{ж.в} - t_{вд}}{z_2} = \frac{218 - 158}{2} = 30^\circ\text{C}. \quad (5.4)$$

Дані щодо розподілення температури живильної води та інших параметрів теплової схеми приведені в таблиці, що додається до розрахунку. Побудова в $h - s$ - діаграмі попереднього процесу розширення пари в турбіні та визначення інших величин проводиться за методикою, що описано в розд. 3, зокрема, визначається початкова питома ентальпія пари перед турбіною $h_0 = 3479$ кДж/кг; кінцева питома ентальпія пари при адіабатичному розширенні $h_{2t} = 2041$ кДж/кг; при дійсному процесі розширення $h_2 = 2245$ кДж/кг; наявний теплоперепад в турбіні $H_0 = 1438$ кДж/кг; відносний внутрішній ККД турбіни $\eta_{oi} = 0,85$.

Схеми підводу води і пари до підігрівачів і деаератора зображені на рис. 5.1.

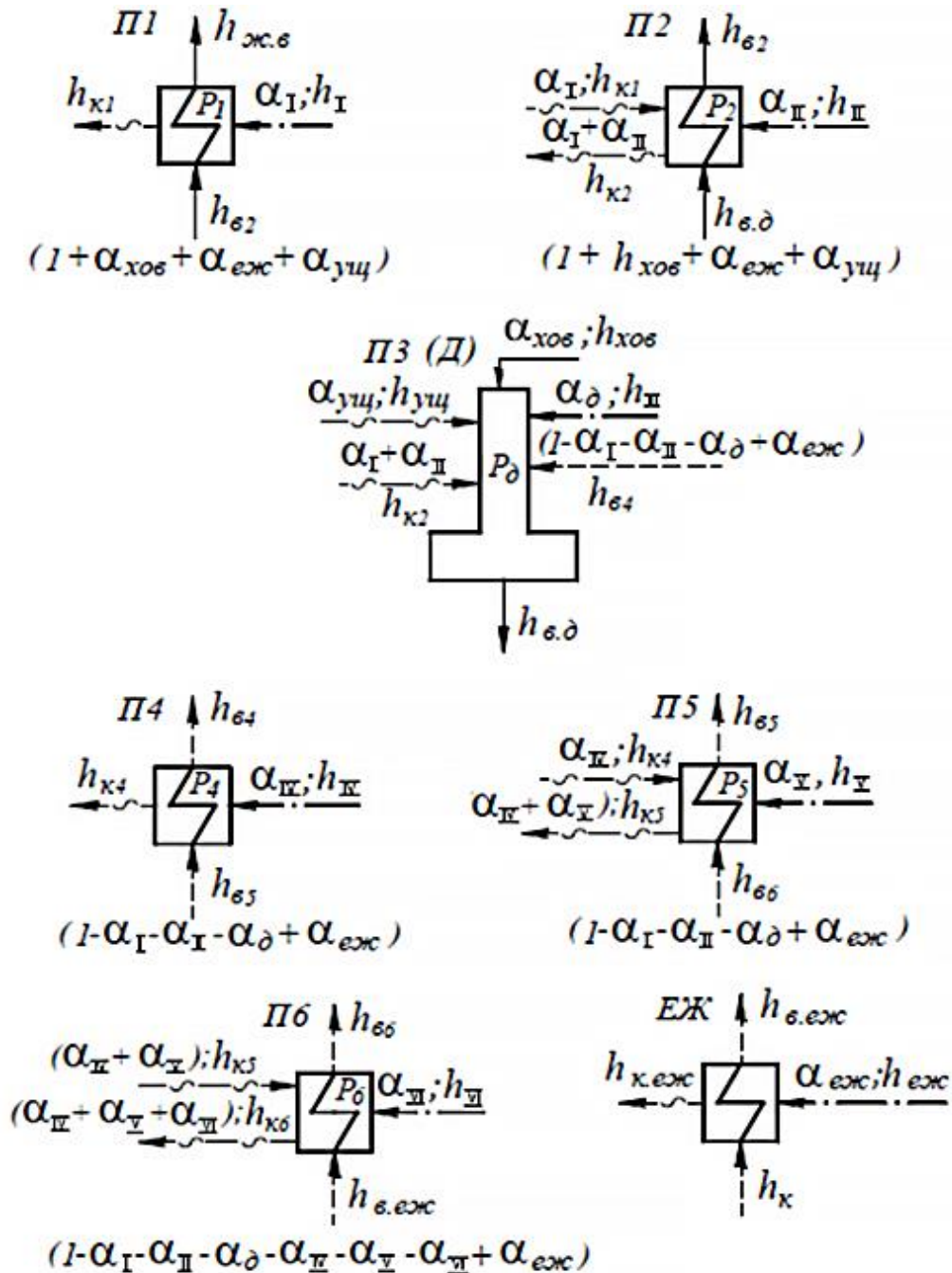


Рисунок 5.1. Схема підведення води і пари до підігрівачів та деаератора (до розрахунку теплової схеми, що наведена на рис. 2.2)

Для визначення відносних витрат пари в регенеративні відбори на підігрів живильної води складаємо рівняння теплового балансу для підігрівачів і

деаератора. Витрати підведеної пари до турбіни перед стопорним клапаном приймаємо за 100 % ($\alpha = 1$).

Розрахунки підігрівачів

Підігрівач П 1.

Значення питомої ентальпії, кДж/кг, відповідно: гріючої пари $h_I = 3202$; конденсату гріючої пари $h_{KI} = 958$; живильної води на вході у підігрівач $h_{B2} = 799$; живильної води на виході з підігрівача $t_{ж.в} = 935$.

Із рівняння теплового балансу підігрівача (рис. 5.1, П1)

$$\alpha_I(h_I - h_{KI}) = 1,045(h_{ж.в} - h_{B2}), \quad (5.5)$$

визначимо відносну витрату пари

$$\alpha_I = \frac{1,045(h_{ж.в} - h_{B2})}{(h_I - h_{KI})}, \quad (5.6)$$

де 1,045 – коефіцієнт, який враховує добавку хімічно очищеної води, а також компенсацію на витрати пари на ежектор і втрати пари із переднього кінцевого лабиринтного ущільнення; К – коефіцієнт, який враховує віддачу теплоти в навколишнє середовище.

Приймаємо $K = 1,03$ і отримаємо

$$\alpha_I = \frac{1,045(935 - 799)}{(3202 - 958)} = 0,0666. \quad (5.7)$$

Підігрівач П 2.

Значення питомої ентальпії, відповідно, кДж/кг: гріючої пари $h_{II} = 3076$; конденсату гріючої пари $h_{K2} = 822$; конденсату гріючої пари I відбору $h_{KI} = 958$; живильної води на вході у підігрівач $h_{в.д} = 667$; живильної води на виході з підігрівача $h_{B2} = 799$.

Із рівняння теплового балансу підігрівача (рис. 5.1, П2)

$$\alpha_{II}(h_{II} - h_{K2}) + \alpha_I(h_{KI} - h_{K2}) = 1,045(h_{B2} - h_{в.д}) \quad (5.8)$$

визначимо відносну витрату пари

$$\begin{aligned} \alpha_{II} &= \frac{1,045(h_{B2} - h_{в.д}) - \alpha_I(h_{KI} - h_{K2})}{(h_{II} - h_{K2})} = \\ &= \frac{1,045 \cdot 1,03(799 - 677) - 0,0666(958 - 822)}{3076 - 822} = 0,0605. \end{aligned} \quad (5.9)$$

Деаератор

Ентальпію хімічно очищеної додаткової води, що подається в деаератор, приймаємо $t'_{\text{хов}} = 419$ кДж/кг. Оцінюємо теплоперепад, що здійснюється на регулюючому ступеню, $h_{\text{ор}} = 210$ кДж/кг. У відповідності з цим питома ентальпія пари, що видаляється із переднього лабіринтового ущільнення, складатиме $h_{\text{відс}} = 2370$ кДж/кг.

Значення ентальпії, відповідно, кДж/кг: гріючої пари $h_{\text{III}} = 2940$; живильної води на виході з деаератора $h_{\text{в,д}} = 667$; конденсату гріючої пари II відбору $h_{\text{K2}} = 822$; живильної води на вході в деаератор $h_{\text{в4}} = 533$; хімічно очищеної води $h_{\text{хов}} = 419$.

З рівняння теплового балансу деаератора (рис. 5.1, Д(ПЗ))

$$\alpha_{\text{відс}} \cdot h_{\text{відс}} + (\alpha_{\text{I}} + \alpha_{\text{II}})h_{\text{K2}} + \alpha_{\text{хов}} \cdot h_{\text{хов}} + \alpha_{\text{д}} \cdot h_{\text{III}} + \\ + (1 - \alpha_{\text{I}} - \alpha_{\text{II}} - \alpha_{\text{д}})h_{\text{в4}} \cdot K = 1,045 \cdot h_{\text{в,д}} \quad (5.10)$$

визначимо відносну витрату пари

$$\alpha_{\text{д}} = \frac{1,045h_{\text{в,д}} - \alpha_{\text{відс}} \cdot h_{\text{відс}} - (\alpha_{\text{I}} + \alpha_{\text{II}})h_{\text{K2}} - \alpha_{\text{хов}} \cdot h_{\text{хов}} - (1 - \alpha_{\text{I}} - \alpha_{\text{II}})h_{\text{в4}} \cdot K}{(h_{\text{III}} - h_{\text{K2}})} = \\ = \frac{1,045 \cdot 0,667 - 0,005 \cdot 2370 - 0,127 \cdot 822 - 0,03 \cdot 419 - 0,873 \cdot 533 \cdot 1,03}{2940 - 1,03 \cdot 533} = 0,0337. \quad (5.11)$$

Підігрівач П 4.

Значення ентальпії, відповідно, кДж/кг: гріючої пари $h_{\text{IV}} = 2796$; конденсату гріючої пари $h_{\text{K4}} = 554$; живильної води на вході у підігрівач $h_{\text{в5}} = 400$; живильної води на виході із підігрівача $h_{\text{в4}} = 533$.

Із рівняння теплового балансу підігрівача (рис. 5.1, ПЗ)

$$\alpha_{\text{IV}}(h_{\text{IV}} - h_{\text{K4}}) = K(1 - \alpha_{\text{I}} - \alpha_{\text{II}} - \alpha_{\text{д}} + \alpha_{\text{еж}})(h_{\text{в4}} - h_{\text{в5}}) \quad (5.12)$$

визначимо відносну витрату пари

$$\alpha_{\text{IV}} = K \frac{(1 - \alpha_{\text{I}} - \alpha_{\text{II}} - \alpha_{\text{д}} + \alpha_{\text{еж}})(h_{\text{в4}} - h_{\text{в5}})}{(h_{\text{IV}} - h_{\text{K4}})} = \\ = 1,03 \frac{(1 - 0,0666 - 0,0604 - 0,0337 + 0,01)(533 - 400)}{2796 - 544} = 0,0513. \quad (5.13)$$

Підігрівач П 5.

Значення ентальпії, відповідно, кДж/кг: гріючої пари $h_V = 2644$; конденсату гріючої пари $h_{K5} = 421$; конденсату гріючої пари IV відбору $h_{K4} = 544$; живильної води на вході у підігрівач $h_{B6} = 269,4$; живильної води на виході із підігрівача $h_{B5} = 400$.

Із рівняння теплового балансу підігрівача (рис. 5.1, П4)

$$\alpha_V(h_V - h_{K5}) + \alpha_{IV}(h_{K4} - h_{K5}) = K(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d + \alpha_{ej})(h_{B5} - h_{B6}) \quad (5.14)$$

визначимо відносну витрату пари

$$\alpha_V = K \frac{(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d + \alpha_{ej})(h_{B5} - h_{B6}) - \alpha_{IV}(h_{K4} - h_{K5})}{(h_V - h_{K5})} =$$
$$= 1,02 \frac{(1 - 0,0666 - 0,0604 - 0,0337 + 0,01)(400 - 269,4) - 0,0531(544 - 420,9)}{2644 - 420,9} = 0,0473. \quad (5.15)$$

Підігрівач П 6.

Значення ентальпії, відповідно, кДж/кг: гріючої пари $h_{VI} = 2480$; конденсату гріючої пари $h_{K6} = 287,5$; конденсату гріючої пари V відбору $h_{K4} = 420,9$; живильної води на вході у підігрівач $h_{B.ej} = 138,3$; живильної води на виході із підігрівача $h_{B6} = 269,4$.

Із рівняння теплового балансу підігрівача (рис.5.1, П5)

$$\alpha_{VI}(h_{VI} - h_{K6}) + (\alpha_{IV} + \alpha_V)(h_{K5} - h_{K6}) =$$
$$= K(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d - \alpha_{IV} - \alpha_V - \alpha_{VI} + \alpha_{ej})(h_{B5} - h_{B.ej}) \quad (5.16)$$

визначимо відносну витрату пари

$$\alpha_{VI} = K \frac{(h_{B6} - h_{B.ej})(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d - \alpha_{IV} - \alpha_V - \alpha_{VI} + \alpha_{ej}) - (\alpha_{IV} + \alpha_V)(h_{K5} - h_{K6})}{(h_{VI} - h_{K6}) + K(h_{B6} - h_{B.ej})} =$$
$$1,01 \frac{(269,4 - 138,3)(1 - 0,0666 - 0,0604 - 0,0337 - 0,0513 - 0,0473 + 0,01)(420,9 - 287,5)}{(2480 - 287,5) + 1,01(269,4 - 138,3)} = 0,032 \quad (5.17)$$

Охолоджувач ежекторів

Значення ентальпії, відповідно, кДж/кг: гріючої пари $h_{ej} = 3472$; конденсату гріючої пари $h_{K.ej} = 420,9$; води на вході в охолоджувач $h_K = 107$; води на виході із охолоджувача $h_{B.ej} = 138,2$.

Із рівняння теплового балансу для охолоджувача ежекторів (рис.5.1, ЕЖ)

$$\alpha_{\text{еж}}(h_{\text{еж}} - h_{\text{к.еж}}) = K(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d - \alpha_{IV} - \alpha_V - \alpha_{VI} + \alpha_{\text{еж}})(h_{\text{в.еж}} - h_{\text{к}}) \quad (5.18)$$

визначимо відносну витрату пари

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{еж}} &= K \frac{(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d - \alpha_{IV} - \alpha_V - \alpha_{VI})(h_{\text{в.еж}} - h_{\text{к}})}{(h_{\text{еж}} - h_{\text{к.еж}}) - K(h_{\text{в.еж}} - h_{\text{к}})} = \\ &= 1,01 \frac{(1 - 0,0666 - 0,0604 - 0,0337 - 0,0513 - 0,0473 - 0,0321)(138,2 - 107)}{(3472 - 420,9) - 1,01(138,2 - 107,0)} = 0,00732, \end{aligned} \quad (5.19)$$

що не перевищує прийняту раніше (розд. 5) витрату пари на ежектор, що дорівнює 1% від витрати пари на турбіну.

Приведена внутрішня робота 1 кг пари, що входить в турбіну

$$\begin{aligned} \bar{H}_i &= (h_0 - h_I) + (1 - \alpha_I)(h_I - h_{II}) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II})(h_{II} - h_{III}) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d) \\ &\quad (h_{III} - h_{IV}) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d - \alpha_{IV})(h_{IV} - h_V) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d - \alpha_{IV} - \alpha_V) \\ &\quad (h_V - h_{VI}) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_d - \alpha_{IV} - \alpha_V - \alpha_{VI})(h_{VI} - h_2) = \\ &= 270 + 0,9334 \cdot 126 + 0,873 \cdot 136 + 0,8394 \cdot 144 + 0,788 \cdot 152 + 0,7407 \cdot \\ &164 + 0,7086 \cdot 245 = 1042, \text{ кДж/кг}. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Витрата пари на турбіну

$$D_0 = \frac{3600 N_{\text{ек}}}{\bar{H}_i \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{Г}}} = \frac{3600 \cdot 22500}{1042 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 80941, \text{ кг/год}. \quad (5.21)$$

Секундна витрата пари

$$G_0 = \frac{D_0}{3600} = \frac{80941}{3600} = 22,5, \text{ кг/с} \quad (5.22)$$

Кількість пари з відповідних відборів на регенеративний підігрів живильної води, кг/год:

$$\begin{aligned} D_I &= \alpha_I \cdot D_0 = 0,0666 \cdot 80941 = 5391; \\ D_{II} &= \alpha_{II} \cdot D_0 = 0,0604 \cdot 80941 = 4889; \\ D_d &= \alpha_d \cdot D_0 = 0,0337 \cdot 80941 = 2728; \\ D_{III} &= \alpha_{III} \cdot D_0 = 0,0513 \cdot 80941 = 4152; \\ D_{IV} &= \alpha_{IV} \cdot D_0 = 0,0473 \cdot 80941 = 3829; \\ D_V &= \alpha_V \cdot D_0 = 0,0321 \cdot 80941 = 2598. \end{aligned} \quad (5.23)$$

Визначення витрати пари через ступені відповідних відсіків турбіни виконується за методикою, що приведено в підрозділі 3.10, кг/год:

через перший відсік – $D_0 = 80941$;
через другий відсік – $D_2 = 75550$;
через третій відсік – $D_3 = 70661$;
через четвертий відсік – $D_4 = 67933$;
через п'ятий відсік – $D_5 = 63781$;
через шостий відсік – $D_6 = 59952$;
через сьомий відсік – $D_7 = 57354$. (5.24)

На ці витрати пари виконується тепловий розрахунок ступенів відповідних відсіків турбіни.

Визначення ефективності регенеративного підігріву живильної води:

питома витрата пари на турбіну

$$d_e^p = \frac{D_0}{N_{ек}} = \frac{80941}{22500} = 3,60 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год}); \quad (5.25)$$

питома витрата теплоти турбінної установки

$$q_e^p = d_e^p (3472 - 935) = 9133 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{год}); \quad (5.26)$$

термічний ККД ПТУ з регенеративним підігрівом живильної води

$$\eta_t = \frac{H_0 - \sum_1^n \alpha_n (H_0 - h_{0n})}{h_0 - t_{пв'}} = \frac{1224,7}{3479 - 935} = 0,481 \quad (5.27)$$

де

$$\begin{aligned} H_0 - \sum_1^n \alpha_n (H_0 - h_{0n}) &= \\ &= 1438 - [0,0666(1438 - 360) + 0,064(1438 - 515) + 0,0337(1438 - 668) \\ &\quad + 0,0513(1438 - 830) + 0,0473(1438 - 994) + 0,032(1438 - 1176)] \\ &= 1224,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \end{aligned} \quad (5.28)$$

абсолютний електричний ККД турбінної установки

$$\eta_e = \frac{\bar{H}_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{h_0 - t_{ж.в}} = \frac{1042 \cdot 0,98 \cdot 0,98}{3479 - 935} = 0,394; \quad (5.29)$$

питома витрата умовного палива

$$b_e^p = \frac{q_e^p}{\eta_{ка} \cdot Q_H^p} = \frac{9133}{0,9 \cdot 29330} = 0,346 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год}); \quad (5.30)$$

абсолютна витрата умовного палива

$$B_e^p = b_e^p \cdot N_e = 0,346 \cdot 22500 = 7785 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год}). \quad (5.31)$$

Для паротурбінної установки без регенеративного підігріву живильної води:
загальна витрата пари на турбіну

$$D'_0 = \frac{3600 N_{\text{ек}}}{H_0 \cdot \eta_{0i} \cdot \eta_m \cdot \eta_r} = \frac{3600 \cdot 22500}{1438 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 69000 \text{ кг}/\text{год}; \quad (5.32)$$

питома витрата пари

$$d'_e = \frac{D'_0}{N_{\text{ек}}} = \frac{69000}{22500} = 3,60 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год}); \quad (5.33)$$

питома витрата теплоти

$$q'_e = d'_e (h_0 - h_k) = 3,60 \cdot (3479 - 107) = 10318 \text{ кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{год}); \quad (5.34)$$

термічний ККД

$$\eta'_t = \frac{h_0 - h_{2t}}{h_0 - h_k} = \frac{3479 - 2041}{3479 - 107} = 0,426; \quad (5.35)$$

абсолютна витрата умовного палива

$$b_e = \frac{q'_e}{\eta_{\text{ка}} \cdot Q_H^p} = \frac{10318}{0,9 \cdot 29330} = 0,391 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год}). \quad (5.36)$$

Підвищення економічності паротурбінної установки з регенеративним підігрівом живильної води в порівнянні з ПТУ без відборів пари на регенерацію становить, %:

по питомій витраті теплоти

$$E = \frac{q'_e - q_e^3}{q'_e} 100\% = \frac{10318 - 9133}{10318} 100 = 11,5\%; \quad (5.37)$$

по питомій витраті палива

$$E' = \frac{b_e - b_e^3}{b_e} 100\% = \frac{0,391 - 0,346}{0,391} 100 = 11,5\%; \quad (5.38)$$

Річна економія витрати палива в абсолютних величинах

$$\Delta E_T = A(B_e - B_e^p) = 5000(8797 - 7785) = 5060 \text{ т}. \quad (5.39)$$

Результати розрахунків заносяться до таблиці 5.1

Таблиця 5.1 – Параметри регенеративного підігріву живильної води

Найменування	П1	П2	П3	П4	П5	П6	Ежектор	Конден-
--------------	----	----	----	----	----	----	---------	---------

			(Д)					сатор
1. Тиск, МПа :								
- гріючої пари у відборі, P_{Π}	2,63	1,43	0,7	0,31	0,11	0,031	0,11	-
- гріючої пари в підігрівачі, P'_{Π}	2,50	1,37	0,6	0,29	0,105	0,03	-	0,0035
2. Температура, °С								
- насичення гріючої пари, $t_{\text{нп}}$	233,0	193,0	158,0	131,7	100,5	69,2	-	26,4
- води на виході з підігрівача, $t_{\text{вп}}$	228,0	188,0	158,0	126,7	95,5	64,2	33,0	25,5
3. Тепловміст, кДж/кг								
- води на виході з підігрівача, $h_{\text{вп}}$	935,0	799,0	667,0	533,0	400,0	269,4	138,3	107,0
- води на вході в підігрівач, $h_{\text{п-1}}$	799,0	667,0	533,0	400,0	269,4	138,3	107,0	-
- гріючої пари відборів, h_{Π}	3202	3076	2940	2796	2644	2480	-	2235
- конденсату гріючої пари відборів, $h_{\text{кп}}$	958,0	822,0	667,0	554,0	420,9	287,5	420,9	110,6

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Капелюх П.Н. Парові турбіни. Видання 3-є, виправлене та доповнене. 2001.
2. Гнітько С.М., Бучинський М.Я., Попов С.В., Чернявський Ю.А. Технологічні машини: підручник для студентів спеціальностей механічної інженерії закладів вищої освіти. Харків: НТМТ, 2020. 258 с. ISBN 978-617-578-314-6
3. Sanders, William P (2004). Turbine Steam Plant: Mechanical Design and Manufacture. Vol. III A. Penn Well. ISBN.9781628702989.
4. Heinz P. Bloch. A Practical Guide to Steam Turbine Technology 1st Edition. McGraw-Hill Professional; 1st edition (September 1, 1995), 348 pages.
5. James Ambrose Moyer. The Steam Turbine - A Practical and Theoretical Treatise for Engineers and Designers, Including a Discussion of the Gas Turbine" University of Michigan Library (January 1, 1908), 408 pages.
6. Семенов О.С., Шевченко О.М. Тепловий розрахунок парової турбіни. – Київ: Вища школа, 1975. 205 с.
7. Вукалович М.П. Таблиці термодинамічних властивостей води та водяної пари. М. - Л.: Енергія, 1965. 399 с.

Інформаційні ресурси:

1. Міністерство енергетики України. [Online]. Режим доступу:
<https://www.mev.gov.ua/>
2. Українські енергетичні машини. [Online]. Режим доступу:
<https://ukrenergymachines.com/>
3. ДП НАЕК «Енергоатом». [Online]. Режим доступу:
<https://www.energoatom.com.ua/>
4. АТ «Енергетична компанія України». [Online]. Режим доступу:
<https://ecu.gov.ua/>

Додаток А

Температура і питома ентальпія води на лінії насичення

t °C	h кДж/кг	t °C	h кДж/кг	t °C	h кДж/кг
15	63,0	145	610,5	275	1210,7
20	83,9	150	632,2	280	1236,9
25	104,8	155	653,9	285	1263,1
30	125,7	160	675,5	290	1290,0
35	146,6	165	697,3	295	1317,2
40	167,5	170	719,2	300	1344,9
45	188,4	175	741,1	305	1371,1
50	209,4	180	763,1	310	1402,1
55	230,2	185	785,2	315	1431,7
60	251,1	190	807,5	320	1462,1
65	272,1	195	829,9	325	1493,6
70	293,0	200	852,4	330	1526,1
75	314,0	205	879,0	335	1559,8
80	334,9	210	897,7	340	1594,7
85	355,9	215	920,7	345	1632,0
90	377,0	220	943,7	350	1671,0
95	398,0	225	966,9		
100	419,1	230	990,4		
105	420,2	235	1013,9		
110	461,3	240	1037,5		
115	482,5	245	1061,6		
120	503,7	250	1085,7		
125	525,0	255	1110,2		
130	546,3	260	1135,1		
135	567,5	265	1160,2		
140	589,0	270	1185,3		

Додаток Б

Варіанти завдань розрахунку теплових схем парових турбін

Вар		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
НеЛ	МВт	8	10	12	14	16	8	10	12	14	16
P ₀	МПа	1,0	1,2	1,4	1,6	1,0	1,2	1,4	1,6	1,0	1,2
t ₀	°C	220	230	240	250	260	220	230	240	220	240
P _k	МПа	0,004	0,0042	0,0044	0,0046	0,0048	0,005	0,0052	0,0054	0,0056	0,004
n	об/хв	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000
Вар		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
НеЛ	МВт	8	10	12	14	16	8	10	12	14	16
P ₀	МПа	1,4	1,6	1,0	1,2	1,4	1,6	1,0	1,2	1,4	1,6
t ₀	°C	240	260	220	230	240	250	240	250	250	260
P _k	МПа	0,004	0,0042	0,0044	0,0046	0,0048	0,005	0,0052	0,0054	0,0056	0,004
n	об/хв	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000

Вар		21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
НеЛ	МВт	8	10	12	14	16	8	10	12	14	16
P ₀	МПа	1,0	1,2	1,4	1,6	1,0	1,2	1,4	1,6	1,0	1,2
t ₀	°C	220	230	240	250	220	230	240	250	230	250
P _k	МПа	0,004	0,0042	0,0044	0,0046	0,0048	0,005	0,0052	0,0054	0,0056	0,004
n	об/хв	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000