

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсової роботи та розрахункових завдань за темою
**«РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ
ЕНЕРГОБЛОКУ ТЕС»**

за курсами «Теплові і атомні електричні станції» та «Енергетичні установки»
для студентів спеціальностей 144 «Теплоенергетика»,
141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»
усіх форм навчання

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 3 від 12.10.2023 р.

Харків
НТУ «ХПІ»
2024

Методичні вказівки до виконання курсової роботи та розрахункових завдань за темою «Розрахунок показників теплової схеми енергоблоку ТЕС» за курсами «Теплові і атомні електричні станції» та «Енергетичні установки» для студентів спеціальностей 144 «Теплоенергетика», 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» усіх форм навчання / уклад.: А. М. Ганжа, О. В. Кошельнік. – Харків: НТУ «ХП», 2024. – 36 с.

Укладачі: А. М. Ганжа
О. В. Кошельнік

Рецензент

Кафедра теплотехніки та енергоефективних технологій

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1. МЕТА ТА ЗАВДАННЯ ВИКОНАННЯ РОБОТИ	4
2. ОПИС ПРИНЦИПОВОЇ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ	5
3. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ	7
4. ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ПАРОГЕНЕРАТОРА	9
4.1. Матеріальний баланс процесу горіння палива	9
4.2. Визначення ККД парогенератора	11
5. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПАРИ У ВУЗОВИХ ТОЧКАХ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ	14
5.1. Робочий процес у ЦВТ	14
5.2. Робочий процес у ЦСТ	15
5.3. Робочий процес у турбінному приводі живильного насоса	15
5.4. Тепловий розрахунок конденсатора	16
5.5. Робочий процес у ЦНТ	19
5.6. Параметри пари у вузлових точках відбору пари на регенерацію	20
5.7. Розрахунок насосного обладнання	20
5.8. Параметри живильної води на вході до парогенератора	22
6. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОТИ І РОБОТИ ЦИКЛУ ПТУ	22
7. МАТЕРІАЛЬНИЙ БАЛАНС ПТУ	23
8. РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ТЕПЛОВОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ЕНЕРГОБЛОКУ	24
9. ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ	26
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	27
ДОДАТОК	28

ВСТУП

Перетворення енергії палива на електричну здійснюється на сучасних паротурбінних електростанціях на основі складних теплових схем. Як відомо, застосування складних термодинамічних циклів з використанням теплоти відпрацьованої пари для зовнішнього споживання і регенеративного підігріву живильної води із застосуванням проміжного перегріву пари сприяє підвищенню теплової економічності енергоблоків. У цих методичних вказівках представлено методику розрахунку теплового балансу парогенератора та термодинамічний розрахунок принципової теплової схеми паротурбінної енергоустановки номінальною потужністю 290-310 МВт. Принципова тепла схема енергоустановки відповідає реальній тепловій схемі енергоблоку з турбоустановкою надкритичного тиску К-300-240 Харківського турбінного заводу, перед якою встановлюються прямоточні парогенератори типів ТПП-210, ТПП-210-А або ПК-41 номінальною продуктивністю 950 т/год.

Методичні вказівки призначені для виконання розрахункових завдань з дисципліни «Теплові та атомні електричні станції».

1. МЕТА І ЗАВДАННЯ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Метою виконання роботи є закріплення теоретичних знань та набуття практичних навичок у проведенні розрахунків показників теплових схем потужних паротурбінних енергоблоків теплових електричних станцій.

Завданнями розрахунку теплового балансу парогенератора є:

- визначення теплоти згоряння палива;
- розрахунок об'ємів продуктів згоряння, що утворилися під час спалювання палива;

- визначення ККД парогенератора;
- визначення витрати палива у парогенераторі;

Завданнями термодинамічного розрахунку теплової схеми

паротурбінної установки є:

- визначення параметрів пари у вузлових точках теплової схеми;
- тепловий розрахунок конденсатора;
- розрахунок насосного обладнання теплової схеми;
- визначення теплоти та роботи циклу ПТУ;
- розрахунок матеріального балансу ПТУ;
- розрахунок показників теплової економічності ПТУ та порівняльний аналіз розрахованих варіантів.

Термодинамічний розрахунок теплової схеми виконується у двох варіантах схеми включення живильного насоса:

- а) живильний насос працює від електричного приводу (ЕП);
- б) живильний насос працює від турбінного приводу (ТП).

2. ОПИС ПРИНЦИПОВОЇ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ

Принципова тепла схема енергетичної паротурбінної установки зображена на рис. 2.1. У парогенераторі (ПГ) теплота, що утворюється при спалюванні палива, витрачається на генерацію перегрітої пари з тиском p_0 та температурою t_0 . Пройшовши через стопорний і регулюючий клапан, гостра пара дроселюється до тиску $p_{1в}$. Далі пара надходить у парову турбіну, що складається з циліндрів високого (ЦВТ), середнього (ЦСТ) та низького тиску (ЦНТ).

Після розширення ЦВТ водяна пара направляється в проміжний пароперегрівач (ПП) на вторинний перегрів, де підігрівається до температури $t_{пп}$ і дроселюється трактом пароперегрівача до тиску $p_{1с}$. З ЦВТ і безпосередньо після нього здійснюється два нерегульовані відбори пари в поверхневі регенеративні обігрівачі живильної води високого тиску (ПВТ).

Пара після проміжного перегрівача надходить у ЦСТ, звідки здійснюється чотири нерегульовані відбори пари. З одного з них частина потоку пари направляється в поверхневий ПВТ, інша частина потоку надходить у деаератор (регенеративний підігрівач змішувального типу), а третя – на турбінний привід живильного насосу (ТП). Пара з трьох інших відборів направляється в поверхневі регенеративні підігрівачі низького тиску (ПНТ). Відпрацьована пара після ТП змішується з основним потоком пари після ЦСТ, і весь потік прямує на ЦНТ.

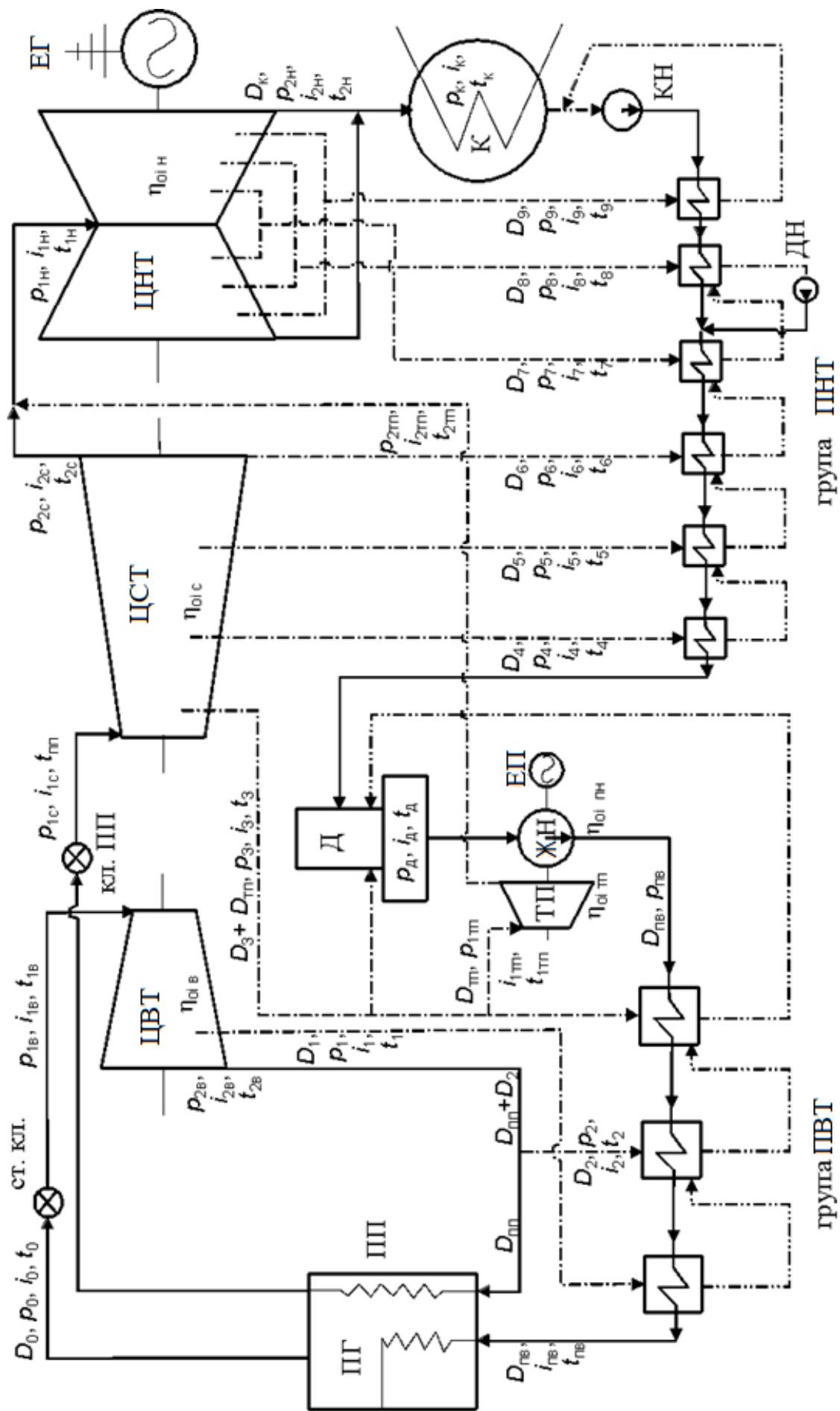


Рисунок 2.1 – Спрощена принципова теплова схема енергоблоку

ЦНТ виконаний за двофотоквою схемою. З нього здійснюються три відбори на регенерацію, які направляються до ПНТ. Після ЦНТ пара розширюється до тиску в конденсаторі p_k , де відбувається її конденсація. Потік основного конденсату подається групою конденсатних насосів першого і другого ступеня (КН) в систему ПНТ, де він підігрівається за рахунок теплоти пари конденсації з відборів. Далі потік основного конденсату направляється в деаератор (Д), де відбувається його очищення від розчинених агресивних газів та підігрів за рахунок пари з відбору. З деаератора потік очищеної (живильної) води під високим тиском подається живильним насосом (ЖН) у групу ПВТ, і далі – парогенератор. Залежно від схеми включення живильний насос може працювати за рахунок турбінного приводу (ТП) або електричного приводу (ЕП). Потік конденсату каскадного зливу після ПНТ закачується в лінію основного конденсату дренажним насосом (ДН), а після ПВТ надходить у деаератор (Д).

3. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ

Вихідними величинами є:

- $N_{\text{ел}}$ – номінальна електрична потужність, МВт;
- α_j – частки витрат пари у відбори з турбіни, т/год (нумерація відборів – наскрізна у бік від першого відбору ЦВТ до останнього відбору ЦНТ);
- $\alpha_{\text{ТП}}$ – частка витрати пари на ТП, т/год;
- t_0 – температура гострої пари, °С;
- $t_{\text{пш}}$ – температура пари після проміжного пароперегрівача, °С;
- $t_{1в}$ – температура охолоджувальної води на вході до конденсатора, °С;
- p_0 – тиск гострої пари, МПа;
- $p_{2в}$ – тиск пари після ЦВТ, МПа;
- $p_{2с}$ – тиск пари після ЦСТ, МПа;
- p_d – тиск пари в деаераторі, МПа;
- $p_{\text{ок}}$ – тиск основного конденсату, МПа;
- p_j – тиск пари у відборах з турбіни, МПа;
- $p_{\text{ТП}}$ – тиск пари у відборі з турбіни на ТП, МПа;
- $\eta_{\text{oi в}}, \eta_{\text{oi с}}, \eta_{\text{oi н}}$ – відносні внутрішні ККД ЦВТ, ЦСТ та ЦНТ;
- $\eta_{\text{oi ТП}}$ – відносний внутрішній ККД ТП;
- $\eta_{\text{жн}}, \eta_{\text{кн}}, \eta_{\text{дн}}$ – внутрішні ККД ЖН, КН та ДН, що враховують втрати в насосах;

$\eta_{ед}, \eta_{трф}, \eta_p$ – ККД електродвигунів, трансформаторів, редукторів або гідромуфти, якщо частота обертання насосу регулюється;

$\eta_{мех}, \eta_{мех\ тп}$ – механічні ККД турбіни та ТП;

$\eta_{ег}$ – ККД електрогенератора;

$\eta_{тр}$ – ККД, що враховує втрати теплоти у доквілля;

$\Delta p_{ст}$ – втрати тиску пари при дроселюванні на стопорному та регулювальному клапанах, %;

$\Delta p_{пп}$ – втрати тиску пари при проходженні трактом проміжного пароперегрівача до ЦСТ, %;

$\Delta p_{о\ тп}$ – втрати тиску пари при проходженні трактом від відбору на ТП до самого турбоприводу, %;

$\Delta p_{тп\ с}$ – втрати тиску пари при проходженні трактом від ТП до місця змішування з потоком із ЦСТ, %;

m – кратність охолодження у конденсаторі;

z – число ходів охолоджувальної води в конденсаторі;

F_k – площа поверхні охолодження конденсатора, м²;

d_1 – внутрішній діаметр трубок у конденсаторі, мм;

$d_k^{ном}$ – питоме парове навантаження при номінальній витраті пари в конденсатор, кг/(м²·год);

w_b – швидкість охолоджувальної води в трубках, м/с.

Використовуване паливо в парогенераторі та його розрахункові характеристики надаються в табл. Д.1–Д.4 згідно з варіантом завдання.

Параметри $N_{ел}, t_0, t_{пп}, t_{1в}$, а також вид системи водопостачання та якість охолоджуючої води вибираються згідно з варіантом завдання з табл. Д.5.

Величини тиску пари $p_0, p_{2в}, p_{2с}$, а також параметри, що характеризують відбори пари $\alpha_j, \alpha_{тп}$ и $p_j, p_{тп}$ визначаються з табл. Д.6, де наведено дані заводських розрахунків теплової схеми турбоустановки К-300-240 ХТГЗ у номінальному режимі.

Тиск p_d у деаераторі прийнято 0,687 МПа у всіх режимах роботи установки. Тиск основного конденсату p_o , що створюється групою конденсатних насосів, приймається рівним 2 МПа.

Величини ККД відсіків турбіни $\eta_{oi\ в}, \eta_{oi\ с}, \eta_{oi\ н}$, а також ККД ТП $\eta_{oi\ тп}$ на номіналі наводяться у табл. Д.6.

Значення інших ККД: ЖН $\eta_{жн} = 0,8$; КН $\eta_{кн} = 0,73$; ДН $\eta_{дн} = 0,7$; електродвигунів $\eta_{ед} = 0,9$; трансформаторів $\eta_{трф} = 0,988$; редукторів або гідромуфт насосів $\eta_p = 0,99$; механічний турбіни $\eta_{мех} = 0,987$; механічний

турбоприводу ПН $\eta_{\text{мех тп}} = 0,985$; електрогенератора $\eta_{\text{ег}} = 0,9875$; ККД, що враховує втрати теплоти у доквілля $\eta_{\text{тр}} = 0,99$.

Втрати тиску пари при проходженні трактом проміжного пароперегрівача до ЦСТ $\Delta p_{\text{пп}}$ приймаються рівними 10 %, при дроселюванні на стопорному та регульовальному клапанах $\Delta p_{\text{ст}} - 5$ %, від відбору на ТП до турбоприводу $\Delta p_{\text{о тп}}$ та від ТП до змішування з потоком з ЦСТ $\Delta p_{\text{тп с}} -$ по 4 %.

Кратність охолодження m , число ходів z , площа поверхні охолодження $F_{\text{к}}$, внутрішній діаметр трубок d_1 , питома номінальне парове навантаження $d_{\text{к}}^{\text{ном}}$ обираються залежно від основних характеристик конденсаторів для енергоблоків потужністю 300 МВт, які наведені у табл. Д.7. Величину швидкості охолоджувальної води в трубках $w_{\text{в}}$ прийняти рівним допустимому значенню з погляду ерозійно-корозійного їх зносу, тобто 2 м/с. Варіанти марок конденсаторів (А чи Б) вибираються згідно з табл. Д.5.

Поправки на стан поверхні охолодження конденсатора a в залежності від виду системи водопостачання та якості охолоджувальної води наводяться в табл. Д.8 (варіанти А, Б і В з табл. Д.5).

4. ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ПАРОГЕНЕРАТОРА

4.1. Матеріальний баланс процесу горіння палива

Для заданого складу нижча теплота згоряння твердих та рідких палив може бути визначена за формулою, кДж/кг:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 339 C^{\text{р}} + 1025 H^{\text{р}} - 108,5 (O^{\text{р}} - S^{\text{р}}) - 25 W^{\text{р}}.$$

Нижча теплота згоряння газоподібного палива, кДж/м³:

$$Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 126 CO + 358 CH_4 + 638 C_2H_6 + 913 C_3H_8 + \\ + 1187 C_4H_{10} + 1460 C_5H_{12} + 108 C_2.$$

Розрахунок теоретичних об'ємів повітря та продуктів згоряння при заданому складі робочої маси твердого палива, проводиться наступним чином при коефіцієнті надлишку повітря $\alpha = 1$:

- теоретична кількість повітря, необхідного для повного спалювання

1 кг твердого та рідкого палива, знаходиться за формулою, м³/кг:

$$V^0 = 0,0889(C^p + 0,375 S^p) + 0,265 H^p - 0,0333 O^p.$$

• об'єм продуктів згоряння, що утворився при спалюванні 1 кг палива в теоретично потрібній кількості повітря, м³/кг:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0,$$

де об'єми згоряння кожного компонента визначаються наступним чином, м³/кг:

$$V_{RO_2} = 0,01866(C^p + 0,375 S^p),$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V^0 + 0,008 N^p,$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 H^p + 0,0124 W^p + 0,0161 V^0.$$

Теоретичні об'єми повітря та продуктів згоряння при спалюванні 1 м³ газоподібного палива можна розрахувати за формулами, м³/м³:

- теоретичний об'єм повітря:

$$V^0 = 0,0476 \left[\sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n + 0,5(CO + H_2) + 1,5 H_2S - O_2 \right];$$

- теоретичні об'єми продуктів згоряння:

$$V_{RO_2} = 0,01 \left(\sum m C_m H_n + CO_2 + CO + H_2S \right);$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 V^0 + 0,01 N_2;$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \left(\sum \frac{n}{2} C_m H_n + H_2S + H_2 + 0,124 d_{\Gamma} + 1,61 V^0 \right),$$

де d_{Γ} – вміст вологи в газоподібному паливі (при вмісті < 10 г на 1 м³ сухого газу – не враховується).

Дійсна кількість повітря визначається добутком коефіцієнта надлишку повітря α та теоретичної кількості повітря, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$):

$$V_d = \alpha V^0,$$

де коефіцієнт надлишку повітря α обирається з табл. Д.2 в залежності від виду палива.

Дійсні кількості продуктів згоряння при коефіцієнті надлишку повітря для всіх видів палива $\alpha > 1$ розраховується за формулами, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$):

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0,$$

$$V_{\text{N}_2} = V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha - 1)V^0.$$

Об'єм трьохатомних газів V_{RO_2} не залежить від значення коефіцієнта надлишку повітря α .

Дійсний об'єм димових газів, $\text{м}^3/\text{м}^3$ ($\text{м}^3/\text{кг}$):

$$V_r = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}.$$

4.2. Визначення ККД парогенератора

Коефіцієнт корисної дії парогенератора брутто визначається за формулою, %:

$$\eta_{\text{пг}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6).$$

Втрати теплоти з хімічним q_3 і механічним q_4 недопалом палива залежать від виду палива, способу його спалювання та приймаються за табл. Д.2.

Втрати теплоти від зовнішнього охолодження q_5 залежать від паропроодуктивності (для парогенератора – 950 т/год) і визначаються за табл. Д.3.

Втрати теплоти з фізичною теплотою шлаку q_6 при спалюванні твердих палив залежать від системи шлаковидалення з топок. Рідке шлаковидалення

(РШВ) застосовується, якщо використовується малозольне $10^3 \cdot A^p / Q_{\text{нв}}^p \leq 1 \text{ \%} \cdot \text{кг/МДж}$ слабореакційне паливо з легкоплавкою золою ($t_3 < 1350 \text{ }^\circ\text{C}$) і малою вологістю ($10^3 \cdot W^p / Q_{\text{нв}}^p \leq 0,7 \text{ \%} \cdot \text{кг/МДж}$). В інших випадках використовується тверде шлаковидалення (ТШВ). У підсумку втрати q_6 визначаються за формулою, %:

$$q_6 = \frac{\left(\frac{A^p}{100} (C\vartheta)_{\text{шл}} + q_{\text{шл}} \right) (1 - a_{\text{вин}})}{Q_{\text{нв}}^p} 100,$$

де $a_{\text{вин}}$ – частка винесення золи з топки, яка наводиться в табл. Д.2; $(C\vartheta)_{\text{шл}}$ – ентальпія шлаку, що видаляється (табл. Д.4). При РШВ ентальпія шлаку визначається за температурою плавкості золи палива, що використовується t_3 (див. табл. Д.1), збільшеної на $100 \text{ }^\circ\text{C}$. При ТШВ температура шлаку, що видаляється з топки, становить $600\text{--}700 \text{ }^\circ\text{C}$; $q_{\text{шл}}$ – теплота плавлення шлаку 260 кДж/кг (враховується при РШВ).

Втрати теплоти з відхідними газами q_2 залежать від температури відхідних газів, що покидають парогенератор, і визначаються за формулою, %:

$$q_2 = \frac{(I_{\text{від}} - \alpha_{\text{від}} I_{\text{хп}}^0) (100 - q_4)}{Q_{\text{нв}}^p},$$

де $Q_{\text{нв}}^p$ – наявна теплота робочої маси палива, приймається $Q_{\text{нв}}^p = Q_{\text{н}}^p$, кДж/кг для більшості видів твердих або $Q_{\text{нв}}^p = Q_{\text{н}}^c$, кДж/м^3 – газоподібних палив. Для рідкого палива – $Q_{\text{нв}}^p = Q_{\text{н}}^p + Q_{\text{фт}}$. Фізична теплота рідкого палива визначається як $Q_{\text{фт}} = C_{\text{м}} t_{\text{м}}$. Теплоємність мазуту необхідно визначити за формулою $C_{\text{м}} = 1,74 + 0,0025 t_{\text{м}}$, ($\text{кДж/(кг} \cdot \text{ }^\circ\text{C)}$) при температурі його підігріву перед топкою $t_{\text{м}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$;

$\alpha_{\text{від}}$ – коефіцієнт надлишку повітря відхідних газів на виході з парогенератора з урахуванням неорганізованих присосів холодного повітря (див. табл. Д.2).

$I_{\text{хп}}^0$ – ентальпія холодного повітря при розрахунковій температурі $\vartheta_{\text{хп}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, кДж/кг (кДж/м^3):

$$I_{\text{хп}}^0 = V^0 (C\vartheta)_{\text{хп}},$$

$I_{\text{від}}$ – ентальпія відхідних газів при температурі газів $t_{\text{від}}$, кДж/кг (кДж/м³):

$$I_{\text{від}} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha_{\text{від}} - 1)I_{\text{п}}^0 + I_{\text{зл}},$$

де I_{Γ}^0 – ентальпія теоретичного об'єму димових газів, кДж/кг (кДж/м³), яку розраховують за формулою

$$I_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2} (C\vartheta)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (C\vartheta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (C\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}},$$

де $I_{\text{п}}^0$ – теоретична ентальпія повітря, кДж/кг (кДж/м³):

$$I_{\text{п}}^0 = V^0 (C\vartheta)_{\text{п}},$$

де $I_{\text{зл}}$ – ентальпія золи, що виноситься, кДж/кг:

$$I_{\text{зл}} = (C\vartheta)_{\text{зл}} A^p a_{\text{вин}} / 100.$$

Ентальпію золи у відхідних димових газах при спалюванні твердого палива слід враховувати, якщо наведена величина винесення золи з топки буде $10^3 \cdot A^p a_{\text{вин}} / Q_{\text{н}}^p \geq 1,5$ кг/МДж.

Величини ентальпії повітря, газів і золи ($C\vartheta$) в залежності від температури відхідних газів $t_{\text{від}}$ наведені в табл. Д.4. Значення температури відхідних газів $t_{\text{від}}$ приймається за табл. Д.1 згідно з варіантом завдання.

У результаті коефіцієнт корисної дії парогенератора нетто визначається за формулою, %:

$$\eta_{\text{пг}}^{\text{н}} = \eta_{\text{пг}}^{\text{бп}} - \Delta\eta_{\text{пг}}^{\text{вп}},$$

де $\Delta\eta_{\text{пг}}^{\text{вп}}$ – частка витрат на власні потреби парогенератора (на привід дугтьових вентиляторів, димососів, обладнання пилосистеми, механізмів дистанційного та автоматичного керування, обдувних апаратів), які становлять 2–5 %. У розрахунках прийняти 3 %.

Розрахунок витрати палива у парогенераторі виконується в розділі 8.

5. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПАРИ У ВУЗЛОВИХ ТОЧКАХ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

5.1. Робочий процес у ЦВТ

Ентальпія i_0 і ентропія s_0 гострої пари (на виході з парогенератору перед стопорним клапаном) визначається згідно з i - s діаграмою за заданими тиском p_0 і температурою t_0 . На i - s діаграмі ставиться точка 0 (i_0, s_0).

Перед входом до ЦВТ пара дроселюється в стопорному та регульовальному клапанах до тиску $p_{1в}$. Тиск пари після дроселювання з урахуванням втрат $\Delta p_{ст}$, %:

$$p_{1в} = (1 - \Delta p_{ст} / 100) p_0.$$

На i - s діаграмі процес адіабатного дроселювання умовно позначається горизонтальною лінією $i_{1в} = i_0 = \text{const}$ від ізобари p_0 до перетину з ізобарою $p_{1в}$. Таким чином визначаються параметри пари на вході до ЦВТ та ставиться точка $I_в$ ($i_{1в}, s_{1в}$). Знаходиться температура пари на вході до ЦВТ $t_{1в}$.

Параметри пари після ЦВТ визначаються наступним чином:

а) від точки $I_в$ відкладається вертикальна лінія до перетину з ізобарою $p_{2в}$. Ставиться точка $2_{ва}$ ($i_{2ва}, s_{2ва} = s_{1в}$). Відрізок (теплоперепад) $h_{ва} = i_{1в} - i_{2ва}$ характеризує процес ідеального адіабатного (тобто ізоентропічного) розширення пари в ЦВТ;

б) знаходиться дійсний теплоперепад у ЦВТ:

$$h_в = h_{ва} \eta_{oi в};$$

в) рахується дійсна ентальпія пари на виході з ЦВТ:

$$i_{2в} = i_{1в} - h_в;$$

г) на i - s діаграмі ставиться точка дійсного закінчення робочого процесу в ЦВТ $2_в$ ($i_{2в}, s_{2в}$). Вона лежить на перетині горизонтальної лінії $i_{2в}$ з ізобарою $p_{2в}$;

д) для спрощення розрахунків дійсний процес розширення ЦВТ на i - s діаграмі зображується прямою лінією між точками $I_в$ та $2_в$.

5.2. Робочий процес у ЦСТ

Тиск пари на вході до ЦСТ з урахуванням втрат за трактом проміжного пароперегрівача (ПП) і на дроселювання в клапані ПП $\Delta p_{\text{пп}}$ (%) буде таким:

$$p_{1c} = (1 - \Delta p_{\text{пп}}/100) \Delta p_{2в}.$$

Ентальпія i_{1c} та ентропія s_{1c} пари на вході до ЦСТ після проміжного пароперегрівача визначається за тиском p_{1c} та заданою температурою $t_{1c} = t_{\text{пп}}$. На i - s діаграмі ставиться точка $1_c (i_{1c}, s_{1c})$.

Параметри пари після ЦСТ визначаються аналогічно, як і після ЦВТ:

а) від точки 1_c відкладається вертикальна лінія до перетину з ізобарою p_{2c} . Ставиться точка $2_{ca} (i_{2ca}, s_{2ca} = s_{1c})$. Відрізок (теплоперепад) $h_{ca} = i_{1c} - i_{2ca}$ характеризує процес ідеального адіабатного (тобто ізоентропічного) розширення пари в ЦСТ;

б) визначається дійсний теплоперепад у ЦСТ:

$$h_c = h_{ca} \eta_{oi c};$$

в) розраховується дійсна ентальпія пара на виході з ЦСТ:

$$i_{2c} = i_{1c} - h_c;$$

г) на i - s діаграмі ставиться точка дійсного закінчення робочого процесу в ЦСТ $2_c (i_{2c}, s_{2c})$. Вона лежить на лінії перетину горизонтальної лінії ентальпії i_{2c} з ізобарою p_{2c} ;

д) для спрощення розрахунків дійсний процес розширення у ЦСТ на i - s діаграмі зображується прямою лінією між точками 1_c і 2_c .

5.3. Робочий процес у турбінному приводі живильного насоса

Якщо за умовами виконання завдання живильний насос (ЖН) приводиться в рух за рахунок турбоприводу (ТП), розрахунок робочого процесу в ТП буде таким:

а) тиск пари на вході в ТП $p_{1 \text{ тп}}$ визначається з урахуванням заданих втрат $\Delta p_{o \text{ тп}}$ (%) на лінії від відбору на нього $p_{\text{тп}}$ до входу до турбоприводу:

$$p_{1 \text{ тп}} = (1 - \Delta p_{o \text{ тп}}/100) \Delta p_{\text{тп}};$$

б) тиск пари на виході з ТП $p_{2\text{тп}}$ визначається з урахуванням заданих втрат $\Delta p_{\text{тп с}}$ (%) на лінії виходу з ТП до виходу з ЦСТ:

$$p_{2\text{тп}} = (1 + \Delta p_{\text{тп с}} / 100) \Delta p_{2\text{с}};$$

в) на $i-s$ діаграмі ставиться точка ТП ($i_{\text{тп}}, s_{\text{тп}}$). Вона знаходиться на перетині лінії дійсного процесу в ЦСТ та ізобари $p_{\text{тп}}$;

г) від точки ТП відкладається умовна горизонтальна лінія до перетину з ізобарою $p_{1\text{тп}}$, що представляє процес адіабатного дроселювання пари на лінії від відбору до ТП. Ставиться точка $I_{\text{тп}}$ ($i_{1\text{тп}} = i_{\text{тп}}, s_{1\text{тп}}$);

д) від точки $I_{\text{тп}}$ відкладається вертикальна лінія до перетину з ізобарою $p_{2\text{тп}}$. Ставиться точка $2_{\text{тп а}}$ ($i_{2\text{тп а}}, s_{2\text{тп а}} = s_{1\text{тп}}$). Відрізок (теплоперепад) $h_{\text{тп а}} = i_{1\text{тп}} - i_{2\text{тп а}}$ характеризує процес ідеального адіабатного (тобто ізентропічного) розширення пари в ТП;

е) знаходиться дійсний теплоперепад у ТП:

$$h_{\text{тп}} = h_{\text{тп а}} \eta_{\text{оі тп}};$$

є) рахується дійсна ентальпія пари на виході з ТП:

$$i_{2\text{тп}} = i_{1\text{тп}} - h_{\text{тп}};$$

ж) на $i-s$ діаграмі ставиться точка дійсного закінчення робочого процесу у ТП $2_{\text{тп}}$ ($i_{2\text{тп}}, s_{2\text{тп}}$). Вона лежить на лінії перетину горизонтальної лінії ентальпії $i_{2\text{тп}}$ з ізобарою $p_{2\text{тп}}$;

з) для спрощення розрахунків дійсний процес розширення у ТП на $i-s$ діаграмі зображується прямою лінією між точками $I_{\text{тп}}$ та $2_{\text{тп}}$.

5.4. Тепловий розрахунок конденсатора

Конденсатор (рис. 5.1) являє собою теплообмінний апарат, в якому відбувається переведення відпрацьованої в турбіні водяної пари в рідкий стан (тобто конденсат). Конденсація пари відбувається на поверхні труб, що мають температуру меншу, ніж температура насичення при парціальному тиску пари в конденсаторі $p_{\text{к}}$. Такий тиск, як правило, передбачається нижче, ніж атмосферний (тобто вакуум). Це зроблено для підвищення термодинамічної

ефективності циклу ПТУ.

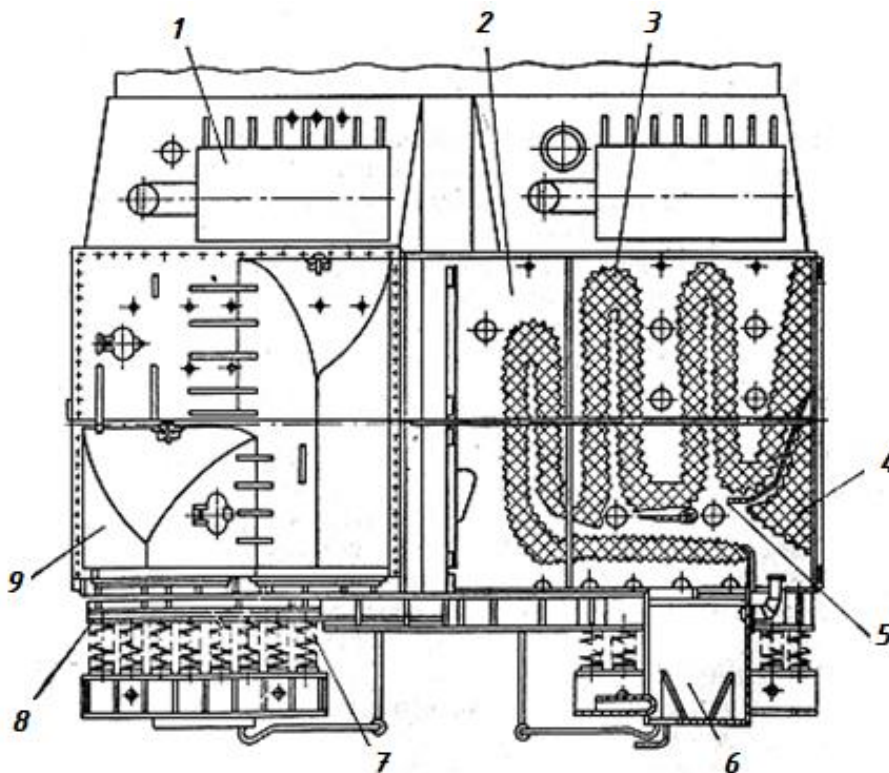


Рисунок 5.1 – Підвальный конденсатор турбоустановки К 300-240-2:

1 – приймально-скидний пристрій; 2 – проміжні трубні дошки; 3 – трубний пучок;
4 – повітроохолоджувач; 5 – щити парові; 6 – конденсатозбірник; 7 – опора пружинна; 8 – рама опорна; 9 – кришка передніх водяних камер

Вихідними для теплового розрахунку конденсатора є рівняння теплового балансу та рівняння теплопередачі.

Питоме парове навантаження на поверхню конденсатора, кг/(м²·год):

$$d_k = 10^3 \frac{D_k}{F_k}.$$

Оскільки спочатку витрата пари в конденсатор D_k невідома, то в першому наближенні можна визначити d_k , використовуючи номінальну потужність, на яку розраховувався конденсатор $N_{ел}^{ном} = 300$ МВт:

$$d_k = d_k^{ном} \frac{N_{ел}}{N_{ел}^{ном}}.$$

Кратність охолодження у конденсаторі $m = W/D_k$ залежить від умов та

системи водопостачання:

- для одноходових конденсаторів $m = 80 \div 120$;
- для двоходових конденсаторів $m = 60 \div 70$;
- для трьох- та чотириходових конденсаторів $m = 40 \div 50$.

Тут D_k і W – витрати відпрацьованої в турбіні пари та охолоджувальної води, кг/год. Величина кратності охолодження m обирається згідно з табл. Д.7.

Коефіцієнт теплопередачі в конденсаторі k для більшості конденсаторів ПТУ з латунними трубками можна порахувати за формулою Л.Д. Бермана, кВт/(м²·°С):

$$k = 4,07 \left(\frac{1,1w_B}{\sqrt[4]{d_1}} \right)^x \left[1 - \frac{0,42\sqrt{a}}{1000} (35 - t_{1B})^2 \right] \Phi_d \Phi_z.$$

Параметри, що входять до цієї формули, визначаються так:

- залежно від заданої схеми водопостачання коефіцієнт a , що характеризує чистоту поверхні охолодження конденсатора, обирається згідно з варіантом і табл. Д.8;

- розрахункові значення температури охолоджувальної води на вході в конденсатор t_{1B} приймаються в залежності від розташування установки та обраної системи водопостачання: $t_{1B} = 10, 12, 15, 20$ та 25 °С (обирається згідно з варіантом завдання (табл. Д.5);

- швидкість охолоджувальної води w_B у трубках конденсатора може бути в межах від 1,5 до 2,5 м/с. У розрахунках прийняти $w_B = 2$ м/с;

- внутрішній діаметр трубок d_1 , обирається з табл. Д.7 (підставляється у формулу в мм);

- показник ступеня x , $x = 0,12a \cdot (1 + 0,15t_{1B})$;

- коефіцієнт, що враховує кількість ходів води Φ_z :

$$\Phi_z = 1 + \frac{z - 2}{10} \left(1 - \frac{t_{1B}}{35} \right), \text{ (} z \text{ обирається з табл. Д.7);}$$

- коефіцієнт, що враховує вплив парового навантаження на конденсатор Φ_d . Для його розрахунку необхідно спочатку визначити граничне парове навантаження $d_K^{гп} = (0,9 \div 0,012t_{1B}) d_K^{ном}$. При паровому навантаженні $d_K < d_K^{гп}$ – $\Phi_d = \delta(2 - \delta)$, де $\delta = d_K / d_K^{гп}$. Якщо парове

навантаження знаходиться в межах $d_k^{гр} \leq d_k \leq d_k^{ном}$ та в розрахунках режимів, близьких до номінального, коефіцієнт $\Phi_d = 1$.

Виходячи зі спільного вирішення рівнянь теплового балансу та теплопередачі, обчислюється температура насичення пари в конденсаторі:

$$t_H = t_{1в} + \frac{r}{m c_{рв}} \frac{1}{1 - e^{-\frac{3600 K}{m c_{рв} d_k}}}$$

де r – теплота фазового переходу ($r \approx 2430$ кДж/кг); $c_{рв}$ – теплоємність охолоджувальної води ($c_{рв} \approx 4,19$ кДж/(кг °С)).

Тиск відпрацьованої пари p_k в конденсаторі визначається за температурою насичення t_H згідно з параметрами води та водяної пари на лінії насичення (табл. Д.9).

Температура конденсату t_k визначається з урахуванням деякого переохолодження конденсату щодо температури насичення пари t_H .

- для регенеративних конденсаторів $t_k = t_H - (0 \div 1 \text{ °С})$;
- для нерегенеративних конденсаторів $t_k = t_H - (3 \div 6 \text{ °С})$.

Для спрощення розрахунків слід прийняти переохолодження конденсату 0 °С (тобто $t_k = t_H$).

Значення ентальпії конденсату i_k розраховується за температурою t_k та тиском пари в конденсаторі p_k . З урахуванням того, що $t_k = t_H$, величина i_k буде еквівалентна ентальпії конденсату на лінії насичення i' (наводиться в табл. Д.9).

Таким чином, знайдено кінцеві параметри циклу p_k , t_k та i_k , які визначалися з урахуванням теплопередачальної здатності конденсатора.

5.5. Робочий процес у ЦНТ

Параметри пари на вході до ЦНТ знаходяться так:

- якщо живильний насос працює за рахунок електроприводу(ЕП):

$$i_{1н} = i_{2с}; s_{1н} = s_{2с}; p_{1н} = p_{2с} \text{ (тобто точки } 1_n \text{ і } 2_c \text{ збігаються);}$$

- якщо живильний насос працює за рахунок турбоприводу (ТП):

а) ентальпія пари на вході до ЦНТ рахується з урахуванням потоку, що підмішується з ТП:

$$i_{1H} = \frac{\left(1 - \sum_{j=1}^{n_{B-c}} \alpha_j - \alpha_{TP}\right) i_{2C} + \alpha_{TP} i_{2TP}}{1 - \sum_{j=1}^{n_{B-c}} \alpha_j},$$

де n_{B-c} – кількість відборів пари на регенерацію в ЦВТ та ЦСТ або останній відбір пари в ЦСТ;

б) на $i-s$ діаграмі ставиться точка $I_H (i_{1H}, s_{1H})$. Вона знаходиться на перетині горизонтальної лінії i_{1H} та ізобари p_{2C} ;

в) від точки I_H відкладається вертикальна лінія до перетину з ізобарою p_K . Таким чином ставиться точка $2_{HA} (i_{2HA}, s_{2HA} = s_{1H})$. Відрізок (теплоперепад) $h_{HA} = i_{1H} - i_{2HA}$ характеризує процес ідеального адіабатного (тобто ізоентропічного) розширення пари в ЦНТ;

г) знаходиться дійсний теплоперепад у ЦНТ:

$$h_H = h_{HA} \eta_{oi H};$$

д) розраховується дійсна ентальпія пари на виході з ЦНТ:

$$i_{2H} = i_{1H} - h_H;$$

е) на $i-s$ діаграмі ставиться точка дійсного закінчення робочого процесу у ЦНТ $2_H (i_{2H}, s_{2H})$. Вона лежить на лінії перетину горизонтальної лінії ентальпії i_{2H} з ізобарою p_K ;

є) для спрощення розрахунків дійсний процес розширення ЦНТ на $i-s$ діаграмі зображується прямою лінією між точками I_H та 2_H .

5.6. Параметри пари у вузлових точках відбору пари на регенерацію

На $i-s$ діаграмі ставляться точки $j (i_j, s_j)$. Ці точки знаходяться на перетині ліній робочих процесів в ЦВТ, ЦСТ та ЦНТ з ізобарами p_j .

5.7. Розрахунок насосного обладнання

Напір та тиск, що створюються живильним насосом (ЖН), розраховуються залежно від умов:

а) якщо живильний насос працює за рахунок турбінного приводу (ТП), напір, що створюється ЖН, визначається з урахуванням механічних втрат турбоприводу та внутрішнього ККД насоса, кДж/кг:

$$h_{\text{ЖН}} = \alpha_{\text{ТП}} h_{\text{ТП}} \eta_{\text{мех ТП}} \eta_{\text{ЖН}}.$$

Тиск живильної води за насосом, МПа:

$$p_{\text{ЖВ}} = p_{\text{д}} + 10^{-3} h_{\text{ЖН}} \rho_{\text{ЖВ}},$$

де $\rho_{\text{ЖВ}}$ – середня густина живильної води в насосі, яку можна прийняти $\rho_{\text{ЖВ}} \approx 910 \text{ кг/м}^3$.

б) якщо живильний насос працює за рахунок електричного приводу (ЕП), напір, що створюється ЖН, і тиск живильної води приймаються рівними величинам, розрахованими у варіанті а). Якщо варіант а) не розраховувався, то тиск живильної води приймається рівним $p_{\text{ЖВ}} = 30 \text{ МПа}$ і напір, що розвивається ЖН, кДж/кг, визначається таким чином:

$$h_{\text{ЖН}} = \frac{(p_{\text{ЖВ}} - p_{\text{д}}) 10^3}{\rho_{\text{ЖВ}}}.$$

Напір, що розвивається групою конденсатних насосів (КН), кДж/кг:

$$h_{\text{КН}} = \frac{(p_{\text{ок}} - p_{\text{к}}) 10^3}{\rho_{\text{ок}}},$$

де $\rho_{\text{ок}}$ – середня густина основного конденсату в групі конденсатних насосів, що визначається згідно з тиском $p_{\text{к}}$ за табл. Д.9.

Напір, що розвивається дренажним насосом (ДН), кДж/кг:

$$h_{\text{ДН}} = \frac{(p_{\text{ок}} - p_{\text{в}}) 10^3}{\rho_{\text{ДН}}},$$

де $\rho_{\text{ДН}}$ – густина дренажу (конденсату) нагрівальної пари 8-го відбору турбіни, $\rho_{\text{ДН}} = 967,3 \text{ кг/м}^3$ (визначається за тиском $p_{\text{в}}$).

5.8. Параметри живильної води на вході до парогенератора

Ентальпія живильної води на вході до парогенератора рахується, виходячи з балансу змішування всіх потоків з відборів турбіни та конденсатора з урахуванням напорів, що створюються насосами:

$$i_{\text{пв}} = \left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j\right) i_{\text{к}} + \sum_{j=1}^n (\alpha_j i_j) + \left(1 - \sum_{j=1}^{n-1} \alpha_j\right) h_{\text{кн}} + \sum_{j=n-5}^{n-1} (\alpha_j) h_{\text{дн}} + h_{\text{пн}}.$$

де n – кількість всіх відборів пари (крім відбору на ТП).

Температура живильної води $t_{\text{жв}}$ визначається за $i_{\text{жв}}$ та $p_{\text{жв}}$ відповідно до таблиць термодинамічних властивостей або табл. Д.10.

6. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОТИ ТА РОБОТИ ЦИКЛУ ПТУ

Розрахунок теплоти та роботи циклу проводиться для двох варіантів включення живильного насосу (ТП) и (ЕП).

Питома кількість теплоти, підведеної до робочого тіла в парогенераторі, кДж/кг:

$$q_1 = i_0 - i_{\text{пв}} + \left(1 - \sum_{j=1}^{n_{\text{в}}} \alpha_j\right) (i_{1\text{с}} - i_{2\text{в}})$$

де $n_{\text{в}}$ – кількість відборів пари з ЦВТ чи номер останнього відбору пари в ЦВТ.

Питома кількість теплоти, відведеної від робочого тіла у конденсаторі, кДж/кг:

$$q_2 = \left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j\right) (i_{2\text{н}} - i_{\text{к}})$$

де n – кількість усіх відборів пари (крім відбору на ТП).

Питома робота пари в термодинамічному циклі установки, кДж/кг:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2.$$

Питома внутрішня робота турбіни, кДж/кг:

$$l_i = l_{ц} + \left(1 - \sum_{j=1}^{n-1} \alpha_j \right) h_{кн} + \sum_{j=n-5}^{n-1} (\alpha_j) \cdot h_{дн} + h_{пн} .$$

7. МАТЕРІАЛЬНИЙ БАЛАНС ПТУ

Розрахунок матеріального балансу проводиться для двох варіантів включення живильного насосу (ТП) та (ЕП).

Витрата гострої пари, що надходить на турбіну, визначається, виходячи із заданої електричної потужності енергоблока, т/год:

$$D_0 = 3600 \frac{N_{ел}}{l_i \eta_{мех} \eta_{ег} \eta_{тр}} .$$

Витрати пари в кожен відбір, т/год:

$$D_j = \alpha_j D_0 ,$$

де j – поточний номер відбору.

Витрата пари, що відбирається на турбінний привід живильного насоса, т/год:

$$D_{тп} = \alpha_{тп} D_0 .$$

Витрата відпрацьованої пари D_k , що надходить до конденсатора, визначається з урахуванням усіх відборів (крім відбору на ТП), т/год:

$$D_k = \left(1 - \sum_{j=1}^n \alpha_j \right) D_0 .$$

Витрата пари, що надходить у проміжний пароперегрівач (ПП),

обчислюється з урахуванням пари, відібраної в ЦВТ, т/год:

$$D_{\text{ПП}} = \left(1 - \sum_{j=1}^{n_{\text{в}}} \alpha_j \right) D_0.$$

де $n_{\text{в}}$ – номер останнього відбору пари у ЦВТ.

Витрата живильної води в парогенераторі відповідно до матеріального балансу теплової схеми ПТУ має дорівнювати витраті гострої пари D_0 .

8. РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ТЕПЛОВОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ЕНЕРГОБЛОКУ

Розрахунок показників теплової економічності енергоустановки проводиться для двох варіантів включення живильного насоса (ТП) та (ЕП).

Теплова потужність турбогенераторної установки, яка витрачається, МВт:

$$Q_{\text{ту}} = q_1 \frac{D_0}{3600}.$$

Електрична потужність, яка витрачається на приводи, МВт:

а) живильного насоса:

$$N_{\text{ел}}^{\text{ЖН}} = \frac{D_0}{3600} \frac{h_{\text{ЖН}}}{\eta_{\text{ЖН}} \eta_{\text{ед}} \eta_{\text{ег}} \eta_{\text{трф}} \eta_{\text{р}}},$$

у разі використання турбоприводу ЖН

$$N_{\text{ел}}^{\text{ЖН}} = \frac{D_0 \alpha_{\text{ТП}} h_{\text{ТП}}}{3600};$$

б) групи конденсатних насосів, МВт:

$$N_{\text{ел}}^{\text{кн}} = \frac{D_0}{3600} \frac{h_{\text{кн}}}{\eta_{\text{кн}} \eta_{\text{ед}} \eta_{\text{ег}} \eta_{\text{трф}} \eta_{\text{р}}} \left(1 - \sum_{j=1}^{n-1} \alpha_j \right);$$

в) дренажного насоса, МВт:

$$N_{\text{ел}}^{\text{дн}} = \frac{D_0}{3600} \frac{h_{\text{дн}}}{\eta_{\text{дн}} \eta_{\text{ед}} \eta_{\text{ег}} \eta_{\text{трф}} \eta_{\text{р}}} \sum_{j=n-5}^{n-1} \alpha_j.$$

Електрична потужність, що відбирається на власні потреби турбоустановки з урахуванням лише приводів насосів:

$$N_{\text{ел}}^{\text{н}} = N_{\text{ел}}^{\text{жн}} + N_{\text{ел}}^{\text{кн}} + N_{\text{ел}}^{\text{дн}}.$$

Частка потужності, що відбирається на власні потреби турбоустановки:

$$E_{\text{вп}} = \frac{N_{\text{ел}}^{\text{н}}}{N_{\text{е}}}.$$

Абсолютний електричний ККД турбогенераторної установки:

$$\eta_{\text{ту}} = \frac{N_{\text{ел}}}{Q_{\text{ту}}} (1 - E_{\text{вп}}).$$

Питома витрата пари на турбогенераторну установку, кг/(кВт·год):

$$d = \frac{D_0}{N_{\text{ел}}}.$$

Витрата робочої маси використовуваного та умовного палива для здійснення номінального режиму роботи енергоблоку, т/год:

$$B = 3,6 \frac{Q_{\text{ту}}}{Q_{\text{нв}}^{\text{р}} \eta_{\text{пг}}^{\text{бр}}} \quad \text{та} \quad B_{\text{ум}} = 3,6 \frac{Q_{\text{ту}}}{Q_{\text{н ум}}^{\text{р}} \eta_{\text{пг}}^{\text{бр}}},$$

де $Q_{\text{н ум}}^{\text{р}}$ – нижча теплота згоряння умовного палива, $Q_{\text{н ум}}^{\text{р}} = 29,309$ МДж/кг.

Питома витрата палива на енергоблок, кг/(кВт·год):

$$b = \frac{B}{N_{\text{ел}}} \quad \text{та} \quad b_{\text{ум}} = \frac{B_{\text{ум}}}{N_{\text{ел}}}.$$

Абсолютний електричний ККД-брутто енергоблоку:

$$\eta_{\text{ел}}^{\text{бр}} = \frac{N_{\text{ел}}}{B Q_{\text{нв}}^{\text{р}}}.$$

Абсолютний електричний ККД-нетто енергоблоку:

$$\eta_{\text{ел}}^{\text{н}} = \eta_{\text{ел}}^{\text{бр}} (1 - E_{\text{вп}}) - \Delta\eta_{\text{пг}}^{\text{вп}}.$$

Величини $Q_{\text{нв}}^{\text{р}}$, $\eta_{\text{ел}}^{\text{бр}}$ та $\Delta\eta_{\text{пг}}^{\text{вп}}$ обираються із розділу 4.

9. ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ РОБОТИ

Пояснювальну записку оформляють на стандартних аркушах паперу формату А4. На титульному аркуші необхідно вказати назву роботи, номер варіанта, групу, прізвище та ініціали студента. Розрахунково-пояснювальна записка має бути оформлена відповідно до вимог стандартів НТУ «ХП» та містити вступ, схему установки та її опис з поясненням процесів, що відбуваються в елементах, вихідні дані варіанта, послідовний опис розрахунків, що виконуються відповідно до пунктів завдання, та коротких пояснень. Підсумкові результати повинні мати розмірність. Викопіювання $i-s$ діаграми з процесами розширення пари в циліндрах турбіни та турбоприводі живильного насоса необхідно подати у додатку. У висновку необхідно відобразити основні результати розрахунків та їх аналіз. Записка закінчується списком використаної літератури.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Чепурний М. М., Степанов Д. В., Корженко Є. С. Теплові розрахунки парогенераторів. Вінниця : ВНТУ, 2005. 154 с.
2. Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Боднар Л. А. Котельні установки: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2016. 185 с.
3. Горобець В.Г. Теплоенергетичні установки і системи: навч. посіб. К.: ЦП «Компринт», 2018. 380 с.
4. Шелепов І. Г., Палагін А. А., Заруба В. К. Теплові схеми теплоенергетичних установок електростанцій (основи проектування й аналіз): навч. посібник. Київ: НМК ВО, 1992. 231 с.
5. Романовський Г. Ф., Іпатенко О. Я., Патлайчук В. М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
6. Драганов Б. Х., Долинський А. А., Міщенко А. В., Письменний Є. М. (за ред. Б. Х. Драганова). Теплотехніка: підручник. К.: «Інкос», 2005. 504 с.

ДОДАТОК

Таблиця Д.1 – Розрахункові характеристики органічних палив

Варіант	Склад палива, %							Тем-ра відхідних газів $t_{від}$, °C	Тем-ра плавлення золи t_3 , °C
	Кам'яне вугілля								
	W ^p	A ^p	S ^p	C ^p	H ^p	N ^p	O ^p		
1	5,5	23,6	0,8	59,6	3,8	1,3	5,4	140	1250
3	11	25,4	2,6	47,7	3,2	1,3	8,8	150	1170
5	10	19,8	2,6	55,5	3,7	0,9	7,5	160	1230
7	8	25,8	3,1	53,7	3,6	0,7	5,1	140	1230
9	13	27	1,3	45,4	3,5	0,9	8,9	150	1480
11	10,5	17,9	1,7	55,8	3,7	0,6	9,8	160	1190
13	14,5	21,4	1,2	48,4	3,3	0,8	10,4	140	1230
15	22	13,3	0,5	50,1	2,6	0,5	11	150	1250
17	19	8,1	0,7	55	3,1	0,6	13,5	160	1260
19	21,5	14,1	1,2	47,3	3,0	0,6	12,3	140	1190
21	14	15,5	0,5	54,9	3,7	1,4	10	150	1270
23	29	11,4	1,7	45	2,6	0,4	9,9	160	1070
25	9	18,2	0,3	61,5	3,7	1,5	5,8	140	1280
27	8	23	3,2	55,2	3,8	1,0	5,8	150	1280
29	13	21,8	3	49,3	3,6	1,0	8,3	160	1280
Мазут									
31	3	0,05	0,3	84,65	11,7	0,3*		140	–
32	3	0,1	1,4	83,8	11,2	0,5*		150	–
33	3	0,1	2,8	83	10,4	0,7*		160	–
Природний газ									
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂		
2	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	120	–
4	93,8	2	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	130	–
6	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	140	–
8	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	120	–
10	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	130	–
12	85,8	0,2	0,1	0,1	0,0	13,7	0,1	140	–
14	95,6	0,7	0,4	0,2	0,2	2,8	0,1	120	–
16	98,5	0,2	0,1	0	0	1,0	0,2	130	–
18	92,8	3,9	1,0	0,4	0,3	1,5	0,1	140	–
20	94,1	3,1	0,6	0,2	0,8	1,2	0	120	–
22	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	130	–
24	97,1	0,3	0,1	0	0	2,4	0,1	140	–
26	95,4	2,6	0,3	0,2	0,2	1,1	0,2	120	–
28	85,9	6,1	1,5	0,8	0,6	5,0	0,1	130	–
30	95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	1,0	0,1	140	–

* У розрахунках приймати як кисень

Таблиця Д.2 – Розрахункові характеристики топок при спалюванні різних видів палива

Вид палива	Коефіцієнт надлишку повітря у пальнику α	Коефіцієнт надлишку повітря на виході з парогенератора $\alpha_{\text{від}}$	Втрати теплоти q_3 , %	Втрати теплоти q_4 , %	Частка винесення золи з топки $a_{\text{вин}}$
Кам'яне вугілля (камерні топки з РШВ)	1,2	1,4	0,5	1	0,8
Кам'яне вугілля (камерні топки з ТШВ)	1,2	1,4	0	2	0,95
Природний газ, мазут	1,05	1,25	0,2	0	–

Таблиця Д.3 – Втрати теплоти від зовнішнього охолодження парогенератора

Потужність парогенератора D_0 , т/год	500	700	≥ 900
Втрати теплоти q_5 , %	0,38	0,25	0,2

Таблиця Д.4 – Ентальпія повітря, газів та золи

ϑ , °C	Ентальпія газів, кДж/м ³				Ентальпія золи (шлаку) $(C\vartheta)_{\text{зл(шл)}}$, кДж/кг
	$(C\vartheta)_{\text{п}}$	$(C\vartheta)_{\text{RO}_2}$	$(C\vartheta)_{\text{N}_2}$	$(C\vartheta)_{\text{H}_2\text{O}}$	
30	39	–	–	–	–
100	132	169	130	151	81
200	266	357	260	304	169
300	403	559	392	463	264
400	542	772	527	626	360
500	664	996	664	794	458
600	830	122	804	967	561
700	978	1461	946	1147	662
800	1130	1704	1093	1335	768
900	1281	1951	1243	1524	874
1000	1436	2202	1394	1725	984
1100	1595	2457	1545	1926	1096
1200	1754	2717	1695	2131	1206
1300	1931	2976	1850	2344	1360
1400	2076	3240	2009	2558	1571
1500	2239	3504	2164	2779	1758
1600	2403	3767	2323	3001	1830

Таблиця Д.5 – Варіанти параметрів теплової схеми турбоустановки
К 300-240

№ варіанта	Параметри					
	$N_{\text{ел}},$ МВт	$t_0,$ °С	$t_{\text{шт}},$ °С	$t_{1в},$ °С	Марка конденсатора (табл. Д.7)	Стан поверхні конденсатора (табл. Д.8)
1	290	545	545	10	А	А
2	295	550	550	12	Б	Б
3	300	555	555	15	А	В
4	305	560	560	20	Б	А
5	310	565	565	25	А	Б
6	305	570	570	10	Б	В
7	300	575	575	12	А	А
8	295	580	580	15	Б	Б
9	290	585	585	20	А	В
10	295	565	545	25	Б	А
11	300	570	550	10	А	Б
12	305	575	555	12	Б	В
13	310	580	560	15	А	А
14	305	585	565	20	Б	Б
15	300	585	570	25	А	В
16	295	580	575	10	Б	А
17	290	575	580	12	А	Б
18	295	570	545	15	Б	В
19	300	565	550	20	А	А
20	305	560	555	25	Б	Б
21	310	555	560	10	А	В
22	305	560	565	12	Б	А
23	300	565	570	15	А	Б
24	295	570	575	20	Б	В
25	290	565	580	25	А	А
26	295	560	585	10	Б	Б
27	300	555	565	12	А	В
28	305	550	560	15	Б	А
29	310	545	565	20	А	Б
30	305	550	580	25	Б	В
31	300	545	580	10	А	А
32	295	550	585	12	Б	Б
33	290	555	580	15	А	В

Таблиця Д.6 – Параметри теплової схеми турбоустановки К-300-240 у номінальному режимі

Параметр	Циліндри турбіни									ТП
	ЦВТ		ЦСТ			ЦНТ				
Тиск на вході, МПа	$p_{1в} = 0,95 p_0$		$p_{1с} = 0,9 p_{2в}$			$p_{1н} = p_{2с}$				$p_{1тп} = 0,96 p_{тп}$
Тиск на виході, МПа	$p_{2в} = 3,87$		$p_{2с} = 0,243$			$p_{2н} = p_k$				$p_{2тп} = 1,04 p_{2с}$
Відносний внутрішній ККД	$\eta_{oiв} = 0,855$		$\eta_{oiс} = 0,901$			$\eta_{oiн} = 0,846$				$\eta_{oiтп} = 0,79$
Номер відбору j	1	2	3	4	5	6	7	8	9	ТП
Частка пари у відборі $\alpha_j, \%$	4,942	9,36	5,116	2,791	2,209	2,558	2,5	1,977	2,849	11,279
Тиск у відборі $p_j, \text{МПа}$	5,4	3,87	1,49	0,661	0,414	0,243	0,128	0,0617	0,0269	1,49

Таблиця Д.7 – Основні характеристики конденсаторів для енергоблоків потужністю 300 МВт

Параметри	Варіанти	
	А	Б
	300-КЦС-1 (К-300-240 ЛМЗ)	К 15240 (К-300-240 ХТГЗ)
Поверхня охолодження, м ²	15400	15240
Питоме парове навантаження при номінальній витраті пари $d_k^{ном}$, кг/(м ² год)	36,6	37
Тиск у водяному просторі, МПа	0,2	0,2
Число ходів води z , шт.	2	2
Число охолоджувальних трубок $n_{тр}$, шт.	19600	19592
Довжина трубок L , м	8,89	8,89
Діаметр трубок d_1/d_2 , мм	26/28	24/28
Витрата охолоджувальної води $W_{об}$, м ³ /год	36000	34805
Кратність охолодження t	63,7	61,75

Таблиця Д.8 – Поправка на технічний стан поверхні конденсатора

Варіант	Схема водопостачання	a
А	Чиста вода прямоочного водопостачання	0,8÷0,85
Б	Оборотне водопостачання при достатній продувці системи або хімічній обробці води	0,75÷0,8
В	Брудна вода з можливістю утворення мінеральних чи біологічних відкладень	0,65÷0,75

Таблиця Д.9 – Параметри конденсату на лінії насичення

Температура $t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	Параметри			
	p , кПа	i' , кДж/кг	r , кДж/кг	ρ' , кг/м ³
20,0	2,337	83,9	2453,8	998,2
20,5	2,411	86,0	2452,7	998,1
21,0	2,486	88,1	2451,5	998,0
21,5	2,563	90,2	2450,3	997,9
22,0	2,643	92,3	2449,1	997,8
22,5	2,724	94,4	2448,0	997,7
23,0	2,808	96,4	2446,8	997,6
23,5	2,894	98,5	2445,6	997,5
24,0	2,983	100,6	2444,4	997,4
24,5	3,073	102,7	2443,3	997,3
25,0	3,167	104,8	2442,1	997,2
25,5	3,262	106,9	2440,9	997,1
26,0	3,360	109,0	2439,7	996,9
26,5	3,461	111,1	2438,6	996,8
27,0	3,564	113,2	2437,4	996,7
27,5	3,670	115,2	2436,2	996,6
28,0	3,779	117,3	2435,0	996,4
28,5	3,890	119,4	2433,8	996,3
29,0	4,005	121,5	2432,7	996,1
29,5	4,122	123,6	2431,5	996,0
30,0	4,242	125,7	2430,3	995,9
30,5	4,365	127,8	2429,1	995,7
31,0	4,491	129,9	2427,9	995,6
31,5	4,621	131,9	2426,8	995,4
32,0	4,754	134,0	2425,6	995,3
32,5	4,890	136,1	2424,4	995,1
33,0	5,029	138,2	2423,2	994,9
33,5	5,172	140,3	2422,0	994,8
34,0	5,318	142,4	2420,8	994,6
34,5	5,468	144,5	2419,7	994,5
35,0	5,622	146,6	2418,5	994,3
36,5	6,105	152,8	2414,9	994,1
37,0	6,274	154,9	2413,7	993,9
37,5	6,447	157,0	2412,6	993,8
38,0	6,624	159,1	2411,4	993,6
38,5	6,805	161,2	2410,2	993,4
39,0	6,991	163,3	2409,0	993,2
39,5	7,180	165,4	2407,8	993,0
40,0	7,375	167,5	2406,6	992,9

Таблиця Д.10 – Параметри недогрітої води в залежності від тиску

Ентальпія i_v , кДж/кг	Температура води t_v , °С при тиску p , МПа					
	28	29	30	31	32	33
1100,0	252,5	252,5	252,5	252,5	252,5	252,5
1105,0	253,6	253,6	253,6	253,6	253,6	253,6
1110,0	254,7	254,7	254,7	254,7	254,7	254,7
1115,0	255,8	255,8	255,8	255,8	255,7	255,7
1120,0	256,9	256,9	256,8	256,8	256,8	256,8
1125,0	257,9	257,9	257,9	257,9	257,9	257,9
1130,0	259,0	259,0	259,0	259,0	259,0	259,0
1135,0	260,1	260,1	260,1	260,1	260,1	260,1
1140,0	261,1	261,1	261,2	261,2	261,2	261,2
1145,0	262,2	262,2	262,2	262,2	262,2	262,2
1150,0	263,3	263,3	263,3	263,3	263,3	263,3
1155,0	264,3	264,4	264,4	264,4	264,4	264,4
1160,0	265,4	265,4	265,4	265,4	265,5	265,5
1165,0	266,5	266,5	266,5	266,5	266,5	266,5
1170,0	267,5	267,5	267,6	267,6	267,6	267,6
1175,0	268,6	268,6	268,6	268,6	268,7	268,7
1180,0	269,6	269,7	269,7	269,7	269,7	269,8
1185,0	270,7	270,7	270,7	270,8	270,8	270,8
1190,0	271,7	271,8	271,8	271,8	271,9	271,9
1195,0	272,8	272,8	272,9	272,9	272,9	273,0
1200,0	273,8	273,9	273,9	273,9	274,0	274,0

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи та розрахункових завдань за темою

«РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

ЕНЕРГОБЛОКУ ТЕС»

за курсами «Теплові і атомні електричні станції» та «Енергетичні установки»

для студентів спеціальностей 144 «Теплоенергетика»,

141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

усіх форм навчання

Укладачі:

ГАНЖА Антон Миколайович

КОШЕЛЬНИК Олександр Вадимович

Відповідальний за випуск проф. М. П. Кунденко

Роботу до видання рекомендувала доц. Л. І. Тютюнник

В авторській редакції

План 2023 р., поз. 631

Формат 60x84 1/16. Папір офсетний.

Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 1,5

Видавничий центр НТУ «ХП».

61002, Харків, вул. Кирпичова, 2

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

Електронна версія