

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Київський національний університет будівництва та архітектури

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи “Термодинамічний розрахунок парогазової установки з високонапорним парогенератором” для студентів спеціальності 144 «Теплоенегетика. Енергетичний менеджмент, енергоефективні муніципальні, проомислові та побутові теплові технології»

Київ 2021

## ВСТУП

Одним із способів підвищення економічності електростанцій може бути застосування парогазових установок, які являють собою комбінацію паросилової і газотурбінної установок.

У цих методичних вказівках розглядається перший етап проектування парогазової установки – термодинамічний розрахунок теплової схеми.

Мета розрахунку – визначення параметрів робочих тіл в вузлових точках схеми установки, потужності паротурбінної і газотурбінної частин установки, витрат робочих тіл, показників економічності.

### 1. ОПИС СХЕМИ І РОБОТИ УСТАНОВКИ

Одна з можливих схем парогазової установки зображена на рис.1. Термодинамічний цикл паротурбінної частини установки показаний на рис.2, а газотурбінної – на рис.3. Суцільними лініями показані зворотні процеси стиску і розширення, штрихпунктирними – процеси охолодження і конденсації пари в регенеративних підігрівачах РП1 та РП2.

Установка працює таким чином. Атмосферне повітря всмоктується компресором К, адіабатно стискається (процес 11–12) і спрямовується у високонапорний парогенератор ВПГ. Сюди ж подається рідке або газоподібне паливо, яке згоряє при постійному тиску (процес 12–13). Теплота, що утворюється при згорянні палива, витрачається на кипіння і випаровування живильної води (процес 10–1'), перегрів пари (процес 1'–1) та вторинний перегрів пари (процес а–б). Після ВПГ газ з температурою  $T_{13}$  надходить до турбіни ГТ1, де розширюється адіабатно (процес 13–14), після чого охолоджується при постійному тиску у газовому підігрівачі ГП (процес 14–15), далі розширюється адіабатно (процес 15–16) у силовій турбіні ГТ2 і викидається у атмосферу. Потужність турбіни ГТ1 витрачається повністю на привод компресора. Потужність турбіни ГТ2 передається електричному генератору ЕГ1.

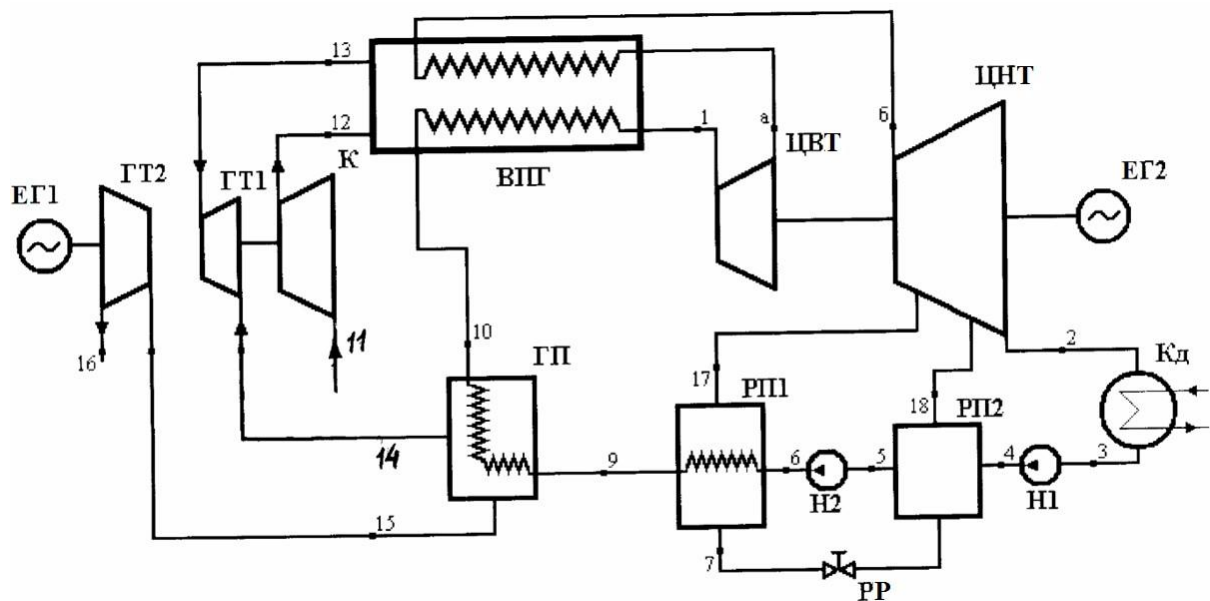


Рис.1. Схема парогазової установки

Пар з початковими параметрами  $P_1$ ,  $t_1$ , отриманий у ВПГ, надходить у парову турбіну, яка складається із циліндрів високого тиску ЦВТ і низького тиску ЦНТ. Після розширення у ЦВТ (процес 1–а) пар знову надходить у ВПГ на вторинний перегрів (процес а–б), який відбувається при постійному тиску  $P_6$ . Потім пар розширюється у ЦНТ до кінцевого тиску  $P_2$  (процес б–2). ЦВТ, ЦНТ та електричний генератор ЕГ2 зв'язані спільним валом.

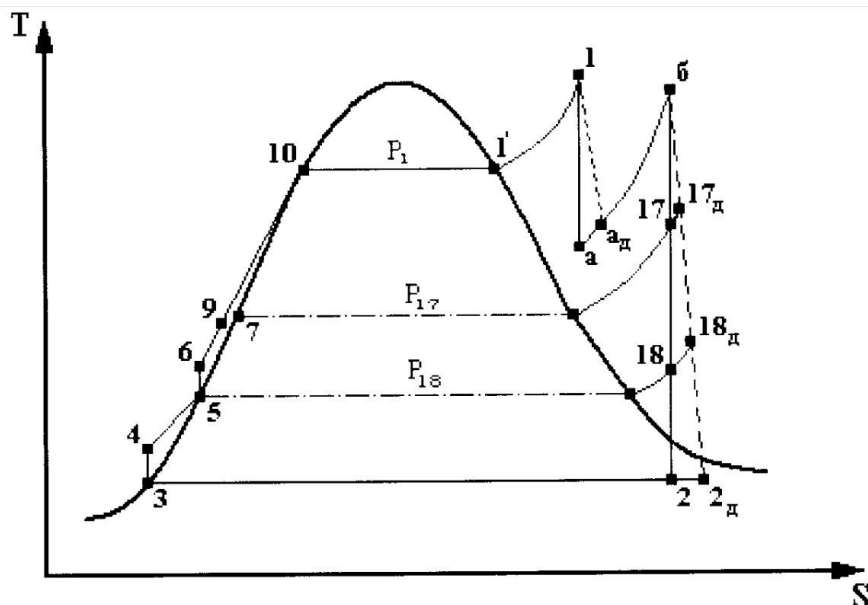


Рис.2. Термодинамічний цикл паротурбінної частини установки

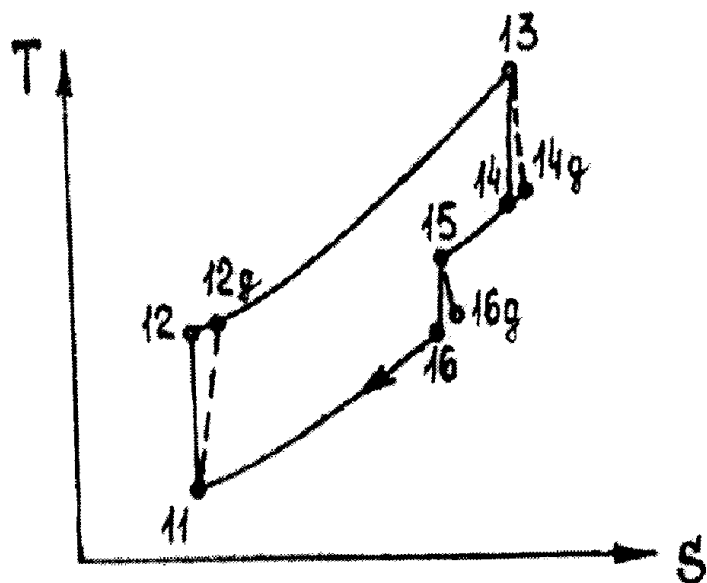


Рис.3. Термодинамічний цикл газотурбінної частини установки

Із проміжних ступенів ЦНТ частина пари відбирається в регенеративний поверхневий підігрівач РП1 (перший відбір) і регенеративний змішувальний підігрівач РП2 (другий відбір), де використовується для підігріву основного конденсату. Після ЦНТ пара надходить у конденсатор Кд, де конденсується при постійному тиску (процес 2–3). Основний конденсат подається насосом Н1 (процес 3–4) у підігрівач РП2. Тут конденсат змішується з парою другого відбору в результаті чого підігрівається при постійному тиску (процес 4–5). Процес охолодження і конденсації пари другого відбору зображується лінією 18–5. Насос Н2 підвищує тиск конденсату до початкового  $P_1$  (процес 5–6), а потім конденсат підігрівається при постійному тиску (процес 6–9) в РП1 внаслідок охолодження і конденсації пари із першого відбору (процес 17–7). Конденсат гріючої пари першого відбору зливається із РП1 в РП2 по трубопроводу, на якому встановлений регулятор рівня РР, де тиск конденсату падає від  $P_{17}$  до  $P_{18}$ . Після РП1 основний конденсат надходить в деаератор (на схемі не показан), а потім у газовий підігрівач ГП. Після деаератора основний конденсат називають живильною водою. В ГП живильна вода підігрівається при постійному тиску  $P_1$  до стану насичення (процес 9–10) за рахунок охолодження газу післятурбіни ГТ1. Далі живильна вода надходить у ВПГ.

## 2. ВИХІДНІ ДАННІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ

$N_{\text{ел}}$  – електрична потужність установки;

$P_1, t_1$  – тиск і температура пари на вході в ЦВТ;

$P_2$  – тиск у конденсаторі;

$P_6, t_6 = t_1$  – тиск і температура вторинного перегріву;

$P_1 = P_{16} = 1 \cdot 10^5$  Па – тиск атмосферного повітря;

$t_{11}$  – температура повітря перед компресором;

$t_{13}$  – температура газу перед турбіною ГТ1;

$t_{16д}$  – дійсна температура газу після турбіни ГТ2;

$\eta_{\text{впг}}$  – ККД високонапального парогенератора;

$\Delta T_1$  – мінімальний температурний напор у ГП;

$\eta_{oi1}, \eta_{oi2}$  – відносні внутрішні ККД ЦВТ та ЦНТ;

$\eta_{oiT}$  – відносний внутрішній ККД ГТ1 і ГТ2;

$\eta_{\text{ак}}$  – адіабатний ККД компресора;

$\alpha$  – коефіцієнт надлишку повітря;

H, C, S – масовий склад палива;

$Q_{\text{н}} = 41 \cdot 10^3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – нижча теплота згоряння палива;

$\Delta t_{\text{н}} = 5^\circ\text{C}$  – недогрів основного конденсату в РП1;

$\eta_{\text{МГ}} = 0,985$  – механічний ККД ГТ1, ГТ2 і компресора;

$\eta_{\text{н}} = 0,88$  – відносний внутрішній ККД насосів Н1 і Н2;

$\eta_{\text{МП}} = 0,99$  – механічний ККД паротурбінної частини установки;

$\eta_{\text{Г}} = 0,98$  – ККД електричних генераторів;

$\eta_{\text{ТР}}$  – ККД транспорту тепла;

Числові значення вихідних даних наведені для різних варіантів у табл. Д.1.

### 3. ВИЗНАЧЕННЯ ГАЗОВОЇ СТАЛОЇ ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ І ТЕПЛОЄМНОСТЕЙ

По заданому масовому складу палива H,C,S і коефіцієнту надлишку повітря  $\alpha$  обчислюємо склад продуктів згоряння палива, кг/кг палива:

$$G_{\text{CO}_2} = \frac{11}{3}C; G_{\text{H}_2\text{O}} = 9H; G_{\text{SO}_2} = 2S; G_{\text{O}_2} = (\alpha - 1)L \cdot 0,23; G_{\text{N}_2} = \alpha L \cdot 0,77;$$

Теоретично необхідна кількість повітря, яка витрачається для повного згоряння палива буде дорівнювати, кг/кг палива:

$$L^0 = 0,23 \left( \frac{8}{3}C + 8H + S \right);$$

Визначивши загальну кількість продуктів згоряння

$G_{\text{ПС}} = G_{\text{CO}_2} + G_{\text{H}_2\text{O}} + G_{\text{SO}_2} + G_{\text{O}_2} + G_{\text{N}_2}$ , обчислюємо масові частки компонентів, які входять

до складу продуктів згоряння:  $g_{\text{CO}_2} = \frac{G_{\text{CO}_2}}{G_{\text{ПС}}}; g_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{G_{\text{H}_2\text{O}}}{G_{\text{ПС}}}; g_{\text{SO}_2} = \frac{G_{\text{SO}_2}}{G_{\text{ПС}}};$

$$g_{\text{O}_2} = \frac{G_{\text{O}_2}}{G_{\text{ПС}}}; g_{\text{N}_2} = \frac{G_{\text{N}_2}}{G_{\text{ПС}}};$$

Обчислюємо уявну молекулярну масу продуктів згоряння:

$$\mu_{\text{ПС}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^m \frac{g_i}{\mu_i}},$$

де  $g_i, \mu_i$  – масова частка і молекулярна маса і-го компонента;

$m$  – кількість компонентів у газовій суміші.

Обчислюємо газову сталу продуктів згоряння, кДж/(кг · К):

$$R_{\text{Г}} = \frac{8,314}{\mu_{\text{ПС}}}.$$

Середню масову теплоємність при постійному тиску (кДж/(кг · К)) і-го компонента,

який входить до продуктів згоряння, можна визначити за емпіричною залежністю:

$$C_{pi} = a_i + b_i \cdot T,$$

де  $a_i$ ,  $b_i$  – константи (табл.3.1), які залежать від природи газу [1].

Таблиця 3.1 – Константи  $a_i$ ,  $b_i$

Газ	$a_i$	$b_i \cdot 10^5$
O <sub>2</sub>	0,891	10,65
N <sub>2</sub>	1,0	8,86
H <sub>2</sub> O	1,748	31,11
CO <sub>2</sub>	0,798	24,43
SO <sub>2</sub>	0,590	15,53

Середню масову теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску визначаємо за формулою:

$$c_{p\Gamma} = a_{\Gamma} + b_{\Gamma} \cdot T.$$

Константи  $a_{\Gamma}$ ,  $b_{\Gamma}$  розраховуються таким чином:

$$a_{\Gamma} = \sum_{i=1}^m g_i \cdot a_i, \quad b_{\Gamma} = \sum_{i=1}^m g_i \cdot b_i,$$

де  $a_i$ ,  $b_i$  беруться із табл.3.1.

Середня масова теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в інтервалі температур  $(T_1, T_2)$  буде дорівнювати, кДж/(кг · К):

$$c_{pm} = a_{\Gamma} + b_{\Gamma} \cdot T_{cp}, \quad (3.1)$$

$$\text{де } T_{cp} = (T_1 + T_2) / 2.$$

Аналогічно обчислюється середня масова теплоємність повітря при постійному тиску, кДж/(кг · К):

$$c_{pmn} = 0,97 + 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot T_{cp}. \quad (3.2)$$

#### 4. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПАРИ У ХАРАКТЕРНИХ ТОЧКАХ ЦИКЛУ ПАРОТУРБІННОЇ ЧАСТИНИ УСТАНОВКИ

За початковим тиском  $P_1$ , температурою  $t_1$ , тиском вторинного перегріву  $P_6$  і кінцевим тиском  $P_2$  будемо на діаграмі і–S процеси адіабатного розширення пари у ЦВТ (1–а), ЦНТ (б–2) і вторинного перегріву (а–б). Визначаємо ентальпії пари характерних



точках 1,а,б,2.

$i_1, i_a, i_6, i_2$  в

Ентальпію  $i_3$  і питомий об'єм  $v_3$  основного конденсату знаходимо з табл.Д.2 за тиском  $P_2$ .

Дійсні значення ентальпій  $i_{ад}, i_{2д}$  з урахуванням внутрішніх втрат визначаємо із формул відносних внутрішніх ККД:

$$\eta_{oi1} = \frac{i_1 - i_{ад}}{i_1 - i_a}, \quad \eta_{oi2} = \frac{i_6 - i_{2д}}{i_6 - i_2}.$$

Враховуючи, що тиск другого відбору  $P_{18}$  не перевищує 0,15 МПа, приймаємо  $i_4 \approx i_3$ .

## 5. РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОЇ ЧАСТИНИ УСТАНОВКИ

Обчислюємо тиск повітря за конденсатором:

$$P_{12} = P_{11} \cdot \lambda.$$

Ступінь підвищення тиску у компресорі  $\lambda$  задається викладачем.

Прийнявши  $K=1,4$ , визначаємо у першому наближенні температуру повітря за компресором;

$$T_{12} = T_{11} \cdot \lambda^{\frac{K-1}{K}}.$$

Далі обчислюємо середню температуру повітря у процесі стиску  $T_{cp} = (T_{11} + T_{12}) / 2$ , за формулою (3.2) визначаємо середню теплоємність повітря і обчислюємо середній показник адіабати процесу стиску  $K_m = \frac{c_{pm}}{c} - R$ , де  $R = 0,288 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – газова стала повітря.

Визначаємо тепер уточнену температуру повітря після компресора:

$$T_{12} = T_{11} \cdot \lambda^{\frac{K_{12}-1}{K_{11}}}$$

12      11

Наближене і уточнене значення температури  $T_{12}$  не повинно відрізнятися більше ніж на 0,5 %. При більшому розходженні розрахунок повторюємо, беручи при обчисленні температури  $T_{cp}$  уточнену температуру  $T_{12}$ .

Дійсна температура повітря за компресором визначається з урахуванням внутрішніх втрат при стиску:

$$T_{12д} = T_{11} + \frac{T_{12} - T_{11}}{\eta_{ак}}.$$

Якщо вважати витрату робочого тіла через ГТ1 і компресор однаковою і не брати до уваги різницю між теплоємностями газу в турбіні і компресорі, можна визначити дійсну температуру газу  $T_{14д}$  після ГТ1 із рівняння балансу потужностей турбіни ГТ1 и компресора:

$$D_{\Gamma} \cdot c_{pm} (T_{13} - T_{14д}) \cdot \eta_{МГ} = D_{\Gamma} \cdot c_{pm} (T_{12д} - T_{11}) \cdot \eta_{МГ}.$$

Знаходимо теоретичну температуру газу після ГТ1:

$$T_{14} = T_{13} - \frac{(T_{13} - T_{14д})}{\eta_{oiT}}.$$

Визначаємо середню температуру газу при розширенні у турбіні ГТ1  $T_{cp} = (T_{14} + T_{13}) / 2$ , обчислюємо по (3.1) середню теплоємність гару  $c_{p\Gamma}$  і визначаємо

середній показник адіабати процесу розширення газу в ГТ1:

$$K_{\Gamma} = \frac{c_{pm}}{c - R}.$$

Тепер можна обчислити тиск газу за ГТ1:  $P_{14} = P_{13} \left( \frac{T_{14}}{T_{13}} \right)^{\frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma}-1}}$ , враховуючи, що

$$P_{13} = P_{12}.$$

Беручи до уваги, що  $P_{15} = P_{14}$ , визначаємо температуру газу  $T_{15}$  шляхом рішення системи рівнянь:

$$\eta_{oiT} = \frac{T_{15} - T_{16д}}{T_{15} - T_{16}}, \quad (5.1)$$

$$T_{\text{cp}} = \frac{T_{15} + T_{16}}{2}, \quad (5.2)$$

$$K_T = \frac{c_{pm}}{c} - R, \quad (5.3)$$

$pm \quad \Gamma$

$$\frac{T_{15}}{T_{16}} = \left( \frac{P_{15}}{P_{16}} \right)^{\frac{K_T-1}{K_T}}. \quad (5.4)$$

Система (5.1) – (5.4) вирішується у такій послідовності:

- задаємося температурою  $T_{15}$  та за формулою (5.1) обчислюємо  $T_{16}$ ;
- за формулою (5.2) визначаємо  $T_{cp}$ , а за (3.1) знаходимо теплоємність  $c_{pm}$ ;
- обчислюємо  $K_T$  за формулою (5.3);
- із рівняння (5.4) знаходимо  $T_{15}$  і порівнюємо її з прийнятою на початку розрахунку.

Якщо обчислене значення  $T_{15}$  відрізняється від прийнятого більш ніж на 0,5 %, розрахунок повторюємо, взявши як друге наближення обчислене значення  $T_{15}$ .

## 6. ВИЗНАЧЕННЯ ТИСКУ ВІДБОРІВ І КІЛЬКІСТЬ ВІДБИРАЄМОЇ ПАРИ

Ентальпію  $i_{10}$  і температуру  $T_{10}$  живильної води перед ВПГ знаходимо із табл.Д2 за тиском  $P_1$ . Температура  $T_{10}$  повинна бути нижче температури  $T_{14д}$  не менш ніж на 60К.

Температуру живильної води  $T_9$  перед ГП обираємо за умови ефективного використання теплоти гарячих газів після ГТ1, що досягається, якщо різниця між температурою гарячих газів  $T_{15}$  і температурою  $T_9$  не перевищує значення мінімально необхідного температурного напору  $\Delta T_1$  на виході ГП, тобто:

$$T_9 = T_{15} - \Delta T_1.$$

Ентальпію живильної води  $i_9$  обираємо із табл. Д.3 за тиском  $P_1$  і температурою  $T_9$ .

Відношення витрати газу через газову турбіну ГТ1 і ГТ2 до витрати пари, яка надходить у ЦВТ, називається кратністю газу  $m = D_{\Gamma} / D_{\Pi}$ . Кратність газу визначається із теплового балансу ГП.

$$m \cdot c_{pm}(T_{14\text{д}} - T_{15}) = i_{10} - i_9.$$

Масова теплоємність газу  $c_{pm}$  обчислюється із рівняння (3.1) за виразом  $T_{cp} = (T_{14d} + T_{15}) / 2$ .

Перепад ентальпій основного конденсату, або живильної води в кожному ступені регенеративного підігріву  $\tau_i$  повинен бути однаковим [2]. При двох ступенях регенеративного підігріву  $\tau_i = (i_9 - i_4) / 2$ . Отже, ентальпія основного конденсату на виході РП2 буде дорівнювати:

$$i_5 = i_4 + \tau_i.$$

Беручи до уваги, що  $i_5$  – це ентальпія насиченої води, визначаємо з табл. Д.2. тиск другого відбору  $P_{18}$  і питомий об'єм  $v_5$ .

Ентальпію основного конденсату  $i_{6d}$  перед РП1 визначаємо з урахуванням роботи насоса Н2 і витрат у ньому:

$$i_6 = i_5 + (P_1 - P_{18}) \cdot v_5,$$

$$i_{6d} = i_5 + (i_6 - i_5) \cdot \eta_n.$$

Температура конденсату  $t_7$  у підігрівачі РП1 вище температури основного конденсату на виході РП1 на величину недогріву  $\Delta t_n$ , тобто:

$$t_7 = t_9 + \Delta t_n.$$

За температурою  $t_7$  знаходимо  $i_3$  табл. Д.2 тиск першого відбору  $P_{17}$  і ентальпію конденсату  $i_7$ .

Припускаючи, що процес розширення пари у ЦВТ і ЦНТ адіабатний, знаходимо за діаграмою  $i$ – $S$  ентальпію пари у відборах  $i_{17}$  та  $i_{18}$  і обчислюємо дійсні значення ентальпій:

$$i_{17d} = i_6 - \eta_{oi2}(i_6 - i_{17}),$$



$$i_{18\mathfrak{d}} = i_6 - \eta_{oi2}(i_6 - i_{18}).$$

Обозначимо долю пари, яка відбирається у першому відборі  $\alpha_1$ , а у другому відборі –  $\alpha_2$ . Величини  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$  визначаємо із рівнянь теплових балансів підігрівачів РП1 і РП2:

$$\alpha_1 \cdot i_{17д} + i_{6д} = \alpha_1 \cdot i_7 + i_9,$$

$$\alpha_2 \cdot i_{18д} + i_4(1 - \alpha_1 - \alpha_2) + i_7 \cdot \alpha_1 = i_5.$$

## 7. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМІЧНОГО ККД УСТАНОВКИ

Термічний ККД буде дорівнювати:

$$\eta_t = \frac{l_{a1} + l_{a2} + l_{a3} + l_{a4} + m \cdot l_{ar}}{q_1 + q_2 + m \cdot q_3},$$

де  $l_{a1} = (i_1 - i_a)$  – адіабатна робота розширення 1 кг пари у ЦВТ;

$l_{a2} = (i_6 - i_{17})$  – адіабатна робота розширення 1 кг пари у ЦНТ до першого відбору;

$l_{a3} = (1 - \alpha_1)(i_{17} - i_{18})$  – адіабатна робота розширення  $(1 - \alpha_1)$  кг пари між першим і другим відбором;

$l_{a4} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(i_{18} - i_2)$  – адіабатна робота розширення  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)$  кг пари в ЦНТ після другого відбору;

$l_{ar} = c_{pm}(T_{15} - T_{16})$  – адіабатна робота розширення 1 кг газу у ГТ2;

$q_1 = (i_1 - i_{10})$  – теплота, підведена до 1 кг пари у процесі 10 – 1;

$q_2 = (i_6 - i_a)$  – теплота, підведена до 1 кг пари у процесі вторинного перегріву (а – б);

$q_3 = (i_{13} - i_{12})$  – теплота, підведена до 1 кг газу у ВПГ;

$i_{13} = c_{pm} \cdot t_{13}$  – ентальпія газу на виході ВПГ;

$i_{12} = c_{pmn} \cdot t_{12}$  – ентальпія повітря на вході ВПГ.

Середню масову теплоємність газу при постійному тиску  $c_{pm}$  обчислюємо за

формулою (3.1), беручи як середню температуру: для  $l_{\text{ар}} - T_{\text{сп}} = (T_{15} + T_{16}) / 2$ , а для  $i_{13} - T_{\text{сп}} = T_{13}$ .

Середню масову теплоємність повітря  $c_{pm}$  обчислюється за формулою (3.2), беручи як середню температуру  $T_{cp} = T_{12}$  2.

## 8. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ РОБОЧИХ ТІЛ І ПОТУЖНОСТЕЙ

Витрати робочих тіл  $D_{\Gamma}$  і  $D_{\Pi}$ , електричні потужності паротурбінної  $N_{\Pi}$  і газотурбінної частини установки  $N_{\Gamma}$  визначаються шляхом вирішення наступної системи рівнянь, яка записана з припущенням, що витрата робочих тіл однакова через компресор і газові турбіни:

$$\begin{aligned} N_{\text{ел}} &= N_{\Pi} + N_{\Gamma}, \\ N_{\Pi} &= D_0 \cdot \eta_{\text{МГ}} \cdot \eta_{\Gamma} (l_{T1} + l_{T2} + l_{T3} + l_{T4}), \\ N_{\Gamma} &= D_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{МГ}} \cdot \eta_{\Gamma} \cdot l_{\text{ТГ}}, \\ D_{\Gamma} &= m \cdot D_0, \end{aligned}$$

де  $l_{T1} = l_{a1} \cdot \eta_{oi1}$  – дійсна робота розширення 1 кг пари у ЦВТ;

$l_{T2} = (i_6 - i_{17d})$  – дійсна робота розширення 1 кг пари у ЦНТ до першого відбору;

$l_{T3} = (1 - \alpha_1)(i_{17d} - i_{18d})$  – теж саме  $(1 - \alpha_1)$  кг пари між відборами;

$l_{T4} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(i_{18d} - i_{2d})$  – теж саме  $(1 - \alpha_1 - \alpha_2)$  кг пари після другого відбору;

$l_{\text{ТГ}} = c_{pm}(T_{15} - T_{16d})$  – теж саме 1 кг газу у ГТ2. Теплоємність  $c_{pm}$  обчислюється за формулою

(3.1), за середньою температурою  $T_{cp} = (T_{15} + T_{16d})$  2.

## 9. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА

Масова витрата палива  $B$ , кг/с, установкою визначається із рівняння теплового балансу ВПГ:

$$\eta_{\text{ВПГ}} \cdot B \cdot Q_{\text{H}} = D_0(q_1 + q_{2d}) + D_{\Gamma} \cdot q_{3d},$$

де  $q_{2d} = (i_6 - i_{ad})$  – дійсна теплота підведена до 1 кг пари у процесі вторинного перегріву;

$q_{3d} = (i_{13} - i_{12d})$  – дійсна теплота підведена до 1 кг повітря у ВПГ;

$i_{12д} = c_{ртп} \cdot t_{12д}$  – дійсна ентальпія повітря на вході у ВПГ.

Теплоємність повітря  $c_{pm}$  визначається за формулою (3.2) за середньою температурою  $T_{cp} = T_{12d} / 2$

## 10. ПОКАЗНИКИ РОБОТИ УСТАНОВКИ

### 10.1 ПОТУЖНОСТІ

Адіабатна потужність установки  $N_a$  – це максимальна потужність, яку забезпечує установка за відсутності будь-яких втрат: внутрішніх, механічних, електричних і таке інше.

$$N_a = D_0(l_{a1} + l_{a2} + l_{a3} + l_{a4} + m \cdot l_{ag}).$$

Внутрішня потужність установки  $N_i$  менше адіабатної на величину внутрішніх втрат, які супроводжують процеси розширення робочих тіл у турбінах і стиску у компресорі. Внутрішні втрати у турбінах враховуються за допомогою відносного внутрішнього ККД турбін, а в компресорах – індикаторним ККД.

$$N_i = D_0(l_{T1} + l_{T2} + l_{T3} + l_{T4} + m \cdot l_{TG}).$$

Ефективна потужність установки  $N_e$ , або потужність на вихідному валу, менша за внутрішню на величину потужності механічних втрат, які обумовлені тертям у підшипниках і затратою потужності на систему змащення і регулювання. Механічні втрати враховуються механічним ККД паротурбінної  $\eta_{МП}$  і газотурбінної  $\eta_{МГ}$  частини установки:

$$N_e = D_0(l_{T1} + l_{T2} + l_{T3} + l_{T4}) \cdot \eta_{МП} + D_G \cdot l_{TG} \cdot \eta_{МГ}.$$

Електрична потужність установки  $N_{ел}$  або потужність на клеммах генератора менша за ефективну потужність на величину витрат у генераторі, які враховуються ККД генератора  $\eta_G$ .

## 10.2. КОЕФІЦІЄНТИ КОРИСНОЇ ДІЇ

Абсолютний внутрішній ККД являє собою відношення внутрішньої потужності до теплоти  $Q_1$ , підведеної до робочих тіл за одиницю часу:

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_1},$$

де  $Q_1 = D_0(q_1 + q_{2д} + m \cdot q_{3д})$ .

Ефективний ККД установки – це відношення ефективної потужності  $N_e$  до підведеної за одиницю часу теплоти  $Q_1$ :

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_1}.$$

Аналогічно електричний ККД установки є відношенням електричної потужності до теплоти:

$$\eta_{ел} = \frac{N_{ел}}{Q_1}.$$

В установці є також втрати, які супроводжують процес згоряння палива у ВПГ. Ці втрати враховуються ККД ВПГ:

$$\eta_{ВПГ} = \frac{Q_1}{B \cdot Q_H},$$

де  $B \cdot Q_H$  – теплота, підведена у ВПГ з паливом за одиницю часу.

Втрати теплоти через ізоляцію паро- і газопроводів зменшують температуру і ентальпію робочих тіл перед турбінами, що призводить до зниження потужності установки. Цей вид враховують ККД транспорту тепла:

$$\eta_{тр} = \frac{N_{ел}'}{N_{ел}},$$

де  $N_{ел}'$  – електрична потужність з урахуванням втрат тепла.

ККД бруutto установки враховує витрати в ВПГ і при транспорті тепла:

$$\eta_{\text{бр}} = \frac{N_{\text{ел}}'}{B \cdot Q_{\text{н}}}.$$

Беручи до уваги вирази  $\eta_{\text{ел}}, \eta_{\text{ВПГ}}, \eta_{\text{ТР}}$ , отримаємо:

$$\eta_{\text{бр}} = \eta_{\text{ел}} \cdot \eta_{\text{ВПГ}} \cdot \eta_{\text{ТР}}.$$

Якщо у формулу  $\eta_{\text{бр}}$  підставити  $N_{\text{ел}}$  замість  $N_{\text{ел}}'$ , то можна обчислити витрату палива брутто  $B_{\text{бр}}$ , кг/с:

$$B_{\text{бр}} = \frac{N_{\text{ел}}}{\eta_{\text{бр}} \cdot Q_{\text{н}}}.$$

ККД, який враховує витрату електроенергії на власні потреби електростанції, називають ККД нетто установки:

$$\eta_{\text{нт}} = \frac{N_{\text{ел}} - N_{\text{в}}}{B_{\text{бр}} \cdot Q_{\text{н}}},$$

де  $N_{\text{в}} = (0,02 \dots 0,03) \cdot N_{\text{ел}}$  – витрата електроенергії на власні потреби (привод живильних насосів, димососів і т.ін.).

### 10.3. ПИТОМІ ВИТРАТИ ПАРИ І ПАЛИВА

Мірою технічної досконалості паротурбінної частини установки може слугувати, у першому наближенні, питома витрата пари, кг/(кВт·год):

$$d_0 = \frac{D_0}{N_{\text{п}}} \cdot 3600.$$

Для сучасних конденсаційних турбоустановок  $d_0$  не повинно перевищувати 3 кг/(кВт·год).

Мірою економічності установки є питома витрата палива, кг/(кВт·год):



$$b = \frac{B_{\text{gp}}}{N_{\text{el}}} \cdot 3600.$$

Питома витрата палива залежить від його нижчої теплоти згоряння  $Q_n$ , яка для різних палив неоднакова. Тому у теплоенергетиці прийнято теплову економічність установок оцінювати за витратою умовного палива з температурою згоряння  $Q_{ny} = 29310 \text{ кДж/кг}$ .

Якщо прийняти, що теплота підведена у ВПП з умовним паливом дорівнює теплоті підведеної з робочим паливом, то можна обчислити витрату умовного палива:

$$B_y = B_{\text{бр}} \frac{Q_n}{Q_{ny}}$$

Питома витрата умовного палива буде дорівнювати,  $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ :

$$b_y = \frac{B_y}{N_{\text{ел}}} \cdot 3600.$$

Величина  $b_y$  може знаходитись у межах  $0,25 - 0,35 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ .

## 11. ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

1. Пояснювальна записка оформляється на стандартних аркушах паперу формату А4. На титульному аркуші повинно бути вказано: найменування навчального закладу, назва роботи, прізвище студента і індекс групи, прізвище керівника, номер варіанта, рік виконання роботи.

2. Пояснювальна записка повинна включати схему установки з описом її роботи, рисунки циклів паротурбінної і газотурбінної частини установки, формули з обчисленнями і відповідними поясненнями. Підсумкові результати повинні супроводжуватися розмірностями.

3. Сторінки у записці нумеруються. В змісті треба вказати номери розділів і сторінок.

4. Пояснювальну записку можна виконувати на комп'ютері.

Додаток 1  
Вихідні данні для розрахунку залежно від варіанта

Таблица Д.1

Варіант	$N_e$ , МВт	$P_1$ , МПа	$t_1$ , °C	$P_2$ , МПа	$P_6$ , МПа	$t_{11}$ , °C	$t_{13}$ , °C	$t_{16д}$ , °C	$\eta_{впг}$	$\Delta T_1$ , К	$\eta_{oi1}$	$\eta_{oi2}$	$\eta_{oiT}$	$\eta_{ak}$	$\alpha$	Н	С	С
1	250	17	590	0,0035	2,8	30	800	160	0,91	40	0,88	0,89	0,855	0,85	1,2	0,12	0,88	0
2	240	16	580		2,8	28	790	157	0,915	41	0,88	0,88	0,86	0,85	1,21	0,121	0,869	0,01
3	230	15	570		2,7	26	780	155	0,920	42	0,88	0,87	0,875	0,87	1,22	0,122	0,858	0,02
4	220	14	560		2,6	24	770	153	0,925	43	0,87	0,86	0,87	0,86	1,23	0,123	0,847	0,03
5	210	13	550		2,5	22	760	150	0,930	44	0,865	0,855	0,88	0,875	1,24	0,124	0,841	0,035
6	200	12	540		2,4	20	750	147	0,905	45	0,86	0,85	0,89	0,88	1,25	0,125	0,845	0,03
7	245	17	570	0,004	3,0	29	750	157	0,900	39	0,885	0,89	0,85	0,85	1,26	0,126	0,874	0
8	235	16	560		3,0	27	760	160	0,905	38	0,88	0,88	0,86	0,855	1,27	0,127	0,863	0,01
9	225	15	550		2,9	25	770	160	0,91	37	0,875	0,87	0,875	0,87	1,28	0,128	0,852	0,02
10	215	14	540		2,8	23	780	157	0,915	36	0,87	0,86	0,87	0,865	1,29	0,129	0,841	0,03
11	205	13	590		2,1	21	790	160	0,92	35	0,86	0,855	0,88	0,87	1,3	0,13	0,85	0,02
12	195	12	580		2,0	19	800	157	0,925	34	0,86	0,85	0,89	0,88	1,31	0,12	0,85	0,03
13	240	17	550	0,0045	3,2	36	790	155	0,905	35	0,88	0,89	0,855	0,85	1,32	0,121	0,844	0,035
14	230	16	540		3,2	34	800	153	0,91	36	0,885	0,88	0,86	0,85	1,33	0,122	0,848	0,03
15	220	15	590		2,5	32	750	160	0,915	37	0,88	0,87	0,875	0,87	1,34	0,123	0,852	0,025

ДОДАТКИ

Продовження табл.Д.1

Варі-ант	$N_e$ , МВт	$P_l$ , МПа	$t_l$ , °C	$P_2$ , МПа	$P_6$ , МПа	$t_{11}$ , °C	$t_{13}$ , °C	$t_{160}$ , °C	$\eta_{\tilde{A}\tilde{I}\tilde{A}}$	$\Delta T_1$ , К	$\eta_{oi1}$	$\eta_{oi2}$	$\eta_{oiT}$	$\eta_{ak}$	$\alpha$	$H$	$C$	$S$
16	210	14	580	0,0045	2,4	30	790	153	0,92	38	0,87	0,86	0,87	0,86	1,35	0,124	0,856	0,02
17	200	13	570		3,3	28	770	157	0,925	39	0,86	0,855	0,88	0,87	1,2	0,125	0,86	0,015
18	190	12	560		2,2	26	790	150	0,930	40	0,855	0,85	0,89	0,87	1,22	0,126	0,864	0,01
19	235	17	540	0,005	3,4	35	780	160	0,905	45	0,855	0,89	0,85	0,845	1,23	0,127	0,851	0,022
20	225	16	550		3,1	33	770	155	0,910	44	0,88	0,88	0,86	0,85	1,24	0,128	0,857	0,015
21	215	15	560		2,8	31	790	147	0,915	43	0,875	0,87	0,87	0,86	1,25	0,129	0,851	0,02
22	205	14	570		2,5	29	760	157	0,920	42	0,87	0,86	0,875	0,87	1,26	0,130	0,859	0,011
23	195	13	580		2,2	27	800	150	0,925	41	0,86	0,855	0,88	0,87	1,27	0,120	0,87	0,01
24	185	12	590		1,9	25	760	155	0,93	40	0,855	0,85	0,885	0,875	1,28	0,121	0,864	0,015
25	230	17	560	0,004	3,1	25	770	150	0,905	35	0,88	0,89	0,855	0,85	1,29	0,122	0,853	0,025
26	220	16	570		2,9	26	780	153	0,910	36	0,885	0,88	0,86	0,855	1,3	0,123	0,857	0,02
27	210	15	580		2,6	27	760	147	0,915	37	0,875	0,87	0,865	0,86	1,31	0,124	0,861	0,015
28	200	14	590		2,3	28	800	155	0,920	38	0,865	0,86	0,87	0,86	1,32	0,125	0,855	0,02
29	190	13	540		2,6	29	780	147	0,925	39	0,86	0,855	0,875	0,87	1,33	0,126	0,844	0,03
30	180	12	550		2,3	30	770	145	0,913	40	0,88	0,87	0,88	0,87	1,34	0,127	0,858	0,015

Додаток 2  
Залежність ентальпії та питомого об'єму від тиску

Таблиця Д.2

$P$ , МПа	$t_n$ , °C	$i'$ , кДж/кг	$\nu'$ , м³/кг	$P$ , МПа	$t_n$ , °C	$i'$ , кДж/кг	$\nu'$ , м³/кг
0,0035	26,7	111,8	0,001003	0,8	170,4	720,9	0,001115
0,004	28,98	121,4	0,001004	0,9	175,4	742,6	0,001121
0,0045	31,03	130,0	0,001005	1,0	179,9	762,6	0,001127
0,0050	32,9	137,8	0,001006	1,2	188,0	798,4	0,001139
0,01	45,8	191,8	0,00101	1,4	195,0	830,1	0,001149
0,02	60,09	251,5	0,00102	1,6	201,4	858,6	0,001159
0,025	65,0	272,0	0,001021	1,8	207,1	884,6	0,001168
0,03	69,12	289,3	0,001022	2,0	212,4	908,6	0,001177
0,04	75,9	317,7	0,001027	2,2	217,2	930,9	0,001185
0,05	81,35	340,6	0,00103	2,4	221,8	951,9	0,001193
0,06	85,95	359,9	0,001033	2,6	226,0	971,7	0,001201
0,08	93,5	391,7	0,001039	2,8	230,0	990,5	0,001209
0,1	99,6	417,5	0,001043	3,0	233,8	1008,4	0,001216
0,15	111,37	467,1	0,001053	11	318,0	1451,2	0,001489
0,2	120,23	504,7	0,001061	12	324,6	1492,6	0,001527
0,25	127,43	535,4	0,001068	13	330,8	1533,0	0,001567
0,3	133,64	561,4	0,001074	14	336,6	1572,8	0,001610
0,35	138,9	584,3	0,001079	15	342,1	1612,2	0,001658
0,4	143,6	604,7	0,001084	16	347,3	1651,5	0,001710
0,45	147,9	623,2	0,001089	17	352,3	1691,6	0,001769
0,5	151,9	640,1	0,001093	18	357,0	1733,4	0,001838
0,6	158,8	670,4	0,001101	20	365,7	1828,8	0,002038
0,7	165,0	697,1	0,001108	22	373,7	2007,7	0,002675

Додаток 3  
Залежність ентальпії від тиску та температури

Таблиця Д.3

Температура °C	Ентальпія, кДж/кг, в залежності від тиску, МПа						
	12	13	14	15	16	17	18
140	596,7	597,4	598,0	598,7	599,4	600,0	600,7
150	639,3	640,4	640,6	641,3	641,9	642,5	643,2
160	682,2	682,8	683,4	684,0	684,6	685,2	685,9
170	725,4	725,9	726,5	727,1	727,7	728,2	728,8
180	768,8	769,4	769,9	770,4	771,0	771,5	772,0
190	812,6	813,1	813,6	814,1	814,6	815,1	815,6
200	856,8	857,2	857,7	858,1	858,6	859,0	859,5
210	901,4	901,8	902,2	902,6	903,0	903,4	903,8
220	946,6	946,9	947,2	947,6	947,6	948,3	948,6
230	992,3	992,6	992,8	993,1	993,1	993,7	993,9
240	1038,8	1038,9	1039,1	1039,3	1039,3	1039,7	1039,9
250	1086,0	1086,1	1086,1	1086,2	1086,2	1086,4	1086,5
260	1134,2	1134,1	1134,1	1134,0	1134,0	1134,0	1134,0
270	1183,5	1183,3	1183,1	1186,2	1182,9	1182,6	1182,5
280	1234,3	1233,9	1233,5	1233,1	1233,1	1232,4	1232,1
290	1286,8	1286,1	1285,5	1284,9	1284,9	1283,8	1283,2
300	1341,5	1340,5	1339,5	1338,6	1338,6	1336,9	1336,1
310	1399,3	1397,8	1396,4	1395,0	1395,0	1392,4	1391,3
320	1461,5	1459,2	1457,0	1455,0	1455,0	1451,2	1449,5
330		1526,9	1523,5	1520,3	1520,3	1514,6	1512,0
340				1594,6	1594,6	1585,0	1580,9
350						1668,7	1660,9

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Литвин А.М. Техническая термодинамика / А.М. Литвин. – М.: Госэнергетика, 1963. – 311с.
2. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции / В.Я. Рыжин. – М.: Энергия, 1967. – 447с.
3. Бесчаров Е.Н. Методические указания к курсовой работе «Термодинамический расчет парогазовой установки»: Х.: ХПИ, 1991. – 23с.

## ЗМІСТ

ВСТУП...	1
1. ОПИС СХЕМИ УСТАНОВКИ.....	1
2. ВИХІДНІ ДАННІ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ.....	4
3. ВИЗНАЧЕННЯ ГАЗОВОЇ СТАЛОЇ ПРОДУКТІВ ЗГОРЯННЯ І ТЕПЛОЄМНОСТЕЙ.....	5
4. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПАРИ У ХАРАКТЕРНИХ ТОЧКАХ ЦИКЛУ ПАРОТУРБІННОЇ ЧАСТИНИ УСТАНОВКИ.....	6
5. РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОЇ ЧАСТИНИ УСТАНОВКИ.....	7
6. ВИЗНАЧЕННЯ ТИСКУ ВІДБОРІВ І КІЛЬКІСТЬ ВІДБИРАЄМОЇ ПАРИ..	9
7. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМІЧНОГО ККД УСТАНОВКИ .....	11
8. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ РОБОЧИХ ТІЛ І ПОТУЖНОСТЕЙ.....	12
9. ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТ ПАЛИВА .....	12
10. ПОКАЗНИКИ РОБОТИ УСТАНОВКИ.....	13
10.1. ПОТУЖНОСТІ.....	13
10.2. КОЕФІЦІЄНТИ КОРИСНОЇ ДІЇ.....	14
10.3. ПИТОМІ ВИТРАТИ ПАЛИВА .....	15
11. ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ.....	16
ДОДАТКИ.....	17
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	20
ЗМІСТ .....	21

