

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт і розрахункових завдань за темою

**«ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ
ПАРОТУРБІННОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ТЕС»**

за курсами «Теоретичні основи теплотехніки», «Енергетичні установки»
для студентів технічних спеціальностей
усіх форм навчання

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 1 від 16.02.2024 р.

Харків
НТУ «ХПІ»
2024

Методичні вказівки до виконання практичних робіт і розрахункових завдань за темою «Термодинамічний аналіз паротурбінної енергетичної установки ТЕС» за курсами «Теоретичні основи теплотехніки», «Енергетичні установки» для студентів технічних спеціальностей усіх форм навчання / уклад.: О. Р. Пересьолков, А. М. Ганжа, О. В. Круглякова. – Харків: НТУ «ХПІ», 2024. – 29 с.

Укладачі: О. Р. Пересьолков
А. М. Ганжа
О. В. Круглякова

Рецензент Т. М. Пугачова

Кафедра теплотехніки та енергоефективних технологій

ВСТУП

Перетворення енергії палива на електричну енергію здійснюється на сучасних паротурбінних електростанціях на основі складних теплових схем. Як відомо, застосування складних термодинамічних циклів з використанням теплоти пари для зовнішнього споживання і регенеративного підігріву живильної води з проміжним перегрівом пари сприяє підвищенню теплової економічності енергоблоків. У даних методичних вказівках представлені завдання з визначення параметрів стану робочого тіла та техніко-економічних характеристик циклів паротурбінних електростанцій, що працюють за спрощеним конденсаційним та теплофікаційним циклами.

Методичні вказівки призначені для виконання практичних робіт і розрахункових завдань з курсів «Теоретичні основи теплотехніки», «Енергетичні установки» та подібних, в рамках яких вивчаються побудова та характеристики циклів паротурбінних установок. Вказівки можуть бути використані також для підготовки вихідних даних курсових робіт, курсових проектів та домашніх завдань.

1. МЕТА І ЗАДАЧІ ВИКОНАННЯ ЗАВДАНЬ

Ціль завдань – закріпити знання, отримані при вивченні курсів «Теоретичні основи теплотехніки», «Енергетичні установки» та подібних їм за такими розділами:

- термодинамічні основи перетворення теплової енергії на механічну в паротурбінній установці теплової електростанції;
- енергетичне обладнання теплових електростанцій;
- показники теплової економічності теплових електростанцій.

Алгоритми розрахунків у завданнях супроводжуються докладним поясненням фізичних явищ, а контрольні питання, наведені в кінці кожного розділу, дозволяють перевірити отримані знання та проаналізувати результати обчислень.

При виконанні розрахунків необхідно користуватися $i-s$ діаграмою станів води і водяної пари, а також таблицями параметрів стану води та водяної пари на лінії насичення (табл. Д.1).

Номер варіанта вихідних даних завдання відповідає порядковому номеру студента в журналі групи.

2. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ, ЩО ПРАЦЮЄ ЗА КОНДЕНСАЦІЙНИМ ЦИКЛОМ (ЦИКЛОМ РЕНКІНА)

2.1. Визначення параметрів стану робочого тіла у характерних точках конденсаційного циклу

Паротурбінна установка (ПТУ) – це тепловий двигун, призначений для перетворення теплової енергії, що підводиться до робочого тіла, на механічну енергію обертання ротора турбіни, а потім на електричну енергію [1, 2]. Паротурбінна установка конденсаційного типу, схема якої показана на рис. 2.1, складається з наступних основних елементів: парова турбіна – I, електрогенератор – II, конденсатор – III, живильний насос – IV, парогенератор – V.

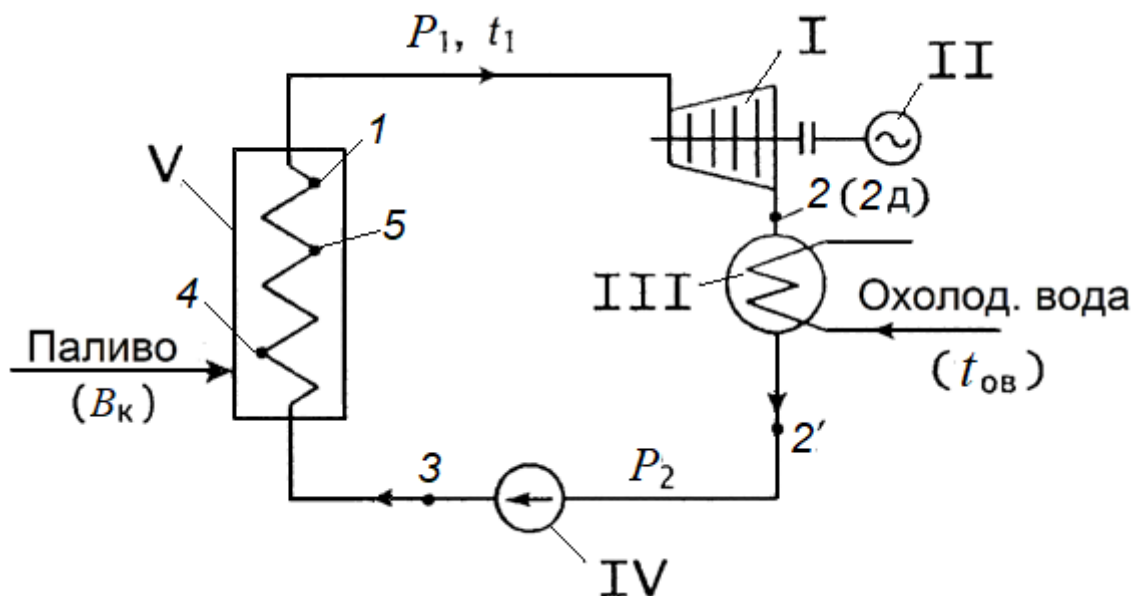


Рисунок 2.1 – Схема паротурбінної установки, що працює за конденсаційним циклом:

I – парова турбіна; II – електрогенератор; III – конденсатор; IV – живильний насос; V – парогенератор

Зміна параметрів стану робочого тіла в циклі паротурбінної установки можна показати за допомогою $i-s$ діаграми (рис. 2.2). Вихідні дані для розрахунку наведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку

№	P_1 , бар	t_1 , °C	P_2 , бар	N_k , МВт	$\eta_{пр}$	$\eta_{пп}$	η_{oi}	η_m	η_r	$\eta_{вп}$	$Q_{пн}^p$, МДж/кг
1	34	430	0,03	50	0,90	0,99	0,83	0,99	0,985	0,99	20
2	34	440	0,035	75	0,91	0,99	0,84	0,985	0,99	0,98	21
3	34	430	0,04	50	0,90	0,99	0,83	0,99	0,985	0,99	22
4	34	440	0,03	75	0,89	0,99	0,84	0,985	0,99	0,98	23
5	34	430	0,035	50	0,90	0,99	0,85	0,99	0,985	0,99	24
6	44	450	0,04	75	0,91	0,99	0,83	0,99	0,985	0,98	25
7	44	440	0,03	50	0,89	0,99	0,84	0,985	0,99	0,99	26
8	44	450	0,035	75	0,90	0,99	0,85	0,99	0,985	0,98	20
9	44	440	0,04	50	0,91	0,99	0,84	0,985	0,99	0,99	21
10	44	450	0,03	75	0,89	0,99	0,83	0,99	0,985	0,98	22
11	90	530	0,035	50	0,9	0,99	0,84	0,985	0,99	0,99	23
12	90	540	0,04	75	0,91	0,99	0,85	0,99	0,985	0,98	24
13	90	530	0,03	100	0,90	0,99	0,84	0,985	0,99	0,99	25
14	90	535	0,035	50	0,89	0,99	0,85	0,99	0,985	0,98	26
15	90	530	0,04	75	0,90	0,99	0,84	0,985	0,99	0,99	20
16	90	540	0,03	100	0,91	0,99	0,85	0,99	0,985	0,98	21
17	90	530	0,035	50	0,89	0,99	0,84	0,985	0,99	0,99	22
18	90	540	0,035	75	0,90	0,99	0,85	0,99	0,985	0,98	23
19	90	535	0,04	100	0,91	0,99	0,83	0,985	0,99	0,99	24
20	90	545	0,04	50	0,89	0,99	0,84	0,99	0,985	0,98	25
21	130	540	0,03	100	0,90	0,99	0,84	0,985	0,99	0,99	26
22	130	530	0,035	75	0,91	0,99	0,83	0,99	0,985	0,98	20
23	130	540	0,035	100	0,89	0,99	0,85	0,985	0,99	0,99	21
24	130	550	0,03	75	0,90	0,99	0,83	0,99	0,985	0,98	22
25	130	530	0,04	100	0,91	0,99	0,84	0,985	0,99	0,99	23
26	130	540	0,035	75	0,89	0,99	0,85	0,99	0,985	0,98	24
27	130	550	0,035	100	0,90	0,99	0,86	0,985	0,99	0,99	25
28	130	535	0,035	75	0,91	0,99	0,87	0,99	0,985	0,98	26
29	130	540	0,04	100	0,90	0,99	0,85	0,985	0,99	0,99	20
30	130	545	0,03	75	0,89	0,99	0,86	0,99	0,985	0,98	21
31	100	530	0,03	100	0,90	0,99	0,87	0,985	0,99	0,99	22
32	100	540	0,04	100	0,91	0,99	0,85	0,99	0,985	0,98	23
33	100	530	0,035	75	0,90	0,99	0,84	0,985	0,99	0,99	24
34	100	550	0,04	100	0,91	0,99	0,85	0,99	0,985	0,98	25
35	100	540	0,03	75	0,90	0,99	0,86	0,985	0,99	0,99	26

Примітка: P_1 і t_1 – тиск і температура пари перед турбіною; P_2 – тиск за турбіною (в конденсаторе); N_k – потужність паротурбінної установки. Коефіцієнти корисної дії: $\eta_{пр}$ – парогенератора; $\eta_{пп}$ – паропроводу; η_{oi} – внутрішній проточної частини; η_m – механічний; η_r – електрогенератора; $\eta_{вп}$ – враховує витрати електроенергії на власні потреби ТЕС. $Q_{пн}^p$ – нижча теплота згоряння робочої маси палива.

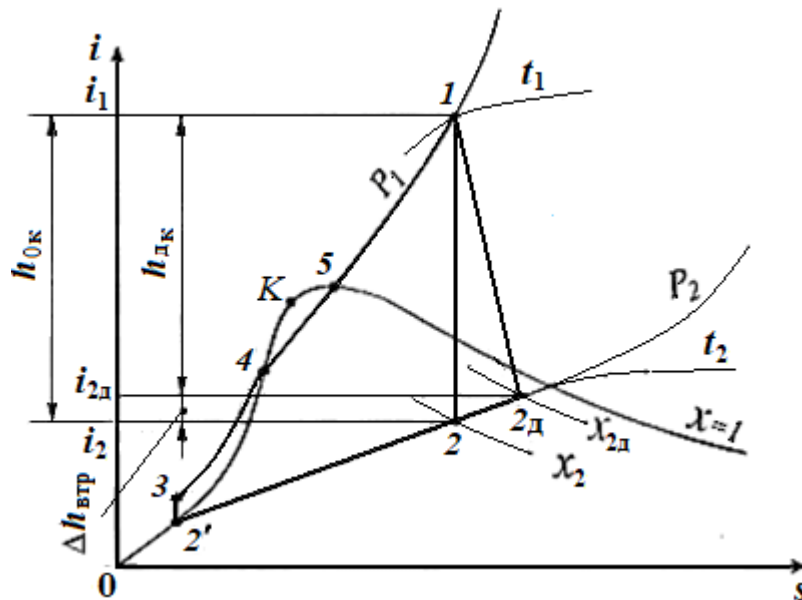


Рисунок 2.2 – Схематичне зображення процесів та зміни стану параметрів робочого тіла у конденсаційному циклі ПТУ

Точка 1 характеризує стан пари перед турбіною (вона знаходиться на діаграмі за початковими параметрами: тиском P_1 і температурою t_1).

Процес 1–2 являє собою адіабатне розширення пари в турбіні I, в якій відбувається перетворення теплової енергії пари в механічну енергію обертання ротора турбіни. Потім в електрогенераторі II енергія обертання ротора перетворюється на електричну енергію.

Точка 2 знаходиться на $i-s$ діаграмі на перетині адіабати, що виходить із точки 1, з ізобарою P_2 .

Тиск P_2 в конденсаторі залежить від температури охолоджувальної води, температура якої ($t_{ов}$) має бути приблизно на $10\text{ }^\circ\text{C}$ нижче температури конденсації пари, тобто $t_2 \approx t_{ов} + 10\text{ }^\circ\text{C}$.

Дійсний процес розширення пари в проточній частині турбіни відбувається з втратами енергії потоку пари $\Delta h_{втр}$.

Ці втрати враховуються відносним внутрішнім ККД η_{oi} , який наведено в табл. 2.1.

$$\Delta h_{втр} = (1 - \eta_{oi})(i_1 - i_2). \quad (2.1)$$

Ентальпія пари на виході з турбіни (точка 2д) за рахунок втрат підвищується на величину $\Delta h_{втр}$, тобто

$$i_{2д} = i_2 + \Delta h_{втр} = i_2 + (1 - \eta_{oi})(i_1 - i_2). \quad (2.2)$$

Процес 2д–2' – конденсація пари в конденсаторі III при постійному тиску P_2 . Точка 2' характеризується параметрами стану води при температурі насичення, яка відповідає тиску P_2 . Ці параметри стану можна визначити за таблицями властивостей води та водяної пари на лінії насичення (табл. Д.1).

При конденсації пари питомий об'єм робочого тіла зменшується більш ніж у 1000 разів (з $v_{2д}$ до $v_{2'}$). Це сприяє підтримці низького тиску за турбіною і наявного теплоперепаду $i_1 - i_2$.

Робочим тілом у циклі є водяна пара, для її отримання використовують хімічно очищену воду, що не містить розчинених солей та газів. Для економічності роботи ПТУ застосовують циркуляцію робочого тіла, щоб уникнути постійної підготовки води і, таким чином, суттєвих витрат на її хімічне очищення. Цей факт підтверджує необхідність використання конденсату в циклі в якості живильної води. З іншого боку, конденсація пари, тобто, перетворення пари в рідину, дозволяє виконати найважливішу умову циклу теплового двигуна, згідно з яким робота стиснення робочого тіла повинна бути набагато менше роботи його розширення. Підвищення тиску води перед подачею в парогенератор виконується живильним насосом I в процесі 2'–3. При цьому підвищується тиск робочого тіла з P_2 до P_1 , а інші параметри стану залишаються практично незмінними, зокрема $i_3 \approx i_2$. Витрати енергії на привод живильного насоса незначні (3–4 % згенерованої турбіною потужності), тому що вода є середовищем, яке майже не стискається. Слід зазначити, що підвищити тиск робочого тіла в пароподібному стані, тобто, без його конденсації, практично неможливо: для цього був би потрібний компресор великої потужності, і в цьому випадку через його відносно значний робочий об'єм, низький ККД при стисканні вологої водяної пари, наявність шкідливих опорів і збільшені втрати, такий компресор вимагатиме дуже значних витрат енергії, що призведе до зменшення загальної економічності установки. У процесі конденсації від робочого тіла відводиться до 50÷60 % підведеної в парогенераторі теплоти, проте такі теплові втрати відповідно до другого закону термодинаміки необхідні для забезпечення роботи установки [1–3].

В парогенераторі V до робочого тіла при постійному тиску підводиться теплота, що виділяється при згорянні палива. При цьому спочатку вода в економайзері підігрівається до кипіння при тиску P_1 (процес 3–4). Точка 4 характеризується параметрами стану води при температурі насичення, що відповідає тиску P_1 . Ці параметри стану киплячої води визначаються за табл. Д.1. У випарних поверхнях (кип'ятильних трубах) парогенератора вода кипить (процес 4–5). Точка 5 характеризується параметрами стану сухої насиченої пари, що відповідають тиску P_1 , які можна визначити за таблицями властивостей води та водяної пари

на лінії насичення. Потім у пароперегрівачі пара перегрівається від температури насичення t_5 , яка відповідає тиску P_1 , до температури t_1 (процес 5–1). Перегріта пара (точка 1) паропроводом прямує до парової турбіни.

Знайдені параметри робочого тіла в характерних точках конденсаційного циклу необхідно записати у табл. 1.2.

Таблиця 2.2 – Параметри стану робочого тіла у характерних точках конденсаційного циклу

Позначення точки	Характеристика параметрів точки в циклі	P , бар	t , °C	ν , $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	i , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	s , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{C}}$	χ	Стан робочого тіла
1	Перед турбіною							
2	За турбіною при адіабатному процесі розширення							
2д	За турбіною з урахуванням втрат на тертя пари у проточній частині							
2'	За конденсатором							
3	Після живильного насоса							
4	Після економайзера							
5	Перед пароперегрівачем							

2.2. Визначення техніко-економічних характеристик паротурбінної установки конденсаційного типу

2.2.1. Термічний ККД циклу. Ефективність перетворення в циклі теплового двигуна теплоти, підведеної до робочого тіла, у корисну механічну роботу характеризується термічним коефіцієнтом корисної дії η_t . Для паротурбінної установки, що працює за конденсаційним циклом, η_t можна визначити так [1–3]:

$$\eta_{тк} = \frac{l_{0к}}{q_{пк}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}, \quad (2.3)$$

де $l_{0к}$ – наявна робота турбіни, $q_{пк}$ – питома кількість теплоти, що підводиться до робочого тіла в парогенераторі (процес 3–1).

Наявна робота турбіни для конденсаційного циклу дорівнює наявному теплоперпаду (процес 1–2)

$$l_{0к} = h_{0к} = i_1 - i_2.$$

Питома кількість теплоти, що підводиться до робочого тіла в парогенераторі, за умови, що $i_3 \approx i_2'$, знаходиться як

$$q_{пк} = i_1 - i_2'.$$

2.2.2. Коефіцієнт корисної дії установки. Усі втрати теплової енергії при перетворенні теплоти, що виділяється при згорянні палива в топці парогенератора, в електричну енергію, що надходить у мережу, враховуються при визначенні коефіцієнта корисної дії установки η_y . Для конденсаційного циклу

$$\eta_{ук} = \eta_{пг} \eta_{пп} \eta_{тк} \eta_{oi} \eta_{м} \eta_{г} \eta_{вп}. \quad (2.4)$$

Тут ККД парогенератора $\eta_{пг}$ враховує, яка частина теплоти, що виділяється під час згоряння палива, передається робочому тілу. ККД паропроводів $\eta_{пп}$ враховує втрати теплоти через ізоляцію паропроводів. Механічні втрати енергії при обертанні ротора турбіни враховуються механічним ККД – $\eta_{м}$. Втрати, пов'язані з перетворенням механічної енергії обертання ротора на електричну, враховує ККД електрогенератора $\eta_{г}$. Витрати електроенергії на привід насосів, димососів, вентиляторів, вугільних млинів і т.і. враховує ККД власних потреб станції – $\eta_{вп}$.

2.2.3. Питома витрата пари d показує, яку кількість пари необхідно пропустити через турбіну для генерації 1 кВт·с або 1 кВт·год електроенергії. Для установки, що працює в конденсаційному циклі, кг/кВт·с

$$d_k = \frac{1}{l_{0к} \eta_{oi} \eta_{м} \eta_{г} \eta_{вп}}. \quad (2.5)$$

У практиці експлуатації ТЕС часто використовують значення питомої витрати пари в кг/кВт·год, тоді вона може бути знайдена як

$$d_k = \frac{3600}{l_{0к} \eta_{oi} \eta_{м} \eta_{г} \eta_{вп}}. \quad (2.6)$$

2.2.4. Повна витрата пари через турбіну D_k (кг/с або кг/год в залежності від розмірності d_k) знаходиться як

$$D_k = d_k N_k, \quad (2.7)$$

2.2.5. Питома витрата теплоти q показує витрати теплоти в установці на генерацію 1 кВт·с або 1 кВт·год електроенергії, тобто кДж/кВт·с або кДж/кВт·год. Для конденсаційного циклу

$$q_k = d_k (i_1 - i_2). \quad (2.8)$$

Розмірність q_k в кДж/кВт·с або кДж/кВт·год залежить від розмірності питомої витрати d_k , з якою вона підставляється у формулу (2.8).

2.2.6. Повна витрата теплоти, яка відпускається з парогенератора на турбоустановку, кВт або кДж/год

$$Q_{\text{тук}} = q_k N_k. \quad (2.9)$$

2.2.7. Повна витрата теплоти в парогенераторі, кВт або кДж/год

$$Q_{\text{пгк}} = \frac{Q_{\text{тук}}}{\eta_{\text{пг}} \eta_{\text{пп}}}. \quad (2.10)$$

2.2.8. Питома витрата палива b показує витрати палива на генерацію 1 кВт·год електроенергії. Для паротурбінної установки конденсаційного типу

$$b_k = \frac{q_k}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{пп}}}, \quad (2.11)$$

де $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – нижча теплота згоряння палива (див. табл. 2.1).

2.2.9. Повна витрата палива B_k , кг/с або кг/год, для здійснення технологічного процесу конденсаційного циклу (циклу Ренкіна)

$$B_k = b_k N_k. \quad (2.12)$$

Для наочності можна визначити, скільки вагонів палива по 50 тонн кожен витрачається на добу на установці.

Схематично зобразить в координатах ентальпія – повна витрата пари ($i-D$) складові теплового балансу паротурбінної установки конденсаційного типу як, наприклад, показано на рис. 2.3.

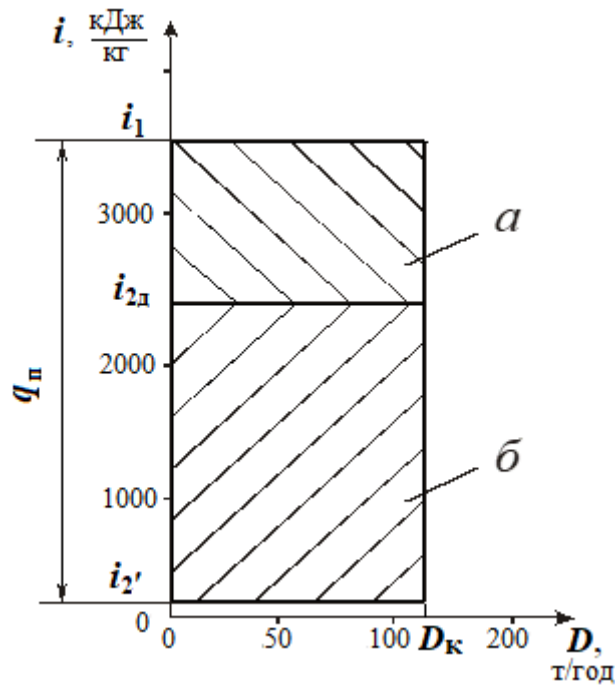


Рисунок 2.3 – Схематичне зображення теплового балансу паротурбінної установки, що працює за конденсаційним циклом:

a – теплова енергія, яка перетворена в турбіні на механічну роботу ; b – теплова енергія, яку відведено від пари при конденсації; $a + b$ – теплота, яка підводиться до робочого тіла в парогенераторі

Контрольні питання до розділу 2

1. Поясніть призначення та принцип дії основних елементів паротурбінної установки, що працює за конденсаційним циклом.

2. Як зображуються процеси зміни параметрів стану робочого тіла в конденсаційному циклі в $i-s$ координатах.

3. Поясніть, як за допомогою $i-s$ діаграми та таблиць насиченої водяної пари і води визначити параметри стану робочого тіла в характерних точках циклу.

4. Якою має бути температура що надходить з конденсатора в градирню охолоджуючої циркуляційної води, щоб забезпечити заданий тиск пари за турбіною – P_2 .

5. Поясніть фізичний зміст та порядок визначення техніко-економічних характеристик паротурбінної установки (η_t , η_y , d_k , q_k , b_k , D_k , $Q_{ту}$, $Q_{пг}$, B_k).

6. Проаналізуйте вплив основних параметрів робочого тіла паротурбінної установки (P_1 ; t_1 ; P_2) на економічність конденсаційної паротурбінної установки.

3. РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ З РЕГЕНЕРАТИВНИМ ПІДГРІВОМ ЖИВИЛЬНОЇ ВОДИ І АНА- ЛІЗ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЇЇ РОБОТИ У ПОРІВНЯННІ З КОНДЕНСАЦІЙНИМ ЦИКЛОМ

3.1. Опис схеми установки та визначення параметрів стану робочого тіла в характерних точках циклу

Основні незворотні втрати теплоти в циклі паротурбінної установки відбуваються при конденсації пари в конденсаторі, де при тиску P_2 і низькій температурі t_2 від робочого тіла відбирається до 60 % теплоти, яка біла підведена в парогенераторі. Ця теплота передається охолоджувальній циркуляційній воді, а потім у градирні або ставку-охолоджувачі передається атмосферному повітрю.

Принцип регенеративного підігріву живильної води полягає в тому, що з проміжного ступеня турбіни при тиску P_6 відбирається деяка частка пари α_p і направляється в підігрівач живильної води.

Значення тиску пари P_6 залежно від варіанта курсової роботи наведено у табл. 3.1. Схема паротурбінної установки, що працює за регенеративним циклом, і зображення процесів циклу в $i-s$ діаграмі показані на рис. 3.1 та 3.2.

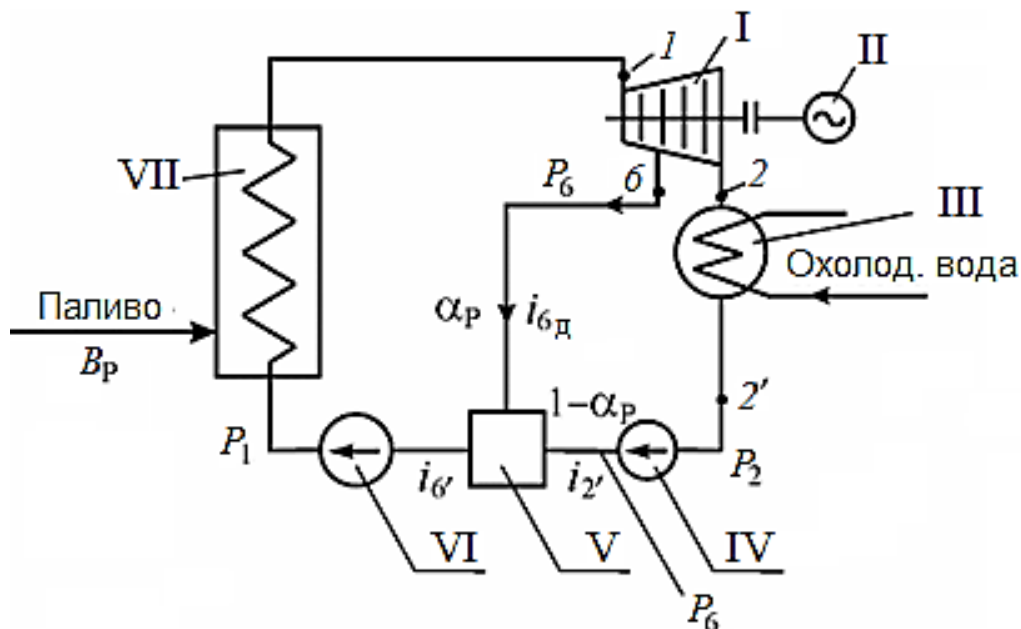


Рисунок 3.1 – Схема паротурбінної установки з регенеративним підігрівом живильної води:

I – парова турбіна; II – електрогенератор; III – конденсатор; IV – конденсатний насос; V – підігрівач живильної води; VI – живильний насос; VII – парогенератор

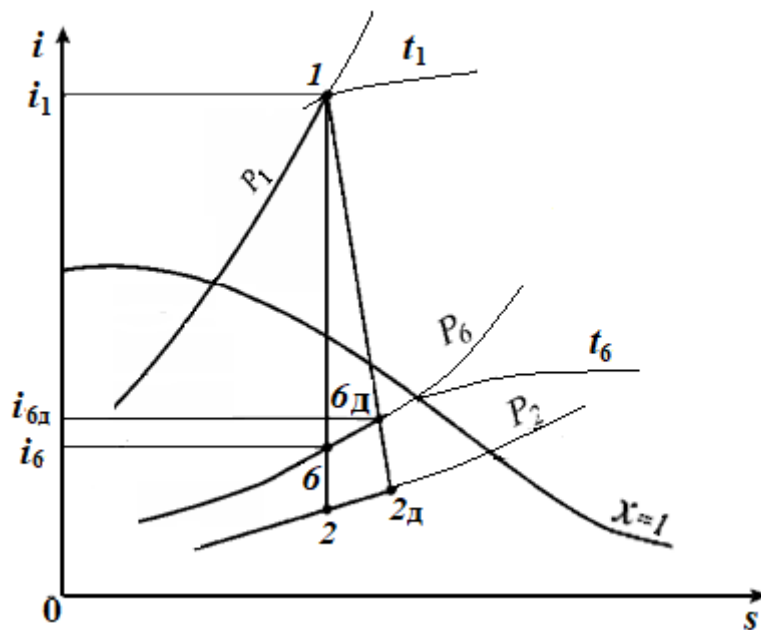


Рисунок 3.2 – Схематичне зображення в $i-s$ діаграмі процесу в турбіні циклу з регенеративним підігрівом живильної води

Таблиця 3.1 – Значення тиску P_6 відбору пари на регенеративний підігрів живильної води

№ вар.	P_6 , бар	№ вар.	P_6 , бар	№ вар.	P_6 , бар	№ вар.	P_6 , бар	№ вар.	P_6 , бар	№ вар.	P_6 , бар
1	1,2	7	2,4	13	1,8	19	1,2	25	2,4	31	1,8
2	1,4	8	2,6	14	2,0	20	1,4	26	2,6	32	2,0
3	1,6	9	2,8	15	2,2	21	1,6	27	2,8	33	2,2
4	1,8	10	1,2	16	2,4	22	1,8	28	1,2	34	2,4
5	2,0	11	1,4	17	2,6	23	2,0	29	1,4	35	1,2
6	2,2	12	1,6	18	2,8	24	2,2	30	1,6		

У підігрівачі води відібрана пара конденсується при температурі насичення t_6' , яка відповідає тиску відбору P_6 .

Теплота, що виділяється при конденсації відібраної частини пари α_p , буде корисно використана в циклі для нагрівання живильної води, а замість того, щоб бути відведеною з циклу за допомогою охолоджувальної води в конденсаторі і потім втрачена через розсіяння в атмосфері, як це відбувається з теплою пари в кількості $(1 - \alpha_p)$, яка подається в конденсатор.

В результаті регенеративного підігріву в парогенератор надходить вода з ентальпією i_6' , тобто, підігріта до більш високої температури t_6' , в порівнянні з конденсаційним циклом ($t_6' > t_2'$). Це технічне рішення сприяє зменшенню

витрати палива, що подається в топку парогенератора. При цьому необхідно виконати умову незмінної потужності паротурбінної установки, тобто, $N_p = N_k$.

Після відбору з проміжного ступеня турбіни частини пари α_p витрата через останні ступені турбіни зменшиться, тобто, зменшиться вироблення механічної енергії у розрахунку на 1 кг робочого тіла. Тому для забезпечення заданої потужності установки необхідно дещо збільшити витрату робочого тіла в циклі, що практично не позначається на економічних показниках роботи теплової електростанції.

При розрахунку регенеративного циклу всі вихідні параметри установки та її електричної потужності залишаються тими ж, що й у конденсаційному циклі (розділ 2, табл. 2.1).

Для визначення теоретичного значення ентальпії пари, що відбирається на регенеративний підігрів води i_6 , знайдемо на $i-s$ діаграмі точку б на перетині лінії адіабатного процесу розширення пари в турбіні 1–2 та ізобари P_6 , як показано на рис. 3.2.

Дійсне значення ентальпії пари, що відбирається $i_{6д}$, вище теоретичного i_6 на величину втрат у проточній частині турбіни на ділянці до місця відбору, тобто

$$i_{6д} = i_6 + (1 - \eta_{oi})(i_1 - i_6). \quad (3.1)$$

Тут значення внутрішнього відносного коефіцієнта корисної дії η_{oi} прийняти таким же, як і в конденсаційному циклі (див. табл. 2.1).

Після відбору частина $(1 - \alpha_p)$ пари, що залишилась, розширюється до тиску P_2 . Параметри пари за турбіною i_2 залишаються такими ж, як і в конденсаційному циклі (див. розділ 2, табл. 2.2).

Ентальпію води після підігрівача $i_{6'}$ та її температуру $t_{6'}$ визначають за таблицею стану води на лінії насичення за тиском P_6 (см. табл. Д.1).

3.2. Визначення техніко-економічних характеристик паротурбінної установки з регенеративним підігрівом живильної води

3.2.1. Визначення частки пари у відборі. Визначимо, яку частину витрати пари α_p необхідно відібрати з турбіни при тиску P_6 , щоб живильну воду нагріти до температури $t_{6'}$, тобто підвищити її ентальпію до значення $i_{6'}$. Для цього складемо баланс тепловмістів потоків робочого тіла, що входять у підігрівач і виходять з нього, як показано на рис. 3.1.

$$\alpha_p i_{6д} + (1 - \alpha_p) i_{2'} = i_{6'}, \quad (3.2)$$

де значення $i_{2'}$ необхідно взяти з табл. 2.2.

З формули (3.2)

$$\alpha_p = \frac{i_{6'} - i_{2'}}{i_{6д} - i_{2'}}. \quad (3.3)$$

3.2.2. Термічний ККД. Підвищення термодинамічної ефективності циклу з регенеративним підігрівом поживної води в порівнянні з конденсаційним циклом можна оцінити зі збільшенням термічного ККД η_{tp} .

$$\eta_{tp} = \frac{l_{op}}{q_{п.р}}, \quad (3.4)$$

де l_{op} – теоретична наявна робота, яку можна знайти як

$$l_{op} = (i_1 - i_2) - \alpha_p (i_6 - i_2) = h_{op} - \alpha_p (i_6 - i_2), \quad (3.5)$$

де значення i_2 береться з табл. 2.2.

Робота l_{op} є дещо меншою, ніж наявний теплоперепад $h_{op} = h_{0к} = i_1 - i_2$, оскільки частина пари α_p , що відбирається, не надходить на останні ступені турбіни і, таким чином, не приймає участі у здійсненні роботи.

Однак невелике зниження наявної роботи турбіни з надлишком компенсується зниженням кількості теплоти, що підводиться в парогенераторі до 1 кг робочого тіла:

$$q_{п.р} = i_1 - i_{6'}. \quad (3.6)$$

Причому теплота $q_{п.р}$ значно менше теплоти $q_{п.к}$, що підводиться в конденсаційному циклі, за рахунок вищої температури води, яка надходить в парогенератор ($t_6' > t_2'$).

Після підстановки (3.5) і (3.6) в (3.4) отримаємо

$$\eta_{tp} = \frac{(i_1 - i_2) - \alpha_p (i_6 - i_2)}{i_1 - i_{6'}}. \quad (3.7)$$

3.2.3. Коефіцієнт корисної дії установки

$$\eta_{yp} = \eta_{пг} \eta_{пп} \eta_{tp} \eta_{oi} \eta_m \eta_{г} \eta_{вп}. \quad (3.8)$$

Доцільно порівняти значення η_{tp} і η_{tk} , а також η_{yp} і η_{yk} . Значення ККД паротурбінної установки, що працює за регенеративним циклом, повинні вийти більшими, ніж при роботі з конденсаційним циклом, що підтверджує доцільність регенеративного підігріву живильної води.

3.2.4. Питома витрата пари, кг/кВт·год

$$d_p = \frac{3600}{l_{0p} \eta_{oi} \eta_m \eta_{г} \eta_{вп}}. \quad (3.9)$$

3.2.5. Повна витрата пари, кг/год

$$D_p = d_p N_p. \quad (3.10)$$

Для забезпечення генерації тієї ж електричної потужності $N_p = N_k$ (див. розділ 2) необхідно збільшити витрату пари, щоб компенсувати зменшення наявної роботи, ($l_{0p} < l_{0k}$) внаслідок відбору частини пари α_p з останніх ступенів турбіни.

3.2.6. Питома витрата теплоти на турбоустановку, кДж/кВт·год

$$q_p = d_p q_{п.р} = d_p (i_1 - i_6). \quad (3.11)$$

3.2.7. Повна витрата теплоти з парогенератора на турбоустановку, кДж/год

$$Q_{тур} = q_p N_p. \quad (3.12)$$

Витрата теплоти в циклі з регенеративним підігрівом живильної води менша, ніж у конденсаційному циклі, тобто, $q_p < q_k$; $Q_{тур} < Q_{тук}$.

3.2.8. Повна витрата теплоти в парогенераторі, кДж/год

$$Q_{пгp} = \frac{Q_{тур}}{\eta_{пг} \eta_{пп}}. \quad (3.13)$$

3.2.9. Питома витрата палива, кг/кВт·год

$$b_p = \frac{q_p}{Q_H^p \eta_{пг} \eta_{пш}}. \quad (3.14)$$

Тут значення нижчої теплоти згоряння палива Q_H^p , кДж/кг, приймається з умов розділу 2 (табл. 2.1).

3.2.10. Повна витрата палива, кг/год або вагонів на добу

$$B_p = b_p N_p. \quad (3.15)$$

Економія палива $\Delta B = B_k - B_p$.

Зменшення питомої та повної витрати палива показує перевагу регенеративного циклу порівняно з конденсаційним.

Аналіз ефективності застосування відбору пари для регенеративного підігріву живильної води порівняно з конденсаційним циклом можна виконати шляхом порівняння техніко-економічних характеристик роботи паротурбінної установки, зведених у табл. 3.2. та рис. 3.3.

Таблиця 3.2 – Порівняльний аналіз

Найменування показника	В регенеративному циклі	В конденсаційному циклі
Температура води, що надходить у парогенератор, °С	$t_{6'}$ =	$t_{2'}$ =
Ентальпія води, що надходить парогенератор, кДж/кг	$i_{6'}$ =	$i_{2'}$ =
Кількість теплоти, що підводиться в парогенераторі до 1 кг робочого тіла, кДж/кг	$q_{пр}$ =	$q_{пк}$ =
Робота турбіни для 1 кг робочого тіла., кДж/кг	l_{0p} =	$l_{0к}$ =
Термічний ККД циклу паротурбінної установки	η_{tp} =	η_{tk} =
Коефіцієнт корисної дії установки	η_{yp} =	η_{yk} =
Питома витрата пари, кг/кВт·ч	d_p =	d_k =
Повна витрата пари, кг/ч	D_p =	D_k =
Питома витрата теплоти, кДж/кВт·ч	q_p =	q_k =
Повна витрата теплоти, кДж/ч	$Q_{пгp}$ =	$Q_{пгk}$ =
Питома витрата палива, кг/кВт·ч	b_p =	b_k =
Повна витрата палива, кг/ч, ваг./доба	B_p =	B_k =

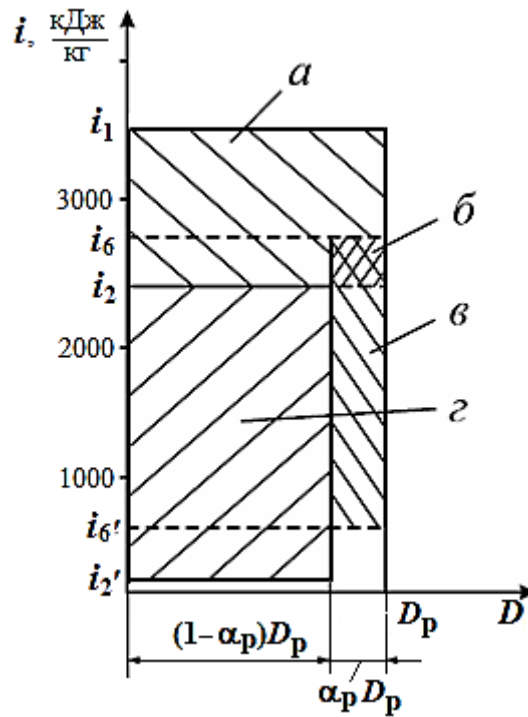


Рисунок 3.3 – Схематичне зображення теплового балансу паротурбінної установки в циклі з одним відбором пари на регенеративний підігрів живильної води:

a – теплова енергія, перетворена в турбіні на механічну роботу; *б* – теплова енергія не перетворена на механічну роботу на останніх ступенях турбіни, внаслідок відбору частини пари; *в* – теплота, використана на регенеративний підігрів живильної води; *г* – теплота, відведена від пари в конденсаторі

Контрольні питання до розділу 3

1. Що спільного і в чому відмінність у схемах паросилових установок, що працюють за циклом з регенеративним підігрівом живильної води та за конденсаційним циклом?

2. Як за допомогою *i-s* діаграми та таблиць насиченої водяної пари та води визначити значення ентальпії пари, що відбирається i_6 і $i_{6д}$, а також ентальпію $i_{6'}$ і температуру $t_{6'}$ підігрітої живильної води.

3. Як визначити частку пари, що відбирається α_p , використовуючи рівняння теплового балансу підігрівача?

4. Як визначити наявну роботу в турбіні l_{0p} ? Чому її значення менше, ніж у конденсаційному циклі?

5. Чому в регенеративному циклі витрата пари збільшена в порівнянні з конденсаційним циклом?

6. Як визначити витрати теплоти та палива в регенеративному циклі? Чому їх значення зменшуються порівняно з конденсаційним циклом?

4. РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПАЛИВА В ТЕПЛОФІКАЦІЙНОМУ ЦИКЛІ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ І ПОРІВНЯННЯ З РОЗДІЛЬНОЮ ГЕНЕРАЦІЄЮ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ НА КОНДЕНСАЦІЙНІЙ ТЕС І ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ У ВОДОГРІЙНІЙ КОТЕЛЬНІЙ

4.1. Опис схеми теплофікаційної паротурбінної установки та визначення параметрів робочого тіла у характерних точках циклу

Вихідні дані для розрахунку теплофікаційного циклу наведені у табл. 4.1.

Таблиця 4.1– Вихідні дані для розрахунку теплофікаційного циклу

№ вар.	P_7 , бар	$\alpha_{тф}$	№ вар.	P_7 , бар	$\alpha_{тф}$	№ вар.	P_7 , бар	$\alpha_{тф}$
1	2,4	0,6	11	2,6	0,8	21	2,8	0,78
2	2,6	0,62	12	2,8	0,6	22	3,0	0,8
3	2,8	0,64	13	3,0	0,62	23	3,5	0,6
4	3,0	0,66	14	3,5	0,64	24	4,0	0,62
5	3,5	0,68	15	4,0	0,66	25	4,5	0,64
6	4,0	0,7	16	4,5	0,68	26	5,0	0,66
7	4,5	0,72	17	5,0	0,7	27	6,0	0,68
8	5,0	0,74	18	6,0	0,72	28	2,4	0,7
9	6,0	0,76	19	2,4	0,74	29	2,6	0,72
10	2,4	0,78	20	2,6	0,76	30	2,8	0,74

У теплофікаційному циклі з проміжного ступеня парової турбіни (рис. 4.1) при тиску P_7 відбирається частина пари $\alpha_{тф}$ і прямує у підігрівач мережної води (бойлер). У бойлері пара конденсується при тиску P_7 і температурі t_7' . Теплота, що виділяється при конденсації пари, використовується на нагрівання мережної води до температури $t_{мв} = t_7' - (6 \div 8) ^\circ\text{C}$. Нагріта вода тепломережею надходить до споживачів. Температура конденсації пари в бойлері t_7' дорівнює температурі насичення при тиску відбору P_7 . Температура t_7' і ентальпія конденсату i_7' , що виходить з бойлера, визначається за таблицями властивостей води і насиченої пари, наведеним у табл. Д 1.

Для визначення теоретичного значення ентальпії пари у відборі i_7 знайдемо на $i-s$ діаграмі точку 7 на перетині лінії адіабатного процесу розширення пари в турбіні 1–2 та ізобари P_7 , як показано на рис. 4.2. З урахуванням внутрішніх втрат у турбіні дійсне значення ентальпії пари $i_{7д}$, що відбирається, визначається як

$$i_{7д} = i_7 + (1 - \eta_{oi})(i_1 - i_7). \quad (4.1)$$

Тут значення η_{oi} та i_1 беруться з розрахунку розділу 2 цієї роботи.

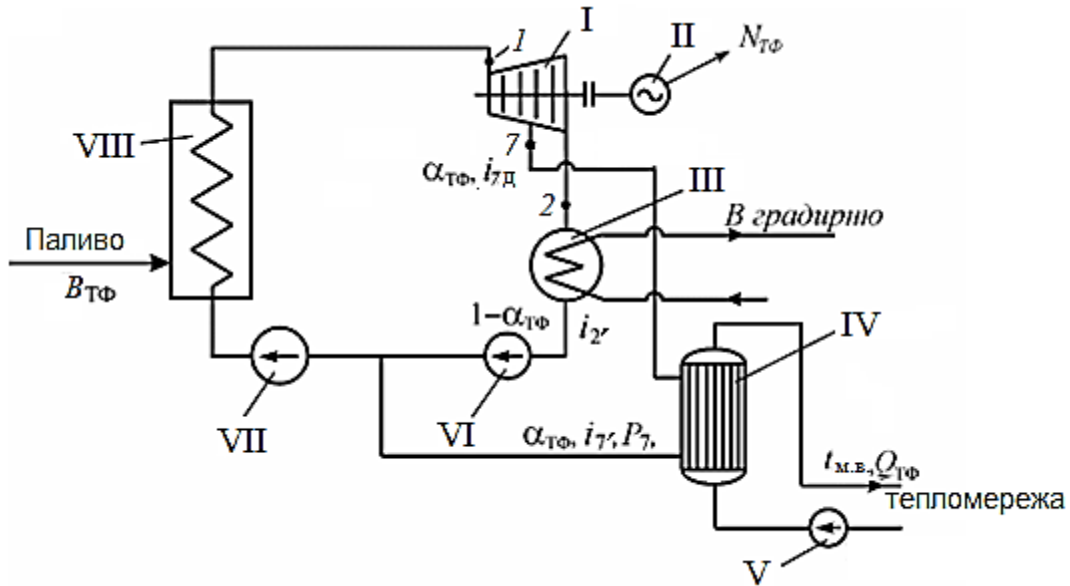


Рисунок 4.1 – Схема паротурбінної установки, що працює за теплофікаційним циклом:

I – парова турбіна, II – електрогенератор, III – конденсатор, IV – підігрівач мережної води, V – насос тепломережі, VI – конденсатний насос, VII – живильний насос, VIII – парогенератор

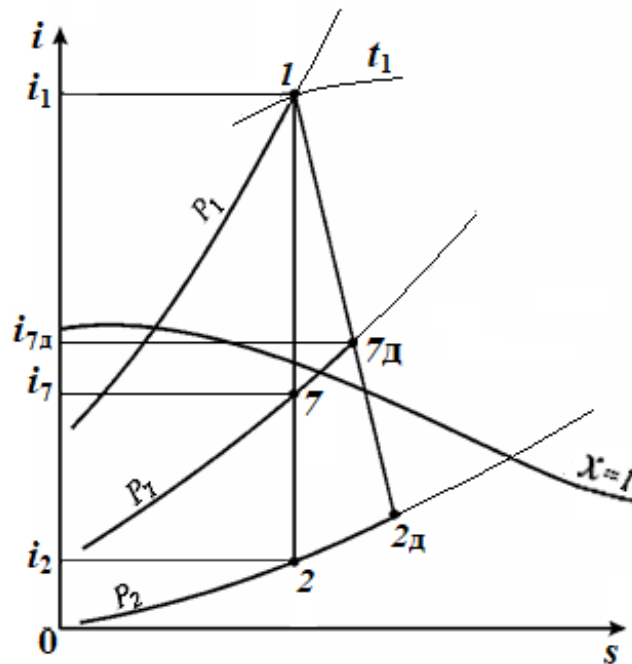


Рисунок 4.2 – Схематичне зображення в $i-s$ діаграмі процесу в турбіні в теплофікаційному циклі

4.2. Визначення коефіцієнта використання палива в теплофікаційному циклі

4.2.1. Визначення електричної потужності паротурбінної установки у теплофікаційному циклі. Для розрахунку приймаємо витрату пари, кг/с, у теплофікаційному циклі $D_{\text{тф}}$ таким же, як і в конденсаційному циклі $D_{\text{к}}$ (з розділу 2), тобто, $D_{\text{тф}} = D_{\text{к}}$.

Робота турбіни теплофікаційного циклу $l_{0\text{тф}}$ складається з двох частин. Перша частина $l_{0\text{тф}}^I$ – до відбору, коли через проточну частину турбіни йде повна витрата пари, тобто, $l_{0\text{тф}}^I = i_1 - i_7$. Друга частина після відбору пари, коли через проточну частину турбіни проходить решта $(1 - \alpha_{\text{тф}})$ витрати пари, тобто, $l_{0\text{тф}}^{II} = (1 - \alpha_{\text{тф}})(i_7 - i_2)$.

Значення i_1 і i_2 беруться з розд.2, табл. 2.2.

Тоді

$$l_{0\text{тф}} = l_{0\text{тф}}^I + l_{0\text{тф}}^{II} = i_1 - i_7 + (1 - \alpha_{\text{тф}})(i_7 - i_2). \quad (4.2)$$

Електрична потужність, яка виробляється паротурбінною установкою, що працює за теплофікаційним циклом, кВт

$$N_{\text{тф}} = D_{\text{тф}} l_{0\text{тф}} \eta_{oi} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{вп}}. \quad (4.3)$$

Тут значення η_{oi} , $\eta_{\text{м}}$, $\eta_{\text{г}}$, $\eta_{\text{вп}}$ необхідно прийняти з розділу 2. Значення $D_{\text{тф}}$ треба підставляти в кг/с.

У теплофікаційному циклі генерується електрична потужність, що є меншою, ніж у конденсаційному циклі (при однаковій витраті пари), тобто, $N_{\text{тф}} < N_{\text{к}}$, оскільки частину пари з турбіни ΔN відібрано на теплофікацію:

$$\Delta N = N_{\text{к}} - N_{\text{тф}}.$$

4.2.2. Розрахунок теплоти для споживачів. При конденсації частини пари ($\alpha_{\text{тф}} D_{\text{тф}}$) у бойлері виділяється теплота $Q_{\text{тф}}$, кВт, яка у вигляді гарячого теплоносія (води) відпускається споживачам,

$$Q_{\text{тф}} = \alpha_{\text{тф}} D_{\text{тф}} (i_{7\text{д}} - i_{7'}). \quad (4.4)$$

При цьому $Q_{тф} \gg \Delta N$.

Схематичне зображення теплового балансу теплофікаційної паротурбінної установки показано на рис. 4.3.

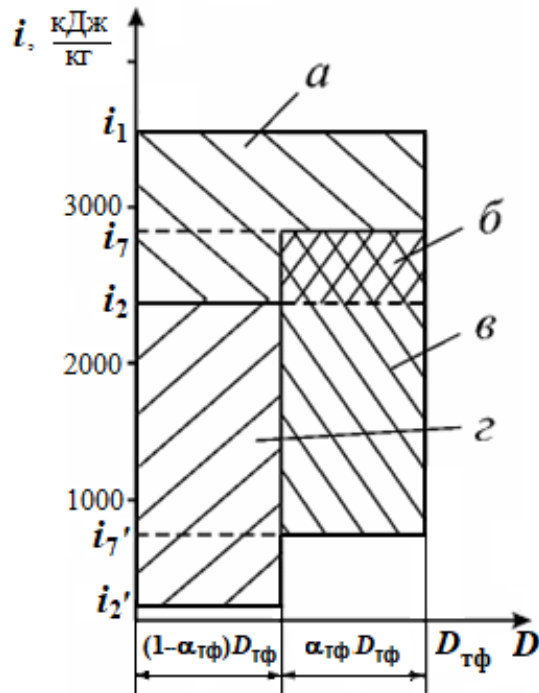


Рисунок 4.3 – Схематичне зображення теплового балансу теплофікаційної паротурбінної установки:

a – тепла енергія, перетворена в турбіні на механічну роботу; *b* – тепла енергія, не перетворена на механічну роботу на останніх ступенях турбіни через відбір частини пари на теплофікацію; *v* – теплота використана на нагрівання води, що подається в мережу; *z* – теплота, відібрана від пари в конденсаторі

4.2.3. Визначення витрати палива в теплофікаційній паротурбінній установці. Живильна вода утворюється з двох потоків конденсату: з бойлера та конденсатора, як показано на рис. 4.1. Перший – з бойлера надходить із ентальпією $\alpha_{тф} i_{7'}$; другий – з конденсатора – з ентальпією $(1 - \alpha_{тф}) i_{2'}$. Ентальпія живильної води: $i_{жв} = \alpha_{тф} i_{7'} + (1 - \alpha_{тф}) i_{2'}$. На виході з парогенератора пара має ентальпію i_1 , і кількість теплоти, що відпускається з парогенератора, становить, кВт:

$$Q_{ту} = D_{тф} (i_1 - i_{жв}) = D_{тф} (i_1 - (\alpha_{тф} i_{7'} + (1 - \alpha_{тф}) i_{2'})), \quad (4.5)$$

де значення $i_{2'}$ береться з табл. 2.2.

Відповідно витрата палива в теплофікаційній паротурбінній установці, кг/с:

$$B_{\text{тф}} = \frac{Q_{\text{ту}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{пг}} \eta_{\text{пт}}} \quad (4.6)$$

Тут $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ необхідно прийняти з умов розділу 2.

4.2.4. Коефіцієнт використання палива при спільній генерації електроенергії та теплової енергії в теплофікаційній паротурбінній установці відображає, яку частину теплоти, яка отримується при спалюванні палива (тобто, $B_{\text{тф}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}$), вдається перетворити на електроенергію ($N_{\text{тф}}$) та використати на нагрівання мережної води ($Q_{\text{тф}}$), %:

$$K_{\text{тф}} = \frac{N_{\text{тф}} + Q_{\text{тф}}}{B_{\text{тф}} Q_{\text{н}}^{\text{р}}} 100. \quad (4.7)$$

4.3. Визначення коефіцієнта використання палива при роздільній генерації електроенергії на конденсаційній ТЕС та тепловій енергії у водогрійній котельні

4.3.1. Приймаємо умову, що у конденсаційній ТЕС (див. рис. 4.4) генерується така ж кількість електроенергії, як й у теплофікаційному циклі, тобто, $N_{\text{тес}} = N_{\text{тф}}$ (див. формулу (4.3)). ККД установки $\eta_{\text{у}} = \eta_{\text{ук}}$ можна взяти з розділу 2 (див. п. 2.2.2).

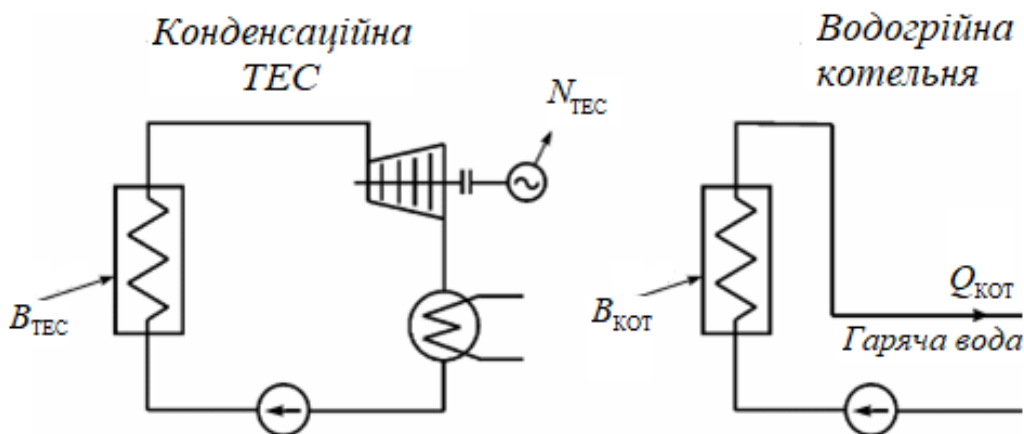


Рисунок 4.4 – Схема роздільної генерації електроенергії на конденсаційній ТЕС та тепловій енергії у водогрійній котельні

Тоді витрата палива на виробництво електроенергії при роздільній генерації, кг/с

$$B_{\text{теc}} = \frac{N_{\text{теc}}}{\eta_{\text{y}} Q_{\text{H}}^{\text{p}}}. \quad (4.8)$$

4.3.2. Нехай у водогрійній котельні генерується теплова енергія $Q_{\text{кот}}$ у такій же кількості, як і в теплофікаційному циклі, тобто, $Q_{\text{кот}} = Q_{\text{тф}}$, кВт. Приймаємо, що і ККД котельні $\eta_{\text{кот}}$ (див. дані розділу 2) має таке ж значення, що і ККД парогенератора $\eta_{\text{пг}}$ (см. табл.2.1). Тоді витрата палива у водогрійній котельні, кг/с:

$$B_{\text{кот}} = \frac{Q_{\text{кот}}}{\eta_{\text{кот}} Q_{\text{H}}^{\text{p}}}. \quad (4.9)$$

4.3.3. Сумарна витрата палива при роздільному виробленні електроенергії та теплоти

$$B_{\text{розд}} = B_{\text{теc}} + B_{\text{кот}}. \quad (4.10)$$

4.3.4. Коефіцієнт використання палива при роздільній генерації електроенергії та теплоти знаходиться як, %

$$K_{\text{розд}} = \frac{N_{\text{теc}} + Q_{\text{кот}}}{B_{\text{розд}} Q_{\text{H}}^{\text{p}}} 100. \quad (4.11)$$

Необхідно порівняти $K_{\text{тф}}$ і $K_{\text{розд}}$ та проаналізувати переваги теплофікаційного циклу.

Контрольні питання до розділу 4

1. Поясніть принцип дії теплофікаційної паротурбінної установки.
2. Як за допомогою $i-s$ діаграми та таблиць властивостей водяної пари визначити параметри пари, що відбирається i_7 , $i_{7\text{д}}$, ентальпію конденсату, що виходить із бойлера $i_{7'}$ та температуру конденсації $t_{7'}$, температуру нагрітої мережної води $t_{\text{м.в}}$, що відпускається споживачам?
3. Як визначити наявну роботу $l_{0\text{тф}}$ у турбіні теплофікаційної паротурбінної установки?
4. Як визначити електричну потужність, що виробляється теплофікаційною паротурбінною установкою $N_{\text{тф}}$? Чому вона менша, ніж при конденсаційному циклі ($N_{\text{к}}$) при однаковій витраті пари $D_{\text{тф}} = D_{\text{к}}$?

5. Як визначити кількість теплоти $Q_{\text{тф}}$, що відпускається на теплофікацію?
6. У чому фізичний зміст коефіцієнта використання палива в теплофікаційній паротурбінній установці?
7. Як визначити коефіцієнт використання палива при роздільній генерації електроенергії на конденсаційній ТЕС та тепловій енергії у водогрійній котельні?
8. Поясніть, чому коефіцієнт використання палива в теплофікаційному циклі вищий, ніж при роздільній генерації електроенергії та теплоти.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Буляндра О.Ф. Технічна термодинаміка: підручник. – Київ: Техніка, 2006. – 320 с.
2. Дубровська В.В. Технологія виробництва електричної енергії : підручник / В. В. Дубровська, В. І. Шкляр. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 316 с.
3. Василенко І. А. Збірник задач та вправ для вивчення термодинамічних процесів: навч. посіб. / І. А. Василенко, С. О. Куманьов, О. А. Півоаров. – Д.: Акцент ПП, 2014. – 249 с.

ДОДАТОК

Таблиця Д.1 – Властивості води та водяної пари на лінії насичення

P , бар	t , °C	v' , м ³ /кг	v'' , м ³ /кг	ρ'' , кг/м ³	i' , кДж/кг	i'' , кДж/кг	r , кДж/кг	S' , кДж/ (кг°C)	S'' , кДж/ (кг°C)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,010	6,92	0,0010001	129,9	0,00770	29,32	2513	2484	0,1054	8,975
0,015	13,038	0,0010007	87,90	0,001138	54,75	2525	2470	0,1958	8,827
0,020	17,514	0,0010014	66,97	0,01493	73,52	2533	2459	0,2609	8,722
0,025	21,094	0,0010021	54,24	0,01843	88,50	2539	2451	0,3124	8,642
0,030	24,097	0,0010028	45,66	0,02190	101,04	2545	2444	0,3546	8,576
0,035	26,692	0,0010035	39,48	0,02533	111,86	2550	2438	0,3908	8,521
0,040	28,979	0,0010041	34,81	0,02873	121,42	2554	2433	0,4225	8,473
0,045	31,033	0,0010047	31,13	0,03211	130,00	2557	2427	0,4507	8,431
0,050	32,88	0,0010053	28,19	0,03547	137,83	2561	2423	0,4761	8,393
0,060	36,18	0,0010064	23,74	0,04212	151,50	2567	2415	0,5207	8,328
0,070	39,03	0,0010075	20,53	0,04871	163,43	2572	2409	0,5591	8,274
0,080	41,54	0,0010085	18,10	0,05525	173,9	2576	2402	0,5927	8,227
0,090	43,79	0,0010094	16,20	0,06172	183,3	2580	2397	0,6225	8,186
0,10	45,84	0,0010103	14,68	0,06812	191,9	2584	2392	0,6492	8,149
0,11	47,72	0,0010111	13,40	0,07462	199,7	2588	2388	0,6740	8,116
0,12	49,45	0,0010119	12,35	0,08097	207,0	2591	2384	0,6966	8,085
0,13	51,07	0,0010126	11,46	0,08726	213,8	2594	2380	0,7174	8,057
0,14	52,58	0,0010133	10,69	0,09354	220,1	2596	2376	0,7368	8,031
0,15	54,00	0,0010140	10,02	0,09980	226,1	2599	2373	0,7550	8,007
0,20	60,08	0,0010171	7,647	0,1308	251,4	2609	2358	0,8321	7,907
0,25	64,99	0,0010199	6,202	0,1612	272,0	2618	2346	0,8934	7,830
0,30	69,12	0,0010222	5,226	0,1913	289,3	2625	2336	0,9441	7,769
0,40	75,88	0,0010264	3,994	0,2504	317,7	2636	2318	1,0261	7,670
0,50	81,35	0,0010299	3,239	0,3087	340,6	2645	2204	1,0910	7,593
0,60	85,95	0,0010330	2,732	0,3661	360,0	2653	2293	1,1453	7,531
0,70	89,97	0,0010359	2,364	0,4230	376,8	2660	2283	1,1918	7,479
0,80	93,52	0,0010385	2,087	0,4792	391,8	2665	2273	1,2330	7,434
0,90	96,72	0,0010409	1,869	0,5350	405,3	2670	2265	1,2696	7,394
1,00	99,64	0,0010432	1,694	0,5903	417,4	2675	2258	1,3026	7,360
1,1	102,32	0,0010452	1,550	0,6453	428,9	2679	2250	1,3327	7,328
1,2	104,81	0,0010472	1,429	0,6999	439,4	2683	2244	1,3606	7,298
1,3	107,14	0,0010492	1,325	0,7545	449,2	2687	2238	1,3866	7,271
1,4	109,33	0,0010510	1,236	0,8088	458,5	2690	2232	1,4109	7,246
1,5	111,38	0,0010527	1,159	0,8627	467,2	2693	2226	1,4336	7,223
1,6	113,32	0,0010543	1,091	0,9164	475,4	2696	2221	1,4550	7,202
1,7	115,17	0,0010559	1,031	0,9699	483,2	2699	2216	1,4752	7,182
1,8	116,94	0,0010575	0,9773	1,023	490,7	2702	2211	1,4943	7,163
1,9	118,62	0,0010591	0,9290	1,076	497,9	2704	2206	1,5126	7,145
2,0	120,23	0,0010605	0,8854	1,129	504,8	2707	2202	1,5302	7,127
2,1	121,78	0,0010619	0,8459	1,182	511,4	2709	2198	1,5470	7,111
2,2	123,27	0,0010633	0,8098	1,235	517,8	2711	2193	1,5630	7,096
2,3	124,71	0,0010646	0,7768	1,287	524,0	2713	2189	1,5783	7,081
2,4	126,09	0,0010659	0,7465	1,340	529,8	2715	2185	1,5929	7,067
2,5	127,43	0,0010672	0,7185	1,392	535,4	2717	2182	1,6071	7,053

Продовження табл. Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2,6	128,73	0,0010685	0,6925	1,444	540,9	2719	2178	1,621	7,040
2,7	129,98	0,0010697	0,6684	1,496	546,2	2721	2175	1,634	7,074
2,8	131,20	0,0010709	0,6461	1,548	551,4	2722	2171	1,647	7,015
2,9	132,39	0,0010721	0,6253	1,599	556,5	2724	2167	1,660	7,003
3,0	133,54	0,0010733	0,6057	1,651	561,4	2725	2164	1,672	6,992
3,1	134,66	0,0010744	0,5873	1,703	566,3	2727	2161	1,683	6,981
3,2	135,75	0,0010754	0,5701	1,754	571,1	2728	2157	1,695	6,971
3,3	136,82	0,0010765	0,5539	1,805	575,7	2730	2154	1,706	6,961
3,4	137,86	0,0010776	0,5386	1,857	580,2	2731	2151	1,717	6,951
3,5	138,88	0,0010786	0,5241	1,908	584,5	2732	2148	1,728	6,941
3,6	139,87	0,0010797	0,5104	1,959	588,7	2734	2145	1,738	6,932
3,7	140,84	0,0010807	0,4975	2,010	592,8	2735	2142	1,748	6,923
3,8	141,79	0,0010817	0,4852	2,061	596,8	2736	2139	1,758	6,914
3,9	142,71	0,0010827	0,4735	2,112	600,8	2737	2136	1,768	6,905
4,0	143,62	0,0010836	0,4624	2,163	604,7	2738	2133	1,777	6,897
4,1	144,51	0,0010845	0,4518	2,213	608,5	2740	2131	1,786	6,889
4,2	145,39	0,0010855	0,4416	2,264	612,3	2741	2129	1,795	6,881
4,3	146,25	0,0010865	0,4319	2,315	616,1	2742	2126	1,804	6,873
4,4	147,09	0,0010874	0,4227	2,366	619,8	2743	2123	1,812	6,865
4,5	147,92	0,0010883	0,4139	2,416	623,4	2744	2121	1,821	6,857
5,0	151,84	0,0010927	0,3747	2,669	640,1	2749	2109	1,860	6,822
6,0	158,84	0,0011007	0,3156	3,169	670,5	2757	2086	1,931	6,761
7,0	164,96	0,0011081	0,2728	3,666	697,2	2764	2067	1,992	6,709
8,0	170,42	0,0011149	0,2403	4,161	720,9	2769	2048	2,046	6,663
9,0	175,35	0,0011213	0,2149	4,654	742,8	2774	2031	2,094	6,623
10,0	179,88	0,0011273	0,1946	5,139	762,7	2778	2015	2,138	6,587
11,0	184,05	0,0011331	0,1775	5,634	781,1	2781	2000	2,179	6,554
12,0	187,95	0,0011385	0,1633	6,124	798,3	2785	1987	2,216	6,523
13,0	191,60	0,0011438	0,1512	6,614	814,5	2787	1673	2,251	6,495
14,0	195,04	0,0011490	0,1408	7,103	830,0	2790	1960	2,284	6,469
15,0	198,28	0,0011539	0,1317	7,593	844,6	2792	1947	2,314	6,445
16,0	201,36	0,0011586	0,1238	8,080	858,3	2793	1935	2,344	6,422
17,0	204,30	0,0011632	0,1167	8,569	871,6	2795	1923	2,371	6,400
18,0	207,10	0,0011678	0,1104	9,058	884,4	2796	1912	2,397	6,379
19,0	209,78	0,0011722	0,1047	9,549	896,6	2798	1901	2,422	6,359
20,0	212,37	0,0011766	0,0958	10,041	908,5	2799	1891	2,447	6,340
21,0	214,84	0,0011809	0,09492	10,54	919,8	2800	1880	2,470	6,322
22,0	217,24	0,0011851	0,09068	11,03	930,9	2801	1870	2,492	6,305
23,0	219,55	0,0011892	0,08679	11,52	941,5	2801	1860	2,514	6,288
24,0	221,77	0,0011932	0,08324	12,01	951,8	2802	1850	2,534	6,272
25,0	223,93	0,0011972	0,07993	12,51	961,8	2802	1840	2,554	6,256
26,0	226,03	0,0012012	0,07688	13,01	971,7	2803	1831	2,573	6,242
27,0	228,06	0,0012050	0,07406	13,50	981,3	2803	1822	2,592	6,227
28,0	230,04	0,0012088	0,07141	14,00	990,4	2803	1813	2,611	6,213
29,0	231,96	0,0012126	0,06895	14,50	999,4	2803	1804	2,628	6,199
30,0	233,83	0,0012163	0,0665	15,00	1008,3	2804	1796	2,646	6,186
32	237,44	0,0012238	0,06246	16,01	1025,3	2803	1778	2,679	6,161
34	240,88	0,0012310	0,05875	17,02	1041,9	2803	1761	2,710	6,137
36	244,16	0,0012380	0,05543	18,04	1057,5	2802	1745	2,740	6,113

Закінчення табл. Д.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
38	247,31	0,0012450	0,05246	19,06	1072,7	2802	1729	2,769	6,091
40	250,33	0,0012520	0,04977	20,09	1087,5	2801	1713	2,796	6,070
42	253,24	0,0012588	0,04732	21,13	1101,7	2800	1698	2,823	6,049
44	256,05	0,0012656	0,04508	22,18	1115,3	2798	1683	2,849	6,029
46	258,75	0,0012724	0,04305	23,23	1128,8	2797	1668	2,874	6,010
48	561,37	0,0012790	0,04118	24,29	1141,8	2796	1654	2,898	5,991
50	263,91	0,0012857	0,03944	25,35	1154,4	2794	1640	2,921	5,973
55	269,94	0,0013021	0,03564	28,06	1184,9	2790	1604,6	2,976	5,930
60	275,56	0,0013185	0,03243	30,84	1213,9	2785	1570,8	3,027	5,890
65	280,83	0,0013347	0,02973	33,64	1241,3	2779	1537,5	3,076	5,851
70	285,80	0,0013510	0,02737	36,54	1267,4	2772	1504,9	3,122	5,814
75	290,50	0,0013673	0,02532	39,49	1292,7	2766	1472,8	3,166	5,779
80	294,98	0,0013838	0,02352	42,52	1317,0	2758	1441,1	3,208	5,745
85	299,24	0,0014005	0,02192	45,62	1340,8	2751	1409,8	3,248	5,711
90	303,32	0,0014174	0,02048	48,83	1363,7	2743	1379,3	3,278	5,678
95	307,22	0,0014345	0,01919	52,11	1385,9	2734	1348,4	3,324	5,646
100	310,96	0,0014521	0,01803	55,46	1407,7	2725	1317,0	3,360	5,615
110	318,04	0,001489	0,01598	62,58	1450,2	2705	1255,4	3,430	5,553
120	324,63	0,001527	0,01426	70,13	1491,1	2685	1193,5	3,496	5,492
130	330,81	0,001567	0,01277	78,30	1531,1	2662	1130,8	3,461	5,432
140	336,63	0,001611	0,01149	87,03	1570,8	2638	1066,9	3,623	5,372
150	342,11	0,001658	0,01035	96,62	1610	2611	1001,1	3,684	5,310
160	347,32	0,001710	0,009318	107,3	1650	2582	932,0	3,746	5,247
170	352,26	0,001768	0,008382	119,3	1690	2548	858,3	3,807	5,117
180	356,96	0,001837	0,007504	133,2	1732	2510	778,2	3,871	5,107
190	361,44	0,001921	0,00668	149,7	1776	2466	690	3,938	5,027
200	365,71	0,002004	0,00585	170,9	1827	2410	583	4,015	4,928
210	369,79	0,00221	0,00498	200,7	1888	2336	448	4,108	4,803
220	373,7	0,00273	0,00367	272,5	2016	2168	152	4,303	4,591

Примітка. Параметри критичної точки: $t_{кр} = 374,15$ °С; $P_{кр} = 221,29$ бар; $v_{кр} = 0,0026$ м³/кг.

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт та розрахункових завдань за темою
**«ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПАРОТУРБІННОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ
УСТАНОВКИ ТЕС»**

за курсами «Теоретичні основи теплотехніки», «Енергетичні установки»
для студентів технічних спеціальностей усіх форм навчання

Укладачі:

ПЕРЕСЬОЛКОВ Олександр Романович

ГАНЖА Антон Миколайович

КРУГЛЯКОВА Ольга Володимирівна

Відповідальний за випуск проф. М. П. Кунденко
Роботу до видання рекомендувала доц. Л. І. Тютюник

В авторській редакції

План 2024 р., поз. 217

Формат 60x84 1/16.

Гарнітура Таймс. Ум. друк. арк. 1,0

Видавничий центр НТУ «ХП».

61002, Харків, вул. Кирпичова, 2

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

Електронна версія