

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра електроенергетики, електротехніки та електромеханіки

Генеруючі агрегати і станції

конспект лекції

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти ОПП
«Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» спеціальності 141
«Електроенергетика, електротехніка та електромеханіки» денної форми
здобуття вищої освіти

Миколаїв
2025

УДК 621.311.2
Г34

Рекомендовано до друку науково-методичною комісією Інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету (протокол № 7 від 21.03.2025 р.).

Укладач:

Андрій РУДЕНКО – асистент кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки, Миколаївський національний аграрний університет

Віталій МАРДЗЯВКО – асистент кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки, Миколаївський національний аграрний університет

Руслан ЧУРИЛО – майстер виробничого навчання кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки, Миколаївський національний аграрний університет

Рецензенти:

Микола КУНДЕНКО - д-р. техн. наук, професор академік Міжнародної Академії Аграрної Освіти, завідувач кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій НТУ “ХП”.

Андрій СТАВИНСЬКИЙ – д-р техн. наук, професор, зав. кафедрою електроенергетики, електротехніки та електромеханіки, Миколаївський національний аграрний університет

© Миколаївський національний
аграрний університет, 2025

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
Лекція №7 «Різноманіття форм енергії та їх взаємоперетворення в теплоенергетиці».....	6
1. Поняття термічного ККД циклу перетворення теплоти в механічну енергію.....	7
2. Термодинамічний цикл і його ефективність: Реалізація та обмеження	8
Лекція №8 « Робоче тіло в теплосилових установках: Водяна пара як ефективний теплоносієй»	11
8.1. Пара та її основні параметри. Призначення пари в енергетиці	11
8.2. Розвиток парових двигунів з XIX століття: тенденції підвищення коефіцієнта корисної дії та швидкості через використання перегрітої пари та регенеративний підігрів живильної води	15
Лекція №9 «Типи теплових електростанцій: Класифікація та основні характеристики».....	19
9.1. Типи теплових електростанцій.....	19
9.1.1. Виробництво електроенергії у світі	19
9.2 Вибір основного обладнання.....	21
9.2.1 Вибір турбіни та визначення витрати пари на турбіну	21
9.2.1 Вибір парогенераторів	26
9.3. Розрахунок системи регенеративного підігрівання живильної води 28	
Лекція №10 «Аналіз теплових схем ТЕС».....	32
10.1. Визначення показників теплової економічності за наслідками розрахунку теплової схеми.....	32

10.2. Аналіз теплових схем методом коефіцієнта цінності теплоти та методом зміни коефіцієнта потужності турбогенератора.....	34
10.3. Експлуатація турбогенераторів	39
10.4. Експлуатації регенеративних і мережевих підігрівачів	42
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	45

ВСТУП

На сьогоднішній день процес генерації електроенергії найчастіше здійснюється за допомогою викопного палива, такого як нафта, природний газ та вугілля, яке піддається спалюванню. Цей метод, на жаль, призводить до серйозного забруднення навколишнього середовища та має негативний вплив на зміни клімату. Понад 80% електроенергії виробляється завдяки спалюванню цих викопних палив.

Проте, на щастя, існують інші джерела енергії, такі як атомна енергія, гідроенергія, біопаливо та інші відновлювальні джерела, які у сумі відповідають лише за 20% виробленої енергії. З урахуванням наростаючих проблем з екологією, фахівці все більше звертають увагу на можливості використання енергії з відновлювальних джерел, які є більш екологічно чистими.

Серед таких джерел важливе значення мають вітер, сонце, морські та земні ресурси, біогаз, біодизельне паливо, біоетанол та інші. Успішна експлуатація відповідних установок та об'єктів з використанням альтернативних джерел енергії як у нашій країні, так і за її межами, свідчить про їхню ефективність та перспективність.

З метою покращення розуміння та підвищення ефективності експлуатації та модернізації установок для генерації енергії було розроблено лекційний матеріал для студентів спеціальності "Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка".

Лекція №7 «Різноманіття форм енергії та їх взаємоперетворення в теплоенергетиці»

План

- 1..... Поняття термічного ККД циклу перетворення теплоти в механічну енергію..... 7
2. Термодинамічний цикл і його ефективність: Реалізація та обмеження 8

Мета: Дослідити різні форми існування енергії та їх взаємоперетворення з метою ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів у теплоенергетиці. Визначити особливості застосування сучасних технологій для перетворення теплової енергії в механічну та електричну, а також проаналізувати перспективи вдосконалення енергоустановок та підвищення їхнього коефіцієнта корисної дії (ККД).

Різноманітність форм енергії та їх здатність до взаємоперетворення дозволяють використовувати різні паливно-енергетичні ресурси та енергоносії для виробництва і споживання енергії, що визначає їхню взаємозамінність. Розуміння єдності та еквівалентності різних форм енергії сформувалося в середині ХІХ століття, коли накопичили значний досвід їх перетворення. Це привело до формулювання закону збереження та перетворення енергії, одного з основних законів природи.

Необхідність перетворення енергії пов'язана з потребою використання конкретних її форм (переважно теплоти та електроенергії) у сучасних технологічних процесах, попри розмаїття первинних енергоресурсів. Навіть ці два види енергії мають різні форми застосування: теплота використовується у вигляді пари, нагрітих газів та води з різними температурами, а електроенергія – як змінний або постійний струм на різних рівнях напруги.

Основними джерелами теплової енергії залишаються органічні палива (вугілля, природний газ, нафта тощо). Вивчення взаємозв'язків між енергоносіями, тепловою енергією та пристроями для генерації електроенергії

належить до сфери теплоенергетики. Теплоенергетика займається перетворенням теплоти в інші види енергії, переважно в механічну та електричну. Вона вивчає термодинамічні цикли, схеми енергоустановок, процеси горіння палива, теплообмін та теплофізичні властивості робочих тіл.

Перетворення енергії здійснюється за допомогою різних машин та пристроїв. Основні типи установок в енергетиці включають генеруючі, перетворюючі, акумулюючі, транспортуючі та споживаючі. Сучасна теплоенергетика базується на теплосилових установках теплових електростанцій (ТЕС), які складаються з котлоагрегатів та парових турбін.

Протягом понад 100 років відбувається вдосконалення установок для перетворення теплової енергії в електричну. Ефективність цих процесів визначається коефіцієнтом корисної дії (ККД). Для більшості вугільних ТЕС він становить менше 35-40%, тоді як для комбінованих установок ПГУ і ГПУ – до 60%.

Установки прямого перетворення енергії, де теплота безпосередньо перетворюється в електроенергію без електромеханічних генераторів, включають магнітогідродинамічні генератори (МГДГ), термоелектричні генератори (ТЕГ) та термоемісійні перетворювачі енергії (ТЕМП).

1. Поняття термічного ККД циклу перетворення теплоти в механічну енергію

Перетворення теплоти в механічну енергію є основою роботи теплосилових установок, таких як парові турбіни, двигуни внутрішнього згорання та інші. Цей процес ґрунтується на властивості газоподібних або пароподібних тіл виконувати механічну роботу, коли їхній об'єм змінюється. Термін "робоче тіло" вживається для позначення газу або пари, які беруть участь у цьому процесі і здатні виконувати механічну роботу при розширенні чи стисненні.

Щоб відбулося перетворення теплоти в механічну роботу, робоче тіло має проходити через замкнутий термодинамічний цикл, який складається з послідовності змін його стану, таких як нагрівання, охолодження, стиснення

та розширення. Це означає, що робоче тіло повторює певний набір процесів, повертаючись до початкового стану після кожного циклу.

Під час цього циклу від одного або кількох джерел теплоти робоче тіло отримує кількість теплоти Q_1 . Частина цієї теплоти використовується для виконання роботи, тоді як інша частина, Q_2 , віддається іншим джерелам або середовищу. Оскільки Q_2 є меншою за Q_1 , різниця між цими величинами ($Q_1 - Q_2$) перетворюється безпосередньо на механічну роботу $A_{\text{теор}}$.

Термічний коефіцієнт корисної дії (ККД) циклу визначає ефективність цього процесу. Він показує, яка частина отриманої теплоти була перетворена в корисну роботу. Відношення кількості виконаної механічної роботи до кількості отриманої теплоти Q_1 дає термічний ККД, що математично виражається формулою:

$$\eta = \frac{A_{\text{теор}}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \quad (7.1)$$

де η — це термічний ККД, $A_{\text{теор}}$ — механічна робота, виконана робочим тілом, Q_1 — кількість теплоти, отримана від джерела, і Q_2 — кількість теплоти, віддана навколишньому середовищу.

Термічний ККД показує, наскільки ефективно теплосилова установка перетворює теплоту в механічну енергію, і є важливим показником при оцінці продуктивності таких установок. Він також залежить від типу циклу, параметрів робочого тіла та умов роботи установки.

2. Термодинамічний цикл і його ефективність: Реалізація та обмеження

У найпростішому випадку перетворення теплоти в механічну роботу може бути досягнуто за допомогою двох джерел теплоти: одного з вищою температурою T_1 , яке передає теплоту робочому тілу, та іншого з нижчою температурою T_2 , яке поглинає теплоту, що віддається робочим тілом. У такому температурному діапазоні T_1 – T_2 найвищий теоретично досяжний коефіцієнт корисної дії (ККД) забезпечується циклом Карно. Він визначається формулою:

$$\eta_k = 1 - \frac{T_2}{T_1} \geq \eta_t \quad (7.2)$$

де η_k — ККД циклу Карно, а η_t — ККД будь-якого іншого термодинамічного циклу в тому ж температурному діапазоні. Це означає, що жоден інший цикл не може досягти вищого ККД у даних умовах.

Ідеальний ККД, рівний 1, тобто повне перетворення всієї теплоти Q_1 в механічну роботу, теоретично можливий лише за умов, коли $T_1 = \infty$ або $T_2 = 0$. Однак такі умови є фізично нереалізованими. У реальних земних умовах, температура T_2 для теплоенергетичних установок обмежена і, як правило, приймається рівною температурі навколишнього середовища (T_0), тобто температурі повітря або водойм. Зменшити температуру T_2 до значень нижче ніж T_0 можна лише із застосуванням холодильних машин, які вимагають додаткових витрат роботи для створення таких умов.

Реальні термодинамічні процеси в установках, що перетворюють теплоту в механічну або іншу енергію, супроводжуються різноманітними втратами, такими як тертя, теплове випромінювання та інші фактори. Через це фактична робота $A_{\text{дійсн}}$, отримана в результаті процесу, є меншою за теоретично можливу роботу $A_{\text{теор}}$, що визначається циклом Карно. Для оцінки ефективності реальної установки використовується відносний ефективний ККД ($\eta_{\text{вє}}$), який обчислюється за формулою:

$$\eta_{\text{вє}} = \frac{A_{\text{дійсн}}}{A_{\text{теор}}} \quad (7.3)$$

Цей показник демонструє, наскільки наближається реальна установка до теоретично можливого значення ефективності. Він враховує всі втрати та відхилення від ідеальних умов, які неминуче виникають в процесі роботи теплоенергетичних установок. Отже, $\eta_{\text{вє}}$ завжди буде меншим за η_k , що підкреслює обмеження, з якими стикаються реальні енергетичні системи у процесі перетворення теплоти в механічну енергію.

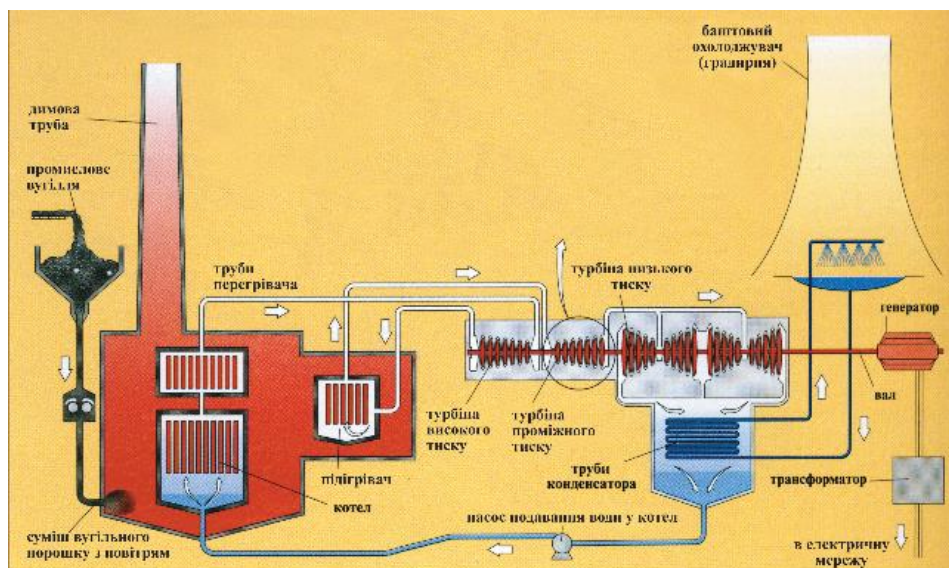


Рис. 7.1. Загальна схема теплової електростанції на вугіллі

Ефективність перетворення тепла в роботу за інших рівних умов залежить від температури, при якій це тепло передається робочому тілу. Максимальна робота, яку можна отримати з певної кількості тепла Q , що забирається при температурі T_1 в заданих умовах середовища T_0 , називається роботоздатністю або ексергією E цього тепла. З формули (1.3) видно, що при $T_1 = T_0$ ексергія теплоти дорівнює нулю.

У найбільш повному вигляді установки, що перетворюють тепло в механічну роботу (наприклад, паросилові установки), включають: робоче тіло, яке проходить замкнутий цикл термодинамічних процесів; системи подачі теплоти до робочого тіла з джерела теплової енергії; одну або кілька машин, які виконують роботу з робочим тілом; а також системи відведення теплоти від робочого тіла в навколишнє середовище. В залежності від способу подачі теплоти до робочого тіла розрізняють установки з зовнішнім підводом (тепло передається від зовнішнього джерела через теплообмінник) та установки з внутрішнім підводом (робоче тіло — продукти згорання пального).

Лекція №8 « Робоче тіло в теплосилових установках: Водяна пара як ефективний теплоносій»

План

8.1. Пара та її основні параметри. Призначення пари в енергетиці	11
8.2. Розвиток парових двигунів з XIX століття: тенденції підвищення коефіцієнта корисної дії та швидкості через використання перегрітої пари та регенеративний підігрів живильної води	15

Мета: Вивчити властивості водяної пари як робочого тіла в теплосилових установках, проаналізувати її переваги та недоліки, а також дослідити принципи перетворення теплоти в механічну роботу. Розглянути вплив параметрів пари на ефективність енергетичних процесів, визначити значення ступеня сухості та перегріву пари, а також оцінити вплив теплових втрат і якості пари на загальну продуктивність системи.

3. 8.1. Пара та її основні параметри. Призначення пари в енергетиці

Робочим тілом, яке перетворює теплоту на механічну роботу в теплосилових установках, є пара або газ. Пара – це газоподібний стан речовини, коли газова фаза перебуває в рівновазі з рідкою або твердою фазою тієї ж речовини. Принципова різниця між газом і паром відсутня. За високих температур і низьких тисків, таких як у продуктах згоряння пального, пара, як і газ, наближається до ідеального газу та підпорядковується його законам. Отже, водяна пара поряд із рідкою та твердою фазами є однією з форм існування води в природі. Водяна пара використовується як робоче тіло в паросилових установках, як теплоносій у системах вентиляції та гарячого водопостачання, а також у технологічних процесах.

Основні переваги використання водяної пари як теплоносія:

- Пара формується з води, яка є відносно доступною в природі.

- Вона здатна зберігати і переносити значну кількість тепла при відносно низьких температурах у порівнянні з іншими рідинами чи газами.
- Тиск і температура пари можна регулювати в широкому діапазоні залежно від вимог.
- Пара може подаватися в місця споживання, використовуючи лише її внутрішню енергію.

Оскільки насичена пара утворюється в котлі в умовах рівноваги, кількість теплоти в ній не перевищує суму ентальпії води (яка визначається як теплота, необхідна для нагрівання 1 кг води від 0°C до температури насичення) та теплоти пароутворення (яка необхідна для перетворення 1 кг води з температурою насичення на суху насичену пару). Навіть незначні втрати тепла можуть призвести до конденсації пари. Також під час утворення насиченої пари в котлах відбувається винос води через інтенсивне утворення бульбашок пари при кипінні води. Винос води може посилюватися за високого вмісту розчинених твердих часток у котловій воді, високого рівня води в котлі та раптових надмірних витрат пари. Виносні краплі води містять розчинені тверді частки з котлової води. З підвищенням тиску в котлі винос зменшується. Теоретично насичена пара є сухою, але на практиці завжди містить вологу. Ступінь сухості насиченої пари відповідає процентному вмісту чистої пари в пароводяній суміші. При належній експлуатації котла ступінь сухості може сягати 93% і більше. У нагрівальних пристроях теплоізолюючі водяні плівки суттєво впливають на теплопередачу. Тому для постачання кінцевим споживачам пари високої якості слід вживати заходів для мінімізації конденсації пари та виносу води.

- Пара може використовуватися для покриття змінних теплових навантажень без додаткових витрат енергії.
- Вона підходить для опалення, гарячого водопостачання та виробничих потреб.
- Втрати пари легко виявляються та просто компенсуються.

- Водяна пара є екологічною, безпечною для здоров'я та навколишнього середовища, а також пожежобезпечною і не викликає забруднення.

- Водяну пару зазвичай отримують у котельних агрегатах (парових котлах), і незалежно від призначення, типів, розмірів і конструкції котлів, способи її отримання залишаються однаковими при постійному тиску.

При нагріванні води до певної температури (100 °C при атмосферному тиску) вона закипає, починаючи інтенсивне пароутворення. В цьому процесі утворюється насичена пара, яка має таку ж температуру, як і кипляча вода, але займає значно більший об'єм (в 1673 рази більше об'єму води при 4 °C). Маса води зменшується, а маса пари збільшується, і до моменту, коли вся вода випарувалася, температура залишається сталою. Стан, у якому вода і пара перебувають в рівновазі, називається станом насичення.

Коли остання крапля води випарувалася, ми отримуємо суху насичену пару, що не містить крапель рідини, і вона все ще перебуває при температурі насичення. Після цього температура пари може підвищуватися, якщо продовжити підводити тепло при постійному тиску, що призводить до перегріву.

Вологою насиченою парою називають суміш сухої пари з краплями води. Ступінь сухості пари визначає частку сухої пари в 1 кг вологої. Для осушення пари в системах використовують сепаратори вологи, які можна розташовувати як біля котла, так і в місцях використання.

Повітря може потрапляти в парові системи, що призводить до зниження ефективності через накопичення газів. Тому важливо усувати ці гази через якісну водопідготовку. Чим вища вологість пари, тим менше енергії вона містить у 1 кг.

В сучасній теплоенергетиці основна увага приділяється паросиловим установкам (ПСУ) на базі парових турбін, які реалізують цикл Карно для досягнення максимального коефіцієнта корисної дії. Однак ідеальний цикл

Карно на практиці недосяжний через недостатнє завершення конденсації, що потребує значних витрат енергії для стиснення вологої пари.

Таблиця 8.1. Класифікує параметри пари залежно від початкових тисків і температур.

Тип пари	Тиск (МПа)	Температура (°C)	Опис
Низькопара	< 0.1	< 120	Використовується в низькотемпературних системах.
Середньопара	0.1 - 1.0	120 - 300	Використовується в середніх енергетичних установках.
Високопара	> 1.0	300 - 540	Застосовується в промислових турбінах і енергетичних установках.
Докритична пара	> 3.5	> 540	Пара, яка перебуває в стані, що перевищує критичні параметри.
Критична пара	22.1	374	Стан, за якого рідина і пара не можуть бути розрізнені.
Надкритична пара	> 4.0	> 400	Використовується в новітніх енергетичних системах.
Супернадкритична пара	> 25.0	> 600	Застосовується в надпотужних енергетичних установках.

Для зменшення витрат енергії на стиснення доцільно завершити конденсацію пари до кінця (точка 5). У такому випадку стиснутим об'єктом буде вода, яка має практично незмінну густину і малий питомий об'єм. Це означає, що виконана робота стиснення буде мінімальною і витратиться лише на проштовхування води до досягнення робочого тиску p_1 . На відріжку 5–4 відбуватиметься ізобарний нагрів води до температури T_1 . Цикл паросилової установки з повною конденсацією водяної пари називається циклом Ренкіна. Хоча його коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) менший, ніж теоретичний к.к.д. циклу Карно, саме цикл Ренкіна застосовується в паросилових установках сучасних теплових та атомних електростанцій. У таких установках котел (або парогенератор) виробляє перегріту або насичену

пару, яка надходить до парової турбіни. Відпрацьована пара, що має нижчі температуру та тиск, конденсується і повертається в цикл.

4. 8.2 Розвиток парових двигунів з XIX століття: тенденції підвищення коефіцієнта корисної дії та швидкості через використання перегрітої пари та регенеративний підігрів живильної води

Розвиток парових двигунів з XIX століття був спрямований на підвищення їх коефіцієнта корисної дії та швидкості. Для цього впроваджували збільшення робочого тиску пари та багаторазове її розширення. В результаті в парових двигунах почали використовувувати перегріту пару, що дозволяло покращити термічний коефіцієнт циклу Ренкіна (див. рис. 8.3). Суха насичена пара, отримана з парового котла, подається в пароперегрівач для ізобарного нагріву при тиску p_1 (точка 1 на діаграмі).

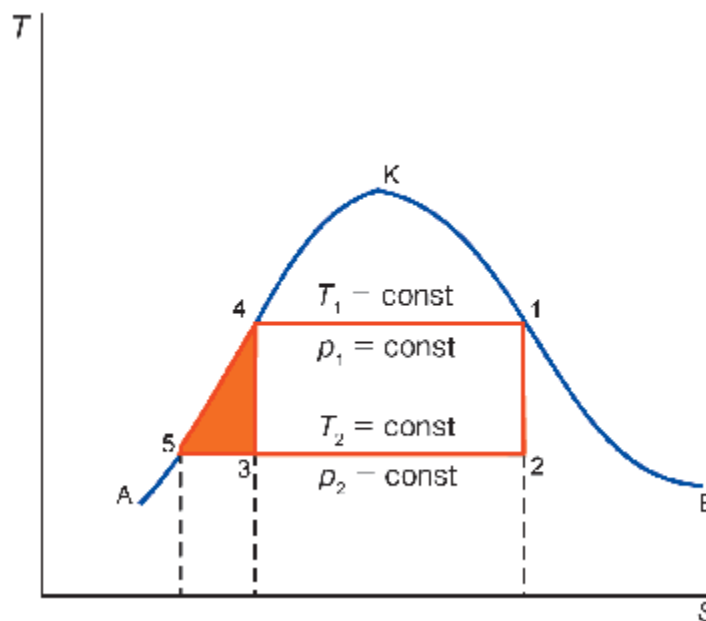


Рис. 8. 1. Цикли Карно і Ренкіна для насиченої пари

Розширення перегрітої пари в турбіні відбувається по адіабаті 1–2, а конденсація — за відрізком 2–2'. Після конденсації насос підвищує тиск води до робочого рівня, що відбувається практично при постійному об'ємі (ізохорний процес 2'–3), після чого вона потрапляє в паровий котел. Відрізок 3–4 відповідає нагріванню води в котлі до температури кипіння при тиску p_1 .

Як видно з рис. 8.3, використання перегрітої пари дозволяє підвищити термічний коефіцієнт циклу Ренкіна в порівнянні з циклом, що працює на насиченій парі, завдяки вищій середній температурі теплового потоку.

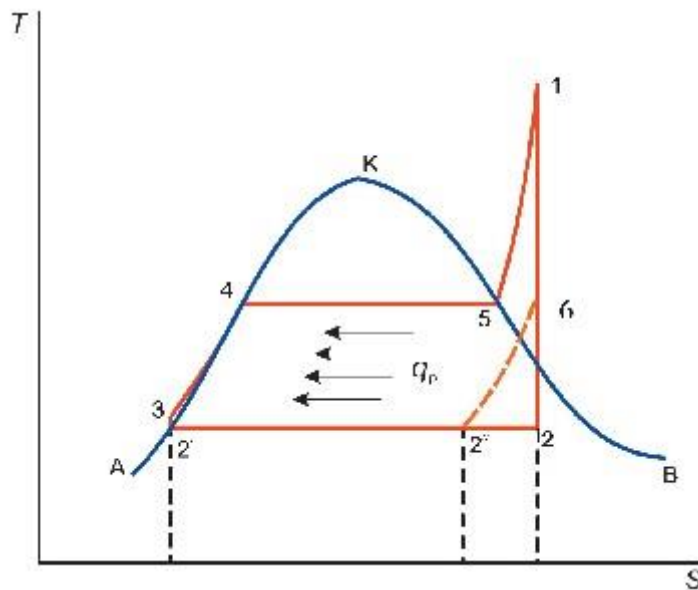


Рис.8.3. Цикл Ренкіна для перегрітої пари

Регенеративний підігрів живильної води паром, що відбирається з проміжних ступенів турбіни, покращує ефективність циклу, оскільки збільшує частку корисно використаної теплоти порівняно з відведеною. На рис. 8.3 показано крива 6–2'', яка ілюструє відбір тепла з водяної пари для нагріву живильної води на ділянці 3–4. Це призводить до зменшення довжини ізотермічного процесу віддачі теплоти в конденсаторі на величину 2–2'', а отже, й до зниження втрат тепла в проміжному перегріві. В схемах з регенеративним підігрівом живильної води можуть використовуватися теплообмінники змішаного та поверхневого типів. У потужних паросилових установках кількість регенеративних відборів може досягати дев'яти.

З вищезазначеного видно, що термічний коефіцієнт корисної дії паросилової установки підвищується зі збільшенням перепаду ентальпій на вході та виході турбіни. Тому для підвищення цього показника слід підвищувати параметри парової системи (тиск p_1 і температуру T_1) і знижувати тиск в кінці розширення p_2 (в конденсаторі). Найбільший ефект від

підвищення ентальпії досягається за одночасного збільшення тиску та температури (див. рис. 8.4), що пояснює тенденцію до впровадження установок з максимальними параметрами пари. Значення p_1 і T_1 обмежені жароміцністю матеріалів, з яких виготовляється обладнання. Мінімально можливий рівень кінцевого тиску p_2 визначається оптимальним співвідношенням витрат на його досягнення та термодинамічною вигодою, що отримується від зниження тиску.

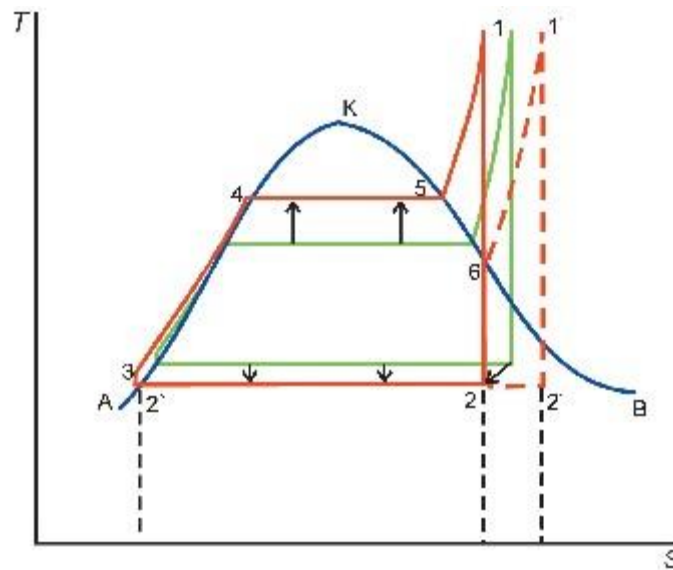


Рис 8.4. Цикл Ренкіна для перегрітої пари

В реальних умовах тиск у конденсаторі становить $p_2 = 1-3,5$ кПа, що значно менше атмосферного. Проте підвищення початкового тиску і зниження кінцевого, разом із збільшенням перепаду ентальпій, призводять до збільшення вологості пари в кінці розширення (точка 2 на рис. 8.4). У реальних турбінах вологість пари не повинна перевищувати 12%. При перевищенні цього рівня ефективність турбіни знижується, а механічне зношення лопаток зростає через удари крапель вологи. Щоб підтримувати допустимий рівень вологості при зростанні параметрів пари, застосовується проміжний перегрів: після ступеня високого тиску, де пара стає насиченою (точка 6), вона направляєтся до перегрівача в котельному агрегаті, де її температура підвищується до робочої (ділянка 6–1) і далі вона подається на наступні ступені турбіни (відрізок 1–2). Як видно з рис. 8.4, вологість у точці 2 менша,

ніж у точці 2. Проміжний перегрів також сприяє підвищенню ефективності циклу паросилової установки, оскільки додає корисну роботу, еквівалентну площі 6–1–2–2.

Таким чином, у сучасній тепловій та атомній енергетиці основним робочим тілом є водяна пара, яка виробляється в парових котлах теплових електростанцій або в парогенераторах атомних електростанцій. Частка газотурбінних електростанцій, що використовують суміш повітря з продуктами згорання, залишається відносно невеликою в світовій енергетиці.

Кінець ХХ і початок ХХІ століття відзначаються розвитком електростанцій на основі низькокиплячих робочих тіл, які, у поєднанні з водяними паросиловими установками, забезпечують більш ефективне використання теплотворної здатності пального. Більшість типів низькокиплячих робочих тіл мають природне походження — це вуглеводні, водоаміачний розчин та двооксид вуглецю. Серед синтетичних варіантів можна виділити фторвуглець (FC) з нульовим впливом на озоновий шар атмосфери та силіконове масло.

Електроенергію виробляють на електростанціях, використовуючи енергію, що міститься в різних природних ресурсах. Як видно з таблиці 8.2, це відбувається переважно на теплових (ТЕС) і атомних електростанціях (АЕС), що працюють за тепловим циклом.

Лекція №9 «Типи теплових електростанцій: Класифікація та основні характеристики»

5. 9.1. Типи теплових електростанцій

Теплові електростанції класифікуються на два основні типи в залежності від генерованої та відпускної енергії: конденсаційні електростанції (КЕС), які призначені виключно для виробництва електричної енергії, і теплоелектроцентралі (ТЕЦ), що забезпечують як електричну, так і теплову енергію у формі гарячої води та пари для промислових і побутових потреб. Конденсаційні станції, що працюють на органічному паливі, зазвичай будують поблизу джерел його видобутку, тоді як ТЕЦ розташовують ближче до споживачів тепла. Основні види пального для цих електростанцій включають: тверде паливо (кам'яне вугілля, антрацит, буре вугілля, торф, сланці), рідке (мазут) та газоподібне (природний, коксовий, доменний газ тощо).

Атомні електростанції, переважно конденсаційного типу, використовують енергію ядерного пального. Наприклад, Запорізька ТЕС (потужністю 3600 МВт) є однією з найпотужніших в Україні, займаючи перші позиції разом із Вуглегірською ТЕС.

6. 9.1.1. Виробництво електроенергії у світі

Електроенергія виробляється на електростанціях за рахунок використання енергії, накопиченої в природних ресурсах. В основному це відбувається на теплових (ТЕС) і атомних електростанціях (АЕС), які працюють за тепловим циклом.

Теплові електростанції також поділяють на різні типи в залежності від типу теплосилової установки, що використовуються для приводів електрогенератора. Це можуть бути паротурбінні (ПТУ), газотурбінні (ГТУ), парогазові (ПГУ) електростанції та електростанції з двигунами внутрішнього згорання (ДЕС).

В залежності від тривалості роботи ТЕС протягом року та покриття енергетичних навантажень, електростанції поділяються на базові (з використанням потужності більше 6000 год/рік), напівпікові (2000–5000

год/рік) і пікові (менше 2000 год/рік). Базові електростанції забезпечують постійне навантаження протягом більшої частини року, до них належать АЕС, високоефективні КЕС та ТЕЦ при тепловій роботі.

Пікові навантаження покриваються ГЕС, ГАЕС та ГТУ, які швидко включаються і вимикаються для покриття пікових потреб в електроенергії. Напівпікові електростанції можуть зменшувати потужність або переходити в резерв у періоди зниження загального навантаження.

По технологічній структурі теплові електростанції діляться на блочні та неблочні. У блочній схемі основне і допоміжне обладнання паротурбінної установки не пов'язане технологічно з обладнанням інших установок електростанції. У неблочній схемі пара з усіх котлів подається в загальну магістраль і розподіляється між окремими турбінами.



Рис. 9.1 Вуглегірська ТЕС потужністю 3600 МВт



Рис. 9.2.Південно-Українська АЕС потужністю 3000 МВт

На конденсаційних електростанціях, які входять у великі енергосистеми, застосовуються тільки блочні системи з проміжним перегрівом пари. Неблочні схеми з поперечними зв'язками по парі та воді застосовуються без проміжного перегріву.

7. 9.2 Вибір основного обладнання

8. 9.2.1 Вибір турбіни та визначення витрати пари на турбіну

Під час проектування електростанції турбіни зазвичай обирають з серійних моделей:

- Для конденсаційних ТЕС використовуються турбіни типу «К».
- Для ТЕЦ вибір залежить від характеру основного теплового навантаження:
 - Якщо переважає опалювальне навантаження, застосовують конденсаційні турбіни типу «Т».
 - У випадку рівномірного поєднання опалювального та технологічного навантаження використовують конденсаційні турбіни типу «ПТ», тоді як для постійного технологічного навантаження промислових підприємств підходять турбіни протитиску «Р» або «ПР».
 - За умови значних технологічних навантажень промислових підприємств і великих, змінних опалювальних навантажень можна

встановлювати будь-який із зазначених типів турбін, об'єднаних у секцію ТЕЦ, що дозволяє оперативно реагувати на зміну теплових навантажень.

Турбіна зазвичай постачається разом із додатковим обладнанням: конденсатором, ежекторами, системою мастила, регенеративними підігрівачами живильної води, а також конденсатними, дренажними та живильними насосами.

Основним показником роботи турбіни є витрата пари, яку визначають за діаграмою режимів роботи (додається до паспорта турбіни). Ця діаграма демонструє сімейство характеристик турбіни у вигляді залежностей.

$$D_{mi} = f(N_{ei}) \quad (9.1)$$

де N_{ei} – електричне навантаження;

D_{mi} – відповідна витрата пари.

Витрата пари визначається за формулою:

$$D_{mi} = D_{xx} + k_x \cdot N_{ei} \quad (9.2)$$

Витрата пари на холостому ході визначається коефіцієнтом холостого ходу x , який виражається в долях від номінальної (паспортної) витрати пари на турбіну D_H :

$$x = D / D_H \quad (9.3)$$

Коефіцієнт холостого ходу залежить від типу турбіни:

- для конденсаційних турбін – $x_k = 0,03 \div 0,05$;
- для турбін протитиску – $x_n = 0,10 \div 0,15$.

Визначення витрати пари на турбіну ілюструються графіком на рисунку 9.3.

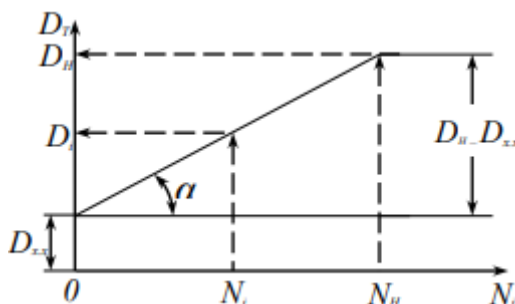


Рисунок 9.3 – До визначення витрати пари на турбіну

Кутовий коефіцієнт визначається виразом:

$$k_x = \text{tga} = \frac{D_n - D_{xx}}{N_n}, \quad (9.4)$$

де N_n – номінальна (паспортна) електрична потужність турбогенератора.

Номінальна витрата пари D_n і номінальна електрична потужність турбогенератора N_n визначають номінальну питому витрату пари на вироблення електроенергії:

$$d_n = \frac{D_n}{N_n}, \quad (9.5)$$

відповідно

$$D_n = d_n \cdot N_n, \quad (9.6)$$

і з урахуванням виразу (9.3)

$$D_{xx} = x \cdot D_n = x \cdot d_n \cdot N_n, \quad (9.7)$$

З урахуванням номінальних показників D_n , N_n і d_n виразу (9.4) представляється таким чином:

$$k_x = \frac{d_n \cdot N_n - x \cdot d_n \cdot N_n}{N_n} \text{ або} \\ k_x = d_n - x \cdot d_n = (1-x) \cdot d_n \quad (9.8)$$

З урахуванням виразів (9.7) і (9.8) рівняння (9.1) набуває вигляду:

$$D_i = x \cdot d_n \cdot N_n + (1-x) \cdot d_n \cdot N_{ei} \quad (9.9)$$

В тому випадку, якщо турбіна має регульовані відбори (опалювальні або промислові) до витрати пари, обчисленої по електричному навантаженню, слід приєднувати додаткову витрату пари, що враховує недовиробіток потужності добірною парою:

$$\Delta D = y_{\text{відб}} \cdot D_{\text{відб}}, \quad (9.10)$$

де $D_{\text{відб}}$ – кількість пари, що поступає в регульовані відбори;

$y_{\text{відб}}$ – коефіцієнт недовиробітку потужності пари, що йде у відбори:

$$y_{\text{відб}} = \frac{i_{\text{відб}} - i_k}{i_1 - i_k}, \quad (9.11)$$

тут i_1 , $i_{\text{відб}}$ та i_k – відповідно, ентальпії пари на вході в турбіну, у відборах і пара, що поступає в конденсатор.

З урахуванням додаткової витрати пари рівняння (9.9) приймає вигляд:

$$D_i = x \cdot d_n \cdot N_n + (1-x) \cdot d_n \cdot N_i + y_{\text{відб}} \cdot D_{\text{відб}}, \quad (9.12)$$

Діаграма режимів роботи турбіни складається з сімейства ліній (9.1) при різних режимах роботи турбіни: конденсаційному (без регульованих відборів і звідборами) і протитисковому. Побудова діаграми ґрунтується на рівняннях (9.9) і (9.12). Приклад діаграми режимів роботи турбіни представлений на рисунку 9.4.

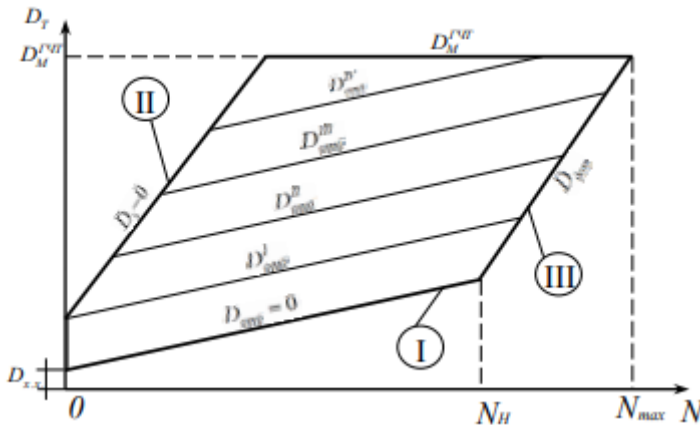
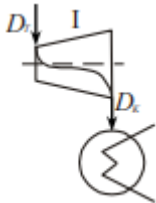


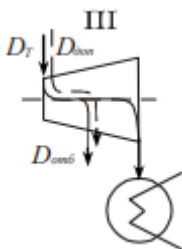
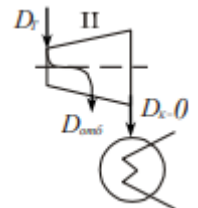
Рисунок 9.4 – Діаграма режимів роботи турбіни

У верхній частині витратою пари на турбіну D^{GHT} , яка визначається максимальною пропускною спроможністю головної частини турбіни (ГЧТ): регулюючих клапанів, фільтрів, соплових сегментів, регулюючого ступеня і інше.



У нижній частині діаграма обмежується конденсаційним режимом роботи турбіни без регульованого відбору пари відповідно до рівняння (9.9).

Зліва діаграма обмежена режимом роботи турбіни в протитиску, тобто витрата потоку пари в конденсатор D_K практично дорівнює нулю (залишається вентиляційний потік, що охолоджує), а пара йде з турбіни через відбір.



Режим роботи, що обмежує діаграму справа, обумовлений повним використанням максимальної пропускної спроможності турбіни. Завантаження турбіни до максимуму проводять шляхом подачі додаткового потоку пари $D_{\text{дод}}$ і відведення цього потоку через регульований відбір, тобто довантаження турбіни по парі здійснюється режимом протитиску, тому лінії режимів, що обмежують

діаграмузліва і справа, паралельні.

Додатковий потік пари збільшує електричну потужність турбогенератора понад номінальну N_n . Максимальна електрична потужність може скласти $N_{max} = (1,20 \div 1,25) \cdot N_n$.

Витрату пари на турбіну можна визначити також за формулою:

$$D_m = \beta_p \left(\frac{N_e}{H_\delta \cdot \eta_{em}} + y_{on} \cdot D_{on} + y_{np} \cdot D_{np} \right), \text{ кг/с} \quad (9.13)$$

де β_p – коефіцієнт регенерації, що враховує збільшення витрати пари в турбіну через відбори пари на регенеративне підігрівання живильної води;

N_e – задана електрична потужність турбогенератора, кВт;

H_δ – використаний в турбіні теплоперепад конденсаційного потоку пари

$$(H_\delta = i_1 - i_k);$$

η_{em} – електромеханічний к.к.д. турбогенератора;

D_{on}, D_{np} – витрати пари в опалювальні і промислові відбори;

y_{on}, y_{np} – коефіцієнти недовиробітку потужності парою опалювального і промислового відборів:

$$y_{on} = \frac{i_{on} - i_k}{i_1 - i_k}, \quad y_{np} = \frac{i_{np} - i_k}{i_1 - i_k}, \quad (9.14, 9.15)$$

де i_{on}, i_{np} – ентальпії пари в опалювальному і промисловому відборах.

Значення коефіцієнта регенерації залежить від початкових параметрів пари, кількості відібраної пари через регенеративні відбори і температури підігрівання живильної води. Середні значення коефіцієнтів регенерації залежно від початкового тиску пари:

$p_1, \text{ МПа}$	3,5	9,0	13,0	24,0
β_p	1,10	1,13	1,15	1,24

За значенням коефіцієнта регенерації можна судити про частку пари, що відводиться на регенерацію (10, 13, 15, 24%).

9.2.1 Вибір парогенераторів

Здійснюється на основі наступних даних:

- 1) початкові параметри пари (p_1, t_1), що подається в турбіну;
- 2) наявність або відсутність проміжного перегріву;
- 3) витрата пари на турбіну (D_T);
- 4) вид спалюваного палива, який визначає систему підготовки палива перед спалюванням, конструкцію топкового пристрою, конструкцію пальникових пристроїв і в цілому склад і характеристику обладнання паливогазоповітряного тракту.

Підхід до вибору парогенераторів для КЕС та ТЕЦ відрізняється. Продуктивність парогенераторів для КЕС визначається максимальною витратою пари на турбіну з обліком витрати пари на власні потреби і запасу пари до 3 %:

$$D_{n.z.} = (D_m^m + D_{cn}) \cdot 1,03 \quad (9.16)$$

Запас 3 % включає гарантійний допуск, враховує можливість зниження в допустимих межах параметрів пари, що отримується в парогенераторі, погіршення вакууму в конденсаторі турбіни і витоку пари при його транспортуванні від парогенератора до турбіни. Для КЕС зазвичай застосовують блокову схему, в якій резервний парогенератор не передбачається. Варіанти блокових схем представлені на рисунку 1.3:

1. моноблок;

моноблок з двокорпусним парогенератором;

дубль-блок.

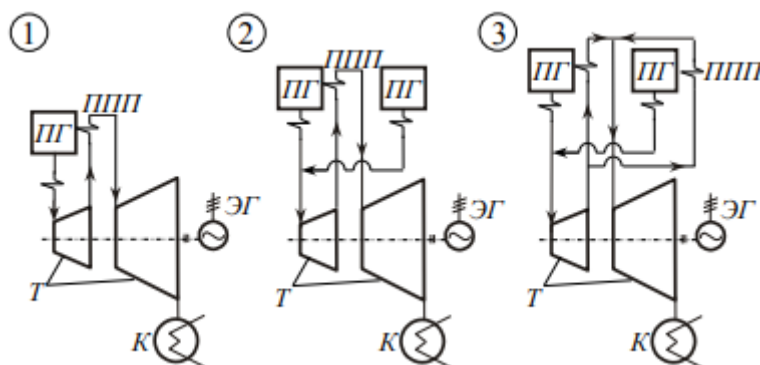


Рисунок 9.5 – Варіанти блокових схем ТЕС

Схеми 2 і 3 забезпечують економічнішу генерацію пари при різкому зниженні або збільшенні навантаження на турбогенератор.

На ТЕЦ блокова схема використовується у край рідко. Застосовується в основному централізована схема приєднання парогенераторів і турбін. Для ТЕЦ, що обслуговують великі промислові райони з тепловими навантаженнями, що різко змінюються, застосовують секційну схему, в якій встановлюють декілька типів турбін, що забезпечує швидке реагування на теплове навантаження, яке змінюється (див. рис. 9.6).

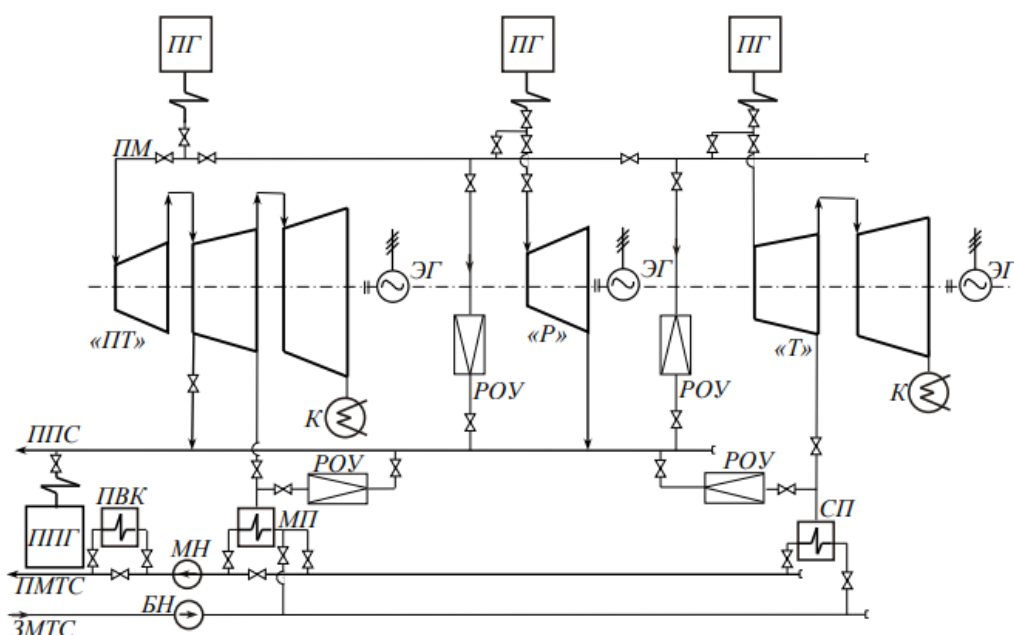


Рисунок 9.5 – Принципова тепла схема секції ТЕЦ

ПМ – перемикальна магістраль;

ППС – паропровід промислового споживання;

ППГ – піковий парогенератор;

ЗМТС, ПМТС – зворотна і подаюча магістралі теплової мережі;

БН – бустерний насос;

МН – мережевий насос;

ПВК – піковий водогрійний котел;

МП – мережевий підігрівач.

Кількість парогенераторів ТЕЦ приймається по сумарному

споживанню пари:

$$D_{\text{меч}\Sigma} = \sum_{i=1}^n D_{Ti}^M + \sum_{i=1}^n D_{\text{пой}i} + D_{\text{ен}} + D_{\text{рез}}, \quad (9.17)$$

де $D_{\text{ен}}$ – витрата пари на власні потреби;

$D_{\text{рез}}$ – резервна витрата пари.

Параметри пари, що отримується в парогенераторах, враховують втратитиску і температури при транспортуванні пари від парогенератора до турбіни:

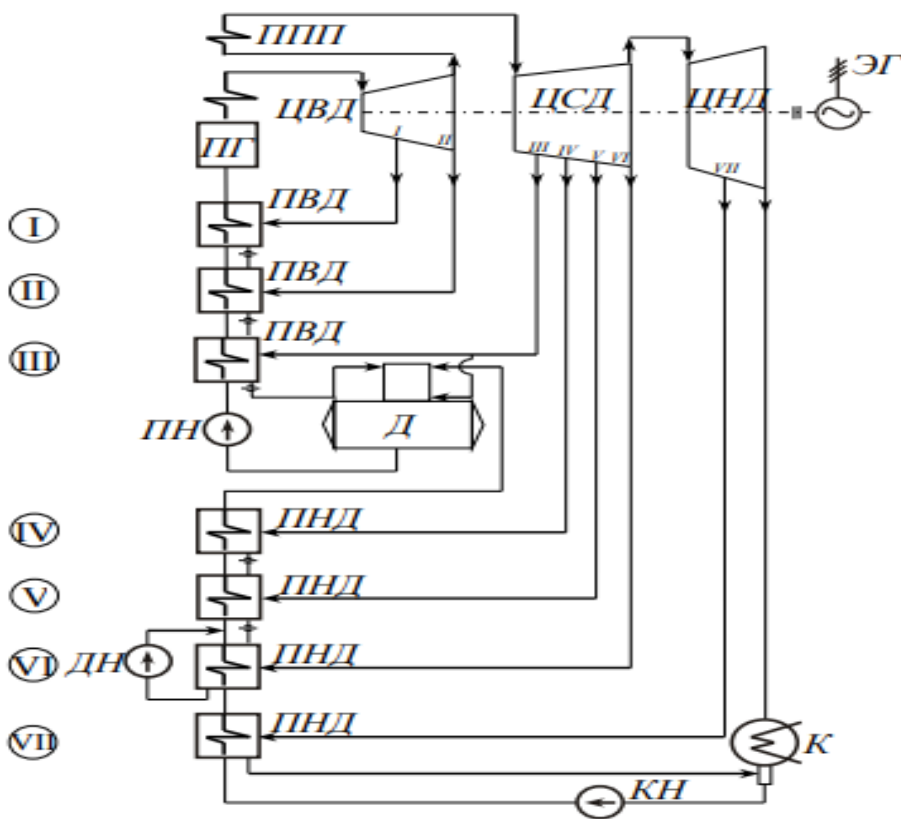
Парогенератор		Турбіна	
$p, \text{ МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$	$p, \text{ МПа}$	$t, ^\circ\text{C}$
13,75	565	12,75	560
25,00	545	23,5	540

9.3. Розрахунок системи регенеративного підігрівання живильної води

9.3.1. Побудова процесу розширення пари в турбіні

Побудова процесу розширення пари в турбіні необхідна для визначення параметрів пари, що поступає в теплообмінники системи регенеративного підігрівання живильної води. Приклад побудови представлений для турбіни *K-200-130* (див. рис. 9.6).

К – 200 – 130:



К – конденсаційна турбіна;

200 – номінальна потужність турбіни, МВт;

130 – тиск пари, що поступає в турбіну, атм. (12,8 МПа).

Рисунок 9.6 – Принципова теплова схема ТЕС на базі турбіни К-200-130

I...VII – відбори пари і відповідні підігрівачі

При проектуванні ТЕС на основі серійних турбін, що випускаються, для побудови процесу розширення пари з паспортних даних турбіни вибирають:

- тиск пари у відборах ($p_I \dots p_{VII}$);
- внутрішній відносний к.к.д. циліндрів турбіни ($\eta_{oi}^{ЦВД}, \eta_{oi}^{ЦСД}, \eta_{oi}^{ЦНД}$).

Тиск і температура проміжного перегріву пари: $P_{mn} = 2,25 \text{ МПа}$, $t_{mn} = t_I = 560^\circ\text{C}$.

Тиск пари на виході з турбіни $p_2 = 3,5 \text{ кПа}$.

Побудова процесу розширення пари на is - діаграмі надана нарисунку 9.7.

Крапка 1 відповідає стану пари перед турбіною і визначається на діаграмі перетином ізобари p_I та ізотерми t_I .

Крапка 1' відповідає стану пари після паровідвідних елементів турбіни (стопорний клапан, паровий фільтр, регулюючий клапан):

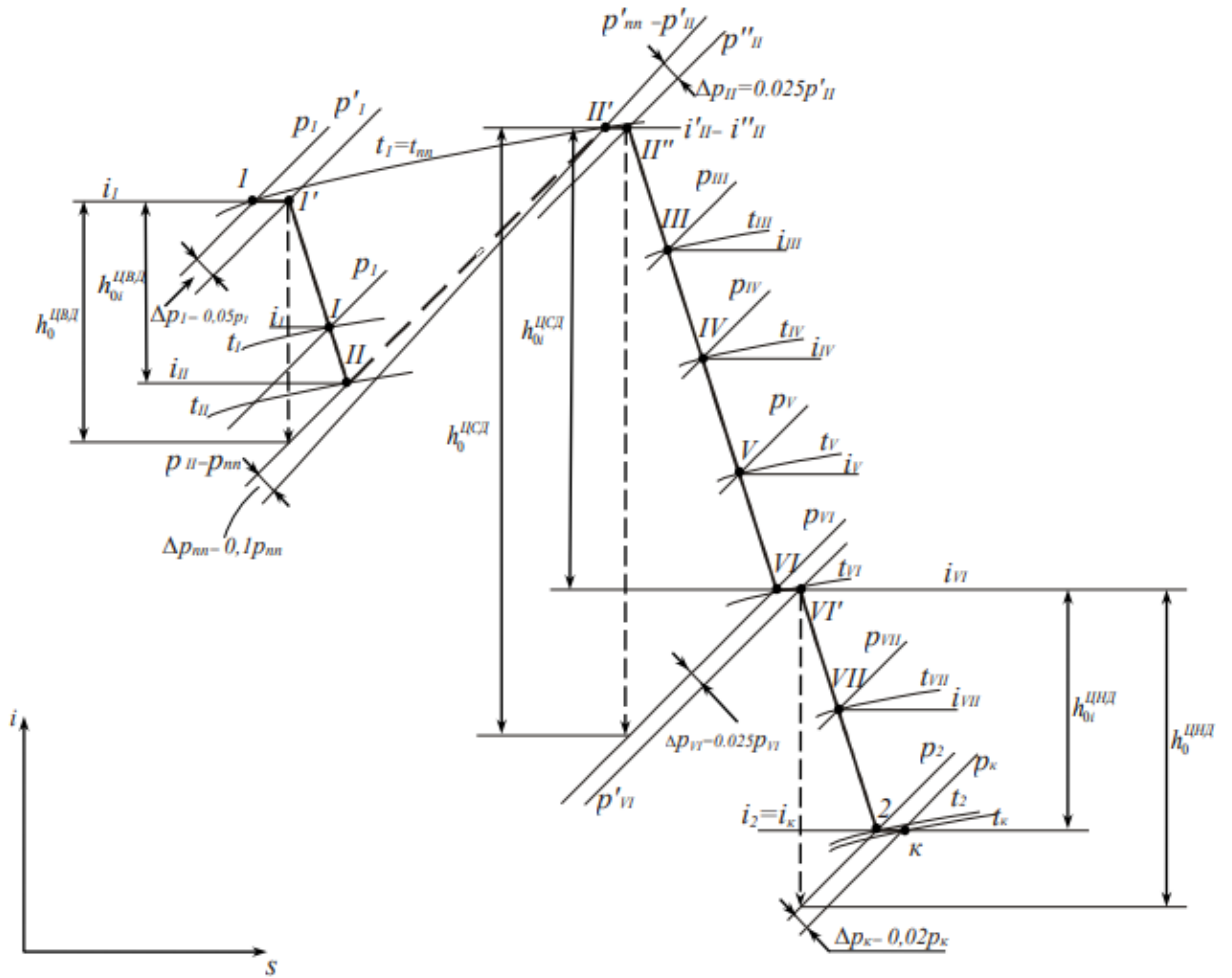


Рисунок 9.7 – Побудова процесу розширення пари

$$P_1' = P_1 - \Delta P_1, \quad (9.18)$$

де Δp_1 – втрати тиску в паропідвідних елементах турбіни, $\Delta p_1 = 0,05p_1$.

Втрати тиску представляються дроселюванням, а крапка 1' визначається відповідно перетином ізоентальпії $i_1 = const$ з ізобарою p_1' .

Розташований теплоперепад $h_{oi}^{ЦВТ}$ визначається перетином адиабати з крапки 1' з ізобарою p_{II} , відповідною стану пари на виході з ЦВТ.

Використане теплопадиння в ЦВТ визначається множенням:

$$h_{oi}^{ЦВТ} = \eta_{oi}^{ЦВТ} \cdot h_o^{ЦВТ} \quad (9.19)$$

Крапка II, відповідна перебуванню пари на виході з ЦВТ, визначається перетином горизонталі, що проходить через нижній рівень використаного теплопадиння в ЦВТ, з ізобарою p_{II} .

Крапка 1' і II з'єднуються політропою розширення пари в ЦВТ, яка без

істотної погрішності може бути представлена прямою лінією 1'II.

Крапка I, відповідна стану пари у відборі I, отримана перетином ліній 1'II з ізобарою pI .

Тиск пари після проміжного перегріву:

$$p_{mn}' = p_{mn} - \Delta p_{mn}, \quad (9.20)$$

де p_{mn} – тиск, при якому пара відводиться на проміжний перегрів ($p_{mn} = pII$); Δp_{mn} – втрати тиску в системі проміжного перегріву, $\Delta p_{mn} = 0,1p_{mn}$.

Крапка II', відповідно стану пари після промперегріву, визначається перетином ізобари p_{mn}' з ізотермою $t_{mn} = tI$.

Крапка II і II' з'єднуються довільною пунктирною лінією, оскільки зміна перебування пари на цій ділянці не має відношення до розширення пари в турбіні.

Тиск в крапці II'', що характеризує стан пари перед розширенням в ЦСТ:

$$p_{II}'' = p_{II}' - \Delta p_{II} \quad (9.21)$$

де Δp_{II} – втрати тиску на вході пари в ЦСТ, $\Delta p_{II} = 0,025p_{II}'$.

Втрати тиску представляються дроселюванням, крапка II'' визначається відповідно перетином ізоентальпії $i_{II}'' = const$ з ізобарою p_{II}'' .

Побудова процесу розширення пари в ЦВТ і ЦНТ аналогічна побудові процесу розширення в ЦВТ:

$$h_{oi}^{ЦСТ} = \eta_{oi}^{ЦСТ} \cdot h_o^{ЦСТ}; \quad (9.22)$$

$$h_{oi}^{ЦНТ} = \eta_{oi}^{ЦНТ} \cdot h_o^{ЦНТ}; \quad (9.23)$$

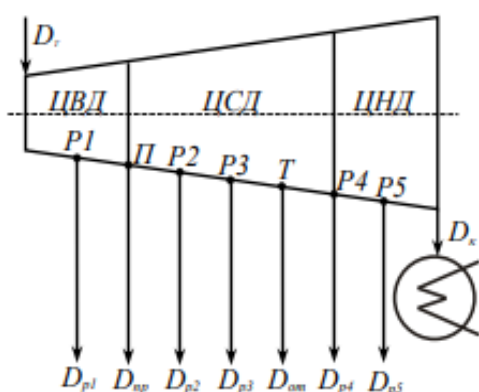
Втрати тиску при перепусканні пари з ЦСТ в ЦНТ і при виході пари з турбіни в конденсатор відповідно складуть: $\Delta p_{VI} = 0,025p_{VI}$ і $\Delta p_{\kappa} = 0,025p_2$.

Результати побудови процесу розширення пари у вигляді параметрів стану пари в характерних точках розширення зводяться в таблицю. Дані таблиці використовуються для розрахунку теплообмінників системи регенеративного підігрівання живильної води.

Лекція №10 «Аналіз теплових схем ТЕС»

9. 10.1. Визначення показників теплової економічності за наслідками розрахунку теплової схеми

Визначення показників теплової економічності є завершальним етапом розрахунку теплової схеми. Розрахункова витрата пари на турбіну $D'T$ визначається шляхом підсумовування всіх потоків пари:



$$D_T = D_k + \sum_{i=1}^n D_{pi} + D_{онал} + D_{np}, \quad (10.1)$$

де D_k витрата пари в конденсатор;

$\sum_{i=1}^n D_{pi}$ - сума витрат париз

регенеративних відборів;

$D_{онал}$ - витрата пари з опалювального

відбору;

D_{np} - витрата пари з промислового відбору.

Витрати пари з опалювального і промислового відборів визначаються повеличині теплового навантаження зовнішніх споживачів станції.

Розрахункова витрата пари порівнюється з раніше прийнятим D_T :

$$\Delta D = (D_T - D_T') / D_T \cdot 100\% \quad (10.2)$$

Розбіжність - ΔD між прийнятою витратою пари на турбіну на початку розрахунку і розрахунковою витратою пари, отримана підсумовуванням D_T' , не повинна перевищувати:

при $D_T \leq 20 \text{ кг/с (72 м/год)}$, $\Delta D \leq 0,05 \text{ кг/с (0,18 м/год)}$ - 0,25%;

при $D_T \leq 50 \text{ кг/с (180 м/год)}$, $\Delta D \leq 0,1 \text{ кг/с (0,36 м/год)}$ - 0,20%.

В разі значніших розбіжностей слід шукати помилки в розрахунках.

Для котлів продуктивністю понад 50 кг/с допустима помилка повинна визначатися виходячи із ступеня її впливу на обчислення інших показників,

наприклад, електричної потужності турбогенератора. Заздалегідь можна рекомендувати:

при $D_T \leq 50 \text{ кг} / \text{с} (180 \text{ т} / \text{год})$, $\Delta D \leq 0,075 \text{ кг} / \text{с} (0,27 \text{ т} / \text{год}) - 0,15\%$.

Розрахункова електрична потужність, що розвивається турбогенератором, визначається за формулою:

$$N'_e = (D'_k \cdot H_k + \sum_{i=1}^n D_{pi} \cdot h_{pi} + D_{опал} \cdot h_{опал} + D_{пр} \cdot h_{пр}) \cdot \eta_{ем}, \quad (10.3)$$

де H_k використаний теплоперепад в турбіні при розширенні пари від початкових параметрів до тиску в конденсаторі;

h_{pi} - використаний теплоперепад і-того регенеративного відбору пари;

$h_{опал}$, $h_{пр}$ - використані теплоперепади, відповідно, опалювального і промислового відборів пари.

При розбіжності отриманої за розрахунком N'_E і заданої N_E електричної потужності:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100\%, \quad (10.4)$$

до 1,0 – 1,5 % перерахунок теплової схеми не потрібний, а витрата пари на турбіну уточнюється поправкою ΔD_T , яка визначається за формулою:

$$\Delta D_T = \pm N \cdot \frac{N_e}{H_k \cdot \eta_{ем}} \quad (10.5)$$

Уточнена витрата пари складе:

$$D_T'' = D_T' \pm \Delta D_T \quad (10.6)$$

При значнішій розбіжності отриманої за розрахунком і заданої електричної потужності турбогенератора (більше 1,0 – 1,5 %) після введення поправки на витрату пари розрахунок теплової схеми слід повторити.

Після перевірки витрати пари і обчислення розрахункової електричної потужності визначаються показники теплової економічності:

1. Витрата теплоти на вироблення електроенергії:

$$Q_T = D_T'' \cdot (i_1 - i_{нс}) + D_{мн} \cdot (i_{мн}'' - i_{мн}'), \quad (10.7)$$

де D_{nn} - витрата пари, що поступає в проміжний пароперегрівач;

i_{nn}'' , i_{nn}' - ентальпія пари до і після проміжного перегріву.

2. Питома витрата теплоти на вироблення електроенергії (брутто):

$$q_{TEC}^{брутто} = \frac{Q_T}{N_E'} \quad (10.8)$$

3. К.к.д. турбогенератора:

$$\eta_{м.г.}^{брутто} = \frac{N_E'}{Q_T} = \frac{1}{q_{TEC}^{брутто}} \quad (10.9)$$

4. К.к.д. енергоблоку (нетто):

$$\eta^{нетто} = \eta_{нз} \cdot \eta_{м.г.} \cdot \eta_{м.п.} \cdot (1 - e_{ен}) \quad (10.10)$$

5. Питома витрата палива:

$$b = 0,123 / \eta^H \quad (10.11)$$

10. 10.2. Аналіз теплових схем методом коефіцієнта цінності теплоти таметодом зміни коефіцієнта потужності турбогенератора

При удосконаленні теплових схем ТЕС шляхом подачі додаткової пари, наприклад, пари від сепараторів безперервного продування, котлів-утилізаторів, систем випарного охолодження і інших джерел, пара вносить додаткову теплоту до теплової схеми:

$$Q_\delta = D_\delta \cdot i_\delta, \quad (10.12)$$

де D_δ – витрата додаткової пари;

i_δ – ентальпія додаткової пари.

Зміна кількості теплоти в тепловій схемі від додаткового потоку пари визначається з урахуванням коефіцієнта цінності теплоти пари ξ :

$$\Delta Q_T = \xi \cdot Q_\delta \quad (10.13)$$

Коефіцієнт цінності теплоти додаткової пари ξ обчислюється за коефіцієнтом недовиробітку потужності y_N :

$$\xi = y_N \cdot [1 + k_c \cdot (1 - y_n)], \quad (10.14)$$

де k_c – коефіцієнт схеми.

$$y_N = \frac{i_\delta - i_\kappa}{i_1 - i_\kappa} \quad (10.15)$$

Додаткова теплота в тепловій схемі ΔQ_T приводить до зменшення витрати пари на турбіну і, відповідно, до економії палива на вироблення пари в парогенераторі:

$$\Delta B_\tau = \frac{\Delta Q_\tau}{Q_n^p \cdot \eta_{nz}^n} \quad (10.16)$$

Таким чином, при подачі додаткового потоку пари в теплову схему і збереженні постійної потужності турбогенератора, економія палива в парогенераторі визначається в наступній послідовності:

- 1) визначається теплота додаткового потоку пари Q_δ (10.12);
- 2) визначається коефіцієнт недовиробітку потужності y_N (10.15);
- 3) визначається коефіцієнт цінності теплоти додаткової пари ξ (10.14);
- 4) визначається зміна теплоти в тепловій схемі ΔQ_m (10.13);
- 5) визначається економія палива ΔB_n (10.16).

В тому випадку, якщо витрата палива залишається постійною, додатковий потік пари приводить до збільшення потужності турбогенератора:

$$\Delta N = e \cdot Q_\delta, \quad (10.17)$$

де e – коефіцієнт потужності, який показує збільшення потужності в турбогенераторі на одиницю теплоти додаткового потоку пари.

$$e = \Delta N / Q_\delta \quad (10.18)$$

При урахуванні множення (10.13):

$$Q_\delta = \frac{\Delta Q_T}{\xi} \quad (10.19)$$

В результаті підстановки (10.19) в (10.17):

$$\Delta N = e \cdot \frac{\Delta Q_T}{\xi} \quad (10.20)$$

Після перетворення (10.20) отримаємо відношення, відповідні абсолютному внутрішньому к.к.д. турбогенератора η_i :

$$\eta_i = \frac{\Delta N}{\Delta Q_T} = \frac{e}{\xi}; \quad (10.21)$$

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_{em}, \quad (10.22)$$

де η_t – термічний к.к.д. паротурбінної установки;

η_{oi} – внутрішній відносний к.к.д. турбіни;

η_{em} – електромеханічний к.к.д. турбогенератора.

Вираз (10.21) допустимий за умови, що додаткова теплота, що надходить в теплову схему ΔQ_T не перевищує 10% від кількості теплоти пари, що поступає в турбіну Q_T :

$$\Delta Q_T \leq 0,1 \cdot Q_T \quad (10.23)$$

Відповідно до виразу (10.21):

$$e = \eta_i \cdot \xi \quad (10.24)$$

Таким чином, збільшення потужності турбогенератора від додаткового потоку пари при збереженні постійної витрати палива визначається в наступній послідовності:

- 1) визначається теплота додаткового потоку пари (10.12);
- 2) визначається коефіцієнт недовиробітку потужності (10.15);
- 3) визначається коефіцієнт цінності додаткового потоку пари (10.14);
- 4) визначається коефіцієнт зміни потужності турбогенератора (10.24);
- 5) визначається зміна потужності турбогенератора (10.20).

Розглянемо застосування методів коефіцієнта цінності теплоти і коефіцієнта зміни потужності турбогенератора при виборі місця підведення пари від сепаратора безперервного продування в тепловій схемі на базі турбіни **К-100-130** (див. рис. 10.1):

К – конденсаційна турбіна;

100 – номінальна потужність турбіни, МВт;

130 – тиск пари, що поступає в турбіну, атм. (12,8 МПа).

Завдання полягає у визначенні місця підключення, при якому можлива максимальна економія палива в разі збереження потужності турбогенератора

або максимальне збільшення потужності турбогенератора при збереженні постійної витрати палива в парогенераторі.

Витрата пари від сепаратора безперервного продування визначається виразом:

$$D_{cen} = \frac{i_n^{\delta} - i_n^{cen}}{i_n^{cen} - i_n^{cen}} \cdot D_{np}, \quad (10.25)$$

де i_n^{δ} – ентальпія продувальної води при температурі насичення, відповідній тиску в барабані;

i_n^{cen} – ентальпія продувальної води при температурі насичення, відповідній тиску в сепараторі;

i_n^{cen} – ентальпія сухої насиченої пари при тиску в сепараторі;

D_{np} – витрата продувальної води.

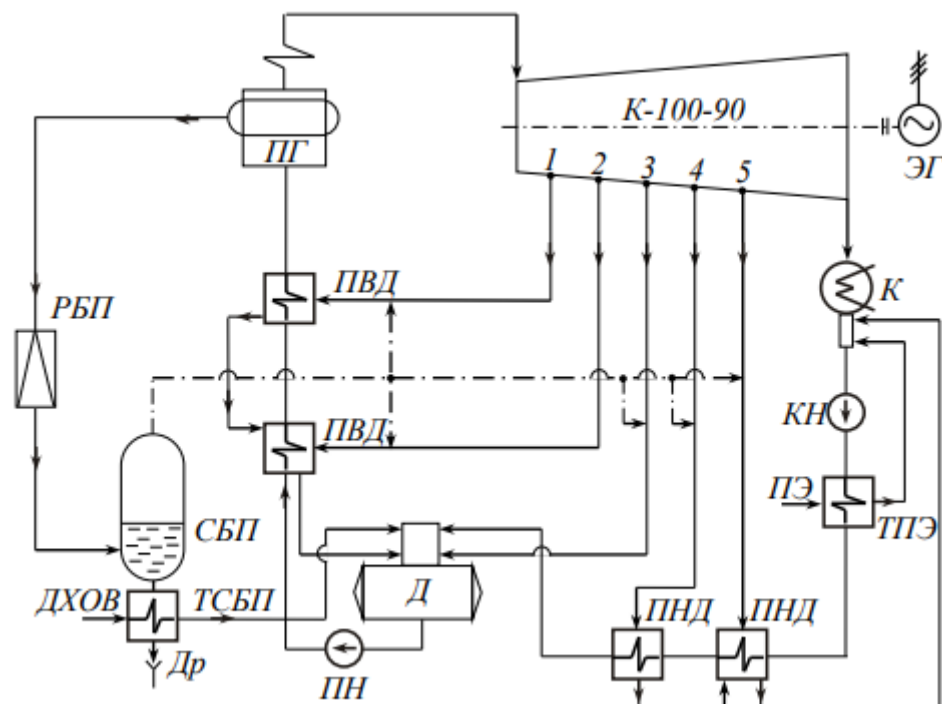


Рис. 10.1. – До вибору місця підключення додаткового потоку пари в тепловій схемі на базі турбіни К-100-130

РБП – редуктор безперервного продування для пониження тиску продувальної води; СБП – сепаратор (розширювач) безперервного продування для отримання вторинної пари від скипання; ТСБП – теплообмінник

сепаратора безперервного продування для охолодження залишків продувальної води в сепараторі; D_p – дренаж продувальної води в каналізацію.

Можливі п'ять варіантів підключення: відбори 1...5, тиск в яких визначає тиск пари в сепараторі, тобто:

$$i_n^{cen} = i_n^{pi}, \quad i_n^{cen} = i_n^{pi},$$

де i_n^{pi} і i_n^{pi} – відповідно ентальпія киплячої продувальної води і насиченої пари при тиску в i -тому відборі.

При підключенні сепаратора до відборів вираз (10.25) приймає вигляд:

$$D_{cen} = \frac{i_n^{\delta} - i_n^{pi}}{i_n^{pi} - i_n^{pi}} \cdot D_{np}, \quad (10.26)$$

В тому випадку, якщо зберігається потужність турбогенератора, економія палива від подачі пари сепаратора безперервного продування для всіх точок підключення визначається в наступній послідовності:

1) обчислюється кількість пари від сепаратора безперервного продування D_{cen} (10.26);

2) обчислюється кількість додаткової теплоти пари:

$$Q_d = D_{np} \cdot i_n^{pi}; \quad (10.27)$$

3) обчислюється коефіцієнт недовиробітку потужності:

$$y_N = \frac{i_n^{pi} - i_k}{i_1 - i_k} \quad (10.28)$$

4) обчислюється коефіцієнт цінності теплоти пари ξ (10.14);

5) визначається зміна теплоти в тепловій схемі ΔQ_T .

6) визначається економія палива B_n (10.16).

З п'яти варіантів підключення приймається той, який дає максимальну економію палива.

В тому випадку, якщо зберігається витрата палива, зміна потужності турбогенератора визначається в наступній послідовності:

1) обчислюється кількість пари від сепаратора безперервного продування D_{sep} (10.26);

- 2) обчислюється кількість додаткової теплоти пари Q_0 (10.27);
- 3) обчислюється коефіцієнт недовиробітку потужності y_N (10.28);
- 4) обчислюється коефіцієнт цінності теплоти пари ξ (10.14);
- 5) визначається коефіцієнт зміни потужності e (10.24);
- 6) визначається збільшення потужності турбогенератора ΔN (10.17).

З п'яти варіантів відборів приймається той, який дає максимальне збільшення потужності турбогенератора.

11. 10.3. Експлуатація турбогенераторів

1. Для надійної і економічної експлуатації турбогенераторів мають бути забезпечені:

- надійність роботи основного і допоміжного обладнання;
- нормативні показники економічності основного і допоміжного обладнання;
- готовність ухвалення номінального електричного і теплового навантажень.

2. Пуск турбіни забороняється в наступних випадках:

- відхилення показників теплового і механічного стану турбіни від допустимих значень;
- несправності хоч би одного з захистів, що діють на зупинку турбіни;
- дефектів системи регулювання і паророзподілення, які можуть привести до розгону турбіни;
- несправності одного з масляних насосів мастила, регулювання, ущільнень генератора і пристроїв їх автоматичного включення;
- відхилення якості масла від норм на експлуатаційні масла або зниження температури масла нижче встановленої заводом- виготівником межі;
- відхилення якості свіжої пари по хімічному складу від норм.

3. По умові експлуатаційної безпеки розвантаження і зупинка турбіни здійснюється в наступних випадках:

- заїдання стопорних клапанів свіжої пари або пари після промперегрева;
- заїдання регулюючих клапанів або зворотних клапанів відбору;
- несправностей в системі регулювання;
- порушення нормальної роботи допоміжного обладнання, схеми і комунікацій установки, якщо усунення причин порушення неможливе без зупинки турбіни;
- збільшення вібрації опор зверху 7,1 мм с-1;
- виявлення несправностей технологічного захисту, що діє на зупинник обладнання;
- виявлення течі масла з підшипників, трубопроводів і арматури, що створюють небезпеку виникнення пожежі;
- відхилення якості свіжої пари по хімічному складу від норм;
- виявлення неприпустимої концентрації водню в картерах підшипників, токопроводах, маслобаку, а також витoku водню, що перевищує норму, з корпусу генератора.

4. Автомат безпеки спрацьовує при підвищенні частоти обертання ротора турбіни на 10-12 % понад номінальну або до значення, вказаного заводом- виготівником. При спрацьовуванні автомата безпеки повинні закриватися:

- стопорні, регулюючі (стопорно-регулюючі) клапани свіжої пари і пари промперегріву;
- стопорні (відсічні), регулюючі і зворотні клапани, а також регулюючі діафрагми і заслонки відборів пари;
- відсічні клапани на паропроводах зв'язку із сторонніми джерелами пари.

5. Турбіна має бути негайно відключена персоналом шляхом дії на вимикач (кнопку аварійного відключення) за відсутності або відмові в роботі відповідного захисту у випадках:

- підвищення частоти обертання ротора понад установку спрацьовування автомата безпеки;
- неприпустимої зміни положення роторів щодо циліндрів;
- неприпустимого зниження тиску масла (вогнестійкої рідині) в системі мастила;
- неприпустимого зниження рівня масла в масляному баку;
- неприпустимого підвищення температури масла на зливі з будь-якого підшипника, підшипників ущільнень валу генератора, будь-якої колодки упорного підшипника турбоагрегату;
- займання масла на турбоагрегаті;
- неприпустимого пониження перепаду тиску «масло – водень» в системі ущільнень валу генератора;
- неприпустимого пониження рівня масла в демпферному баку системи маслопостачання ущільнень валу генератора;
- відключення всіх масляних насосів системи водневого охолодження генератора (для бензиноєжекторних схем маслопостачання ущільнень);
- відключення генератора через внутрішнє пошкодження;
- неприпустимого підвищення тиску в конденсаторі;
- неприпустимого перепаду тиску на останньому ступені у турбін з протитиском;
- раптового підвищення вібрації турбогенератора;
- появи металевих звуків і незвичайних шумів усередині турбіни або генератора;
- появи іскор або диму з підшипників і кінцевих ущільнень турбіни або генератора;
- неприпустимого зниження температури свіжої пари після промперегріву;
- поява гідравлічних ударів в паропроводах свіжої пари, промперегріву або в турбіні;

- виявлення розриву або крізної тріщини на ділянках маслопроводів і трубопроводів пароводяного тракту, що не відключаються, вузлах паророзподілення;
- неприпустимого зниження витрати води, що охолоджує, на газоохолоджувачі;
- припинення протоки охолоджувальної води через статор генератора;
- зникнення напруги на пристроях дистанційного і автоматичного керування або на всіх контрольно-вимірювальних приладах.

Послідовність дій обслуговуючого персоналу здійснюється відповідно до протиаварійної інструкції, яка визначає порядок ліквідації аварії залежно від аварійного режиму турбоустановки.

12. 10.4. Експлуатації регенеративних і мережевих підігрівачів

1. Операції при включенні регенеративних і мережевих підігрівачів:

- заповнюється водою трубна система і проводиться її опресовування;
- перевіряється щільність системи (по відсутності течі і водомірному склу);
- відкриваються засувки на вході і виході води;
- закривається засувка на обвідній лінії;
- відкривається відсмоктування повітря з корпусу підігрівача;
- проводиться прогрівання і дренаж паропроводу гріючої пари;
- прогрівається корпус підігрівача;
- відкривається парова засувка і після появи рівня конденсату у водовказівному склі відкривається дренажна лінія і включається регулювальник рівня.

2. Операції при відключенні підігрівачів:

- закривається парова засувка;
- відкривається засувка обводу води в обхід підігрівача;
- закриваються засувки входу і виходу води;

- відключаються дренажні лінії і лінії відсмоктування повітря.

3. Регульовані відбори теплофікацій включають в роботу при навантаженні, що забезпечує вентиляційний пропуск пари в конденсатор турбіни, дотримуючи наступну послідовність:

- вводять в роботу регулювальників тиску і встановлюють тиск у відборах відповідно до тиску магістралей добірної пари, що підключаються;
- перевіряють роботу запобіжних і зворотних клапанів на паропроводах добірної пари;
- відкривають засувки, що сполучають турбіну з магістралями добірної пари;
- включають систему автоматичного регулювання електричного навантаження і тиску пари у відборах.

3. Особливості експлуатації підігрівачів:

3.1 При нормальній роботі підігрівачів їх експлуатація полягає:

- у спостереженні за станом підігрівачів і параметрами, що характеризують їх роботу;
- в усуненні відхилень від нормального режиму роботи;
- у виробництві профілактичних заходів і в систематичному випробуванні захисту і блокувань.

3.2 Найважливішим показником роботи підігрівачів є температура нагріву води, а для регенеративних підігрівачів і величина недогрівання води до температури насичення гріючої пари. Причому остання величина характерна для підігрівачів без пароохолоджувачів, оскільки за наявності пароохолоджувача температура підігрівання води може перевищувати температуру насичення гріючої пари.

Відхилення температур підігрівання води і температури недогрівання від розрахункових указує на ненормальну роботу підігрівача, вимагає виявлення і усунення причин.

3.3 При експлуатації підігрівачів необхідно стежити за рівнем конденсату і за справною роботою конденсатовідвідників і регулювальників

рівня. Не допускається робота за відсутності рівня, а також при дуже високому рівні конденсату в корпусі підігрівача. У першому випадку можливе проскакування пари в нижній підігрівач, в другому – зменшується поверхня основної (конденсаційної) частини підігрівача, що може послужити причиною недогрівання живильної води.

4.4 В разі несправності підігрівачів їх виводи з роботи в ремонт не пов'язані із зупинкою турбіни, тобто можуть проводитися при працюючому агрегаті.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Основні

1. Соловей Д. Вітрогенератори: принцип дії, типи, застосування, ефективність роботи. AlterAir. 2016. 24 лютого. URL: <https://alterair.ua/stati/vetrogeneratoriyi>.
2. Improving the reliability of elements of energy installations when combustion of different quality fuel / O. Kolbasenko et al. *2023 IEEE 5th international conference on modern electrical and energy system (MEES)*, Kremenchuk, Ukraine, 27–30 September 2023. 2023. URL: <https://doi.org/10.1109/mees61502.2023.10402483>.
3. Research of the vibration mode of combustion of water-fuel emulsion for improving the efficiency indicators of the power plant / O. Kolbasenko et al. *2023 IEEE 5th international conference on modern electrical and energy system (MEES)*, Kremenchuk, Ukraine, 27–30 September 2023. 2023. URL: <https://doi.org/10.1109/mees61502.2023.10402443>
4. Костишин В., Федорів М., Бацала Я. Електрична частина станцій та підстанцій : навчальний посібник. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2017. 243 с.
5. Гічов Ю. О. Теплові електростанції та проблеми перетворення енергії : навчальний посібник. Ч. II. Дніпро : НМетАУ, 2017. 59 с.
6. Маляренко В. Енергетичні установки. Загальний курс : навчальний посібник. 2-е вид. Харків : САГА, 2018. 320 с.
7. Остапчук О., Денисюк П., Матеєнко Ю. Електрична частина станцій та підстанцій : навчальний посібник. Київ : КПІ ім Ігоря Сікорського, 2022. 183 с. URL: <https://ela.kpi.ua/bitstreams/9595f90a-7436-49f2-b7c7-ee5c2c61e0d1/download>
8. Electric power substations engineering / ed. by J. D. McDonald. London : CRC Press, 2012. 524 p. URL: https://www.pce-fet.com/common/library/books/78/2784_ElectricPowerSubstationsEngineering.pdf

Додаткові

1. Контрольно-вимірювальні прилади з основами метрології : методичні рекомендації до виконання практичних робіт з дисципліни для здобувачів вищої освіти денної форми навчання ОПП «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» / уклад. В. А. Мардзявко, А. Ю. Руденко. Миколаїв : МНАУ, 2024. 71 с. URL: <https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/handle/123456789/17168>
2. Електричне освітлення : методичні рекомендації для підготовки до лекційних робіт здобувачами за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти ОПП «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» денної форми здобуття вищої освіти / уклад. В. А. Мардзявко. Миколаїв : МНАУ, 2024. 155 с. URL: <https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/handle/123456789/17023>
3. Електротехнічні системи та комплекси : методичні рекомендації для підготовки до лекційних робіт для здобувачів початкового рівня (короткий цикл) вищої освіти ОПП «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» денної форми здобуття вищої освіти / уклад. В. А. Мардзявко, А. Ю. Руденко. . Миколаїв : МНАУ, 2024. 250 с. URL: <https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/handle/123456789/17025>

Навчальне видання

Генеруючі агрегати і станції

Методичні рекомендації

Укладачі: **Руденко Андрій Юрійович**

Мардзявко Віталій Анатолійович

Чурило Руслан Євгенійович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 2,9.

Тираж 20 прим. Зам. № _____

Надруковано у видавничому відділі
Миколаївського національного університету
54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 4490 від 20.02.2013 р.