

Ц. Цзянгоу, асп.

Г.Б. Варламов, д-р. техн. наук, проф. ORCID 000-0002-4818-2603

К.О. Романова, канд. техн. наук, доц., ORCID 0000-0001-9738-3383

Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського»

Л. Сюсянг, канд. техн. наук, директор

Л. Джиганг, канд. техн. наук, заступник директора

Інститут енергетичних досліджень Академії наук провінції Шандунь (м. Цзинань, КНР)

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА ПРИ ЗМІНІ ТЕРМІЧНОГО ОПОРУ ТРУБОК

У роботі проведено дослідження з використанням математичної моделі умов та особливостей процесів конденсації з впливом зміни внутрішнього та зовнішнього термічних опорів руху робочих тіл, що виникають під час забруднення ззовні та всередині металевих труб поверхонь теплообміну повітряного конденсатора водяної пари у складі потужної паротурбінної установки на ефективність процесів енергообміну конденсатора. Особливої уваги приділено вибору, деталізації та визначенню понад двадцяти основних параметрів, що характеризують роботу блоку прямого охолодження конденсаційної установки для літнього періоду, умовам протікання процесів теплопередачі між робочими тілами з врахуванням наявності оребрення зовнішньої поверхні еліптичних за формою трубок конденсатора. Проаналізовано результати експериментів на математичній моделі та визначено вплив швидкості навігаючого повітря та температури навколишнього середовища на вихідний тиск пари у системі прямого повітряного охолодження конденсатора у межах зміни внутрішнього та зовнішнього термічного опорів у діапазоні $0-0,001$ (м²·К)/Вт внаслідок забруднення охолоджувальних трубок повітряного конденсатора паротурбінної установки. Визначено умови, характер та особливості впливу теплового опору забруднення в трубках охолодження на тиск пари на виході з них, основні фактори, що визначають тиск пари на виході, обґрунтовано необхідність організації контролю термічного опору забруднення в трубі під час роботи агрегату при змінних умовах експлуатації та доцільність проведення тестових досліджень експлуатаційних режимів з одночасним врахуванням впливу термічного опору зовнішнього та внутрішнього забруднення на теплову ефективність агрегату охолодження. Дослідження показали, що при фіксованому значенні теплового навантаження вихлопної пари тиск виходу пари збільшується зі збільшенням температури навколишнього середовища та зменшенням швидкості навігаючого повітря.

Ключові слова: конденсатор, повітряне охолодження, еліптичні трубки, термічний опір, ефективність охолодження

Вступ

Системи охолодження потужних агрегатів енергоперетворення працюють з використанням різних робочих тіл, таких як вода, повітря, хладони, спирт, азот, гелій та ін. Вибір робочого тіла для кожної конкретної установки або агрегату визначається великою кількістю факторів, головними з яких є доступність, дешевизна, висока теплопровідність, висока теплоємність, не агресивність і не токсичність. Найбільш поширеними в енергетичних системах робочими тілами по задоволенню сукупності вимог є вода і повітря, хоча їх характеристики не в повній мірі відповідають комплексу інших теплотехнічних вимог.

Підбору робочих тіл для систем охолодження різних установок передують фундаментальні дослідження і узагальнення результатів для різних процесів передачі теплоти, в тому числі при кипінні, конденсації і випаровуванні різних робочих тіл. Наприклад, особливе місце в таких дослідженнях займають роботи з аналізом умов теплообміну (охолодження) в теплонапружених елементах установок з використанням криогенних рідин [1-3] та інших речовин [4-6]. Разом з тим, найбільш доступним робочим тілом з економічних, експлуатаційних умов та умов забезпечення безпеки під час експлуатації для систем охолодження в потужних енергетичних установках є повітря і вода [7,8].

Оскільки натурні випробування на реальному устаткуванні із забезпеченням необхідних режимів експлуатації потужних паротурбінних установок (ПТУ) є економічно недоцільними та неймовірно складними, більшість сучасних досліджень з визначенням впливу важливих елементів та їх комплексів на різні характеристики і властивості ПТУ здійснюються за допомогою математичних моделей з використанням сучасних програмних середовищ [9-10]. Такий підхід у проведенні досліджень дозволяє отримати комплексні результати та значення конкретних параметрів і величин, які можливо потім точно

© Ц. Цзянгоу, Г.Б. Варламов, К.О. Романова, Л. Сюсянг, Л. Джиганг, 2020

ідентифікувати існуючими методами [11]. У даній роботі здійснювалися дослідження на математичній моделі із допущенням, що енергоперетворюючі агрегати виготовляються з відомих за складом компонентів металів (сталей) зі своїми унікальними властивостями. Тому загальноприйняті в світовій практиці аналітичні залежності і закони тепловіддачі, теплопередачі і теплообміну можуть бути використані у повній мірі і мають можливість урахування певних особливостей. Для отримання адекватних для практичної реалізації результатів завжди необхідні додаткові дослідження властивостей і характеристик процесів теплообміну для конкретних видів матеріалів і типів систем охолодження.

У період роботи паротурбінної установки термічний опір охолоджувальних трубок конденсатора з безпосереднім повітряним охолодженням може впливати на її економічні характеристики, які доцільно враховувати під час техніко-економічних оцінок діяльності устаткування і підприємства в цілому.

Найбільш важливою відмінністю прямого охолоджуючого блоку від звичайного блоку мокрого охолодження є система холодного кінця [7,8]. Комплектуючі для систем охолодження повітряного конденсатора є основним обладнанням для теплообміну вихлопної пари та холодного джерела повітря прямого охолоджуючого пристрою, а його продуктивність теплопередачі безпосередньо впливає на теплову ефективність агрегату. Аналіз впливу зовнішнього теплового опору на тиск вихлопної пари в охолоджуючій трубі має певне опорне значення для визначення оптимального значення часу періодичності (циклу) очищення повітряного конденсатора та економічної роботи прямого охолоджуючого агрегату.

Мета та завдання

Робота присвячена визначенню якісних характеристик впливу забруднень на внутрішніх та зовнішніх поверхнях теплообміну на величину термічного опору охолоджуючих труб конденсатора паротурбінної установки потужністю 600 МВт, що обдуваються ззовні набігаючим навколишнім повітрям.

Відмінною особливістю даної роботи від інших досліджень є спроба врахувати вплив наявності різних відкладень на внутрішній і зовнішній поверхнях стінок трубок конденсатора і пучків охолоджуючих труб на процес конденсації пари і ефективність всієї установки.

Матеріал та результати досліджень

1. Математична модель термічного опору зовнішнього забруднення в трубі охолодження повітряного конденсатора

Теплообмін між вихлопною парою та повітрям прямого охолоджуючого агрегату здійснюється за допомогою пучків трубок охолодження конденсатора. В роботі досліджено характеристики впливу термічного опору внутрішнього та зовнішнього забруднення на тиск вихідної пари в трубках охолодження конденсатора при змінних робочих умовах.

1.1 Термічний опір забруднення всередині трубок охолодження

Коефіцієнт тепловіддачі K_0 трубки конденсатора охолодження повітря, виходячи із площі зовнішньої поверхні трубки, має вираз [12-14]:

$$\frac{1}{K_0 F_0} = \frac{1}{\alpha_i F_i} + \varepsilon_i \frac{1}{F_i} + \frac{\delta}{\lambda F_m} + \left[\frac{R_g + R_f}{F_0} \right] + \varepsilon_0 \frac{1}{F} + \frac{1}{\alpha_0 F}, \quad (1)$$

де F_0 – зовнішня поверхня охолоджуючої трубки, м²;

α_i – конвективний коефіцієнт тепловіддачі трубки охолодження, Вт/м²·К);

F_i – внутрішня поверхня трубки охолодження, м²;

ε_i – термічний опір трубки охолодження, м²·К/Вт;

δ – товщина стінки трубки охолодження, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності трубки охолодження, Вт/м·К;

F_m – площа трубки охолодження, м²;

R_g – термічний опір зазору, м²·К/Вт;

R_f – термічний опір оребрення, м²·К / Вт.

ε_0 – зовнішній термічний опір трубки охолодження, м²·К/Вт;

F – ефективна площа відведення теплоти оребрення, м²;

α_0 – конвективний коефіцієнт теплопередачі трубки охолодження, Вт/м²·К.

Тепловий потік через трубки охолодження з врахуванням теплопередачі самої трубки, термічного опору стінки трубки і термічного опору зазору і поверхні ребер можливо достатньо точно обчислити.

Величиною зміни тепловіддачі забруднення всередині трубки доцільно нехтувати за рахунок її незначної величини.

Таким чином дослідження впливу опору стінки трубки на втрату тиску рідини в самій трубці можливо дослідити з використанням формули (1), яка має вигляд:

$$\frac{1}{K_0 F_0} = \varepsilon_i \frac{1}{F_i} + \frac{1}{\alpha_0} \frac{1}{F} \quad (2)$$

Загальна передача теплоти Q_0 трубки охолодження у складі конденсатора становить [15]:

$$Q_0 = K_0 F_0 \Delta t_m \quad (3)$$

Середня різниця температур між парою та повітрям у процесі тепловіддачі в трубці охолодження, °С:

$$\Delta t_m = \varphi \Delta t_{lm} \quad (4)$$

де φ – поправочний коефіцієнт.

Логарифмічна середня різниця температур теплопередачі, °С:

$$\Delta t_{lm} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{\Delta t + \delta_t}{\delta_t}} \quad (5)$$

де: Δt – зміна температури повітря, °С;

δ_t – різниця кінцевих температур теплоносіїв, °С.

Повітря протікає між ребрами трубки охолодження при їх щільному розташуванні у повітряному конденсаторі, а пара проходить всередині трубки. Тому потік повітря і потік пари в повітряному конденсаторі є неоднозначними поперечними потоками, а поправочний коефіцієнт φ можна знайти відповідно до параметрів P, R [16]. Параметр P визначається як:

$$P = \frac{\Delta t}{t_{s1} - t_{a1}} \quad (6)$$

де: t_{s1} – температура пари на вході в конденсатор, °С;

t_{a1} – температура повітря на вході в конденсатор, °С.

Параметр R визначається як:

$$R = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\Delta t} \quad (7)$$

де t_{s2} – температура пари на виході з повітряного конденсатора, °С.

В даний час більшість труб охолодження повітряних конденсаторів прямого охолодження є еліптичними трубами з оребренням, як показано на рис. 1, які розташовуються вузькою стороною (параметр b) поперечно набігаючому потоку (рис.2).

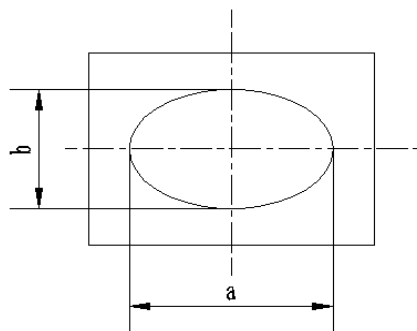


Рисунок 1 – Форма поперечного перерізу еліптичної за формою оребреної трубки:
a, b-половина довжини довгої та короткої осі еліптичної трубки, м

Площа базової зовнішньої поверхні F_0 трубки з оребренням визначається за формулою:

$$F_0 = \pi l [1.5(a + b) - \sqrt{ab}] \quad (8)$$

де: l – довжина труби у повітряному конденсаторі, м;

n – загальна кількість трубок охолодження у конденсаторі.

Коефіцієнт ефективності передачі теплоти (NTU) визначається як відношення теплового потоку, коли різниця температур теплопередачі становить 1 К, до потоку теплоти, що поглинається або вивільняється при зміні температури 1 К рідини з малою теплоємністю, яка є параметром, що відображає труднощі процесу теплообміну між холодним та гарячим теплоносіями, а також є параметром для вимірювання величини теплопередачі теплообмінника в цілому [16]. NTU розраховується за формулою:

$$NTU = \frac{K_0 F_0}{\rho V_y A_y c_a}, \quad (9)$$

де ρ – середня щільність холодного та гарячого повітря, кг/м³;

V_y – швидкість повітря на поверхні трубки, м/с;

A_y – площа поверхні повітряної частини конденсатора, м²;

c_a – питома теплоємність повітря, Дж/кг·К.

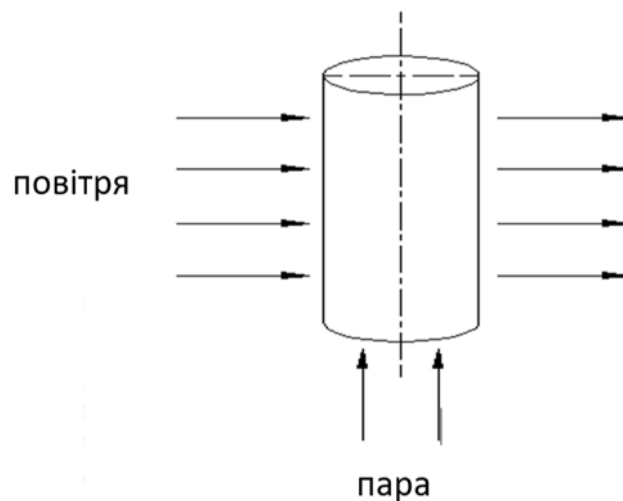


Рисунок 2 – Схема руху теплоносіїв у трубці конденсатора

Температура пари t_{s1} на вході у конденсатор:

$$t_{s1} = \frac{D_0(h_s - h_c)}{3600 A_y V_y \rho_a c_a} \times \frac{1}{1 - e^{-NTU}} + t_{a1}, \quad (10)$$

де D_0 – витрата водяної пари, кг/с;

h_s – питома ентальпія водяної пари на вході у конденсатор, Дж/кг;

h_c – питома ентальпія конденсату на виході з конденсатора, Дж/кг.

Тиск насиченої водяної пари $p(t_{s1})$, що відповідає температурі t_1 знаходиться з ентропійної діаграми водяної пари. Тиск пари на виході з трубки P_s можемо визначити з урахуванням падіння тиску на виході з трубки Δp_1 та різниці тиску від виходу прямого охолоджуючого пристрою до входу повітряного конденсатора до десятків метрів Δp_2 , тобто [17]:

$$P_s = p(t_{s1}) - \Delta p_1 - \Delta p_2. \quad (11)$$

Передбачається, що в робочих умовах термічний опір забруднення в трубці охолодження повітряного конденсатора щойно введеного в експлуатацію блоку становить $\varepsilon_i = 0$ [18]. Як відомо, тиск P_s може змінюватися (зменшуватися) в залежності від умов експлуатації.

1.2. Зниження термічного опору поза трубою охолодження повітряного конденсатора.

У трубці охолодження повітряного конденсатора математична модель теплового опору зовнішнього забруднення в основному така ж, як і внутрішня. При тепловому опорі теплопровідності зниженням контактного теплового опору і змінами термічного опору нехтують, а зниження теплового опору в трубці виключається, тому формула (1) може бути такою:

$$\frac{1}{K_0 F_0} = \varepsilon_0 \frac{1}{F} + \frac{1}{\alpha_0} \frac{1}{F}. \quad (12)$$

Формули (3) - (12) – математична модель змінного робочого стану зовнішнього термічного опору трубки охолодження.

2. Характеристики термічного опору забруднення в трубі охолодження повітряного конденсатора

Враховуючи, що конденсатор повітря розміщений у зовнішніх умовах, іноді виникає явище теплового звороту, що призведе до зниження ефективності тепловіддачі. На основі встановленої математичної моделі вибирається теплове навантаження вихлопних газів Q_0 агрегату як змінна характеристика робочого стану впливу термічного опору трубки охолодження та зовнішнього термічного опору на тиск вихлопної пари при різних температурах навколишнього середовища та швидкості повітря.

2.1 Забруднення і наявність термічного опору в трубі охолодження

Для прикладу узяті дослідження умов робочого стан блоку паротурбінної установки прямого охолодження потужністю 600 МВт (відповідні параметри наведені в таблиці 1) у літній період року. Температуру пари на вході в конденсатор повітря можна виразити так:

$$t_{s1} = 34.7159 \times \frac{1}{1 - e^{-\frac{0.00523345}{1.0099\varepsilon_1 + 0.001739968}}} + 32 \cdot$$

Таким же чином можна отримати відповідну формулу функцій t_{s1} та ε_1 при будь-якому іншому робочому стані для визначення тиску вихлопної пари, що відповідає зміні термічного опору забруднення в трубі охолодження в межах 0 - 0,001 м²·К/Вт для різних умов стану навколишнього середовища, які можуть бути обчислені за рахунок застосування математичної моделі, а взаємозв'язок між ними показано на рисунках 3-5.

2.2 Зниження термічного опору зовнішньої сторони трубки охолодження

Для аналогічних параметрів, що наведені у таблиці 1 і застосуванням формули 10 визначається температура пари на вході повітряного конденсатора:

$$t_{s1} = 34.7159 \times \frac{1}{1 - e^{-\frac{0.00523345}{0.064737218\varepsilon_0 + 0.001739968}}} + 32 \cdot$$

Криві зміни тиску пари на виході з трубки охолодження при зміні теплового опору зовнішнього забруднення трубки охолодження в діапазоні 0-0,001 м² · К / Вт, показано на рисунках 6-8.

Таблиця 1 – Основні параметри робочого стану блоку прямого охолодження для літнього періоду

Назва параметрів на вході	Значення	Назва параметрів на виході	Значення
Температура повітря на вході конденсатора, °С	32	Температура повітря на виході з повітряного конденсатора, °С	6.71
Тиск пари на вході у конденсатор, кПа	29.543	Тиск пари на виході з конденсатора, кПа	2.8.988
Температура пари на вході у конденсатор, °С	68.743	Температура пари на виході з конденсатора, °С	6.8.309
Середня температура пари, °С	68.526	Товщина стінки еліптичної трубки /мм	1.5
Розмір еліптичної трубки, мм·мм	21.6×16	Загальна кількість трубок у конденсаторі повітря, шт.	6.72
Кількість трубок у трубному пучку, шт	39	Коефіцієнт тепловіддачі K_0 літнього стану, Вт·(м ² К) ⁻¹	5.74.723
Довжина трубки охолодження, м	10	Загальна площа зовнішньої поверхні еліптичних трубок, м ²	1.77.085
Загальна площа внутрішньої поверхні еліптичних трубок, м ²	17.5.349	Загальна поверхня теплообміну повітряного конденсатора, м ²	1.4915
Ефективна площа трубок для відведення теплоти, м ²	18.38218	Кількість рядків еліптичної трубки	1
Різниця температур між парою та повітрям Δt_m , °С	11.565	Параметр Р	0.94467
Коефіцієнт корекції ϕ	0.998	Параметр R	0.0125

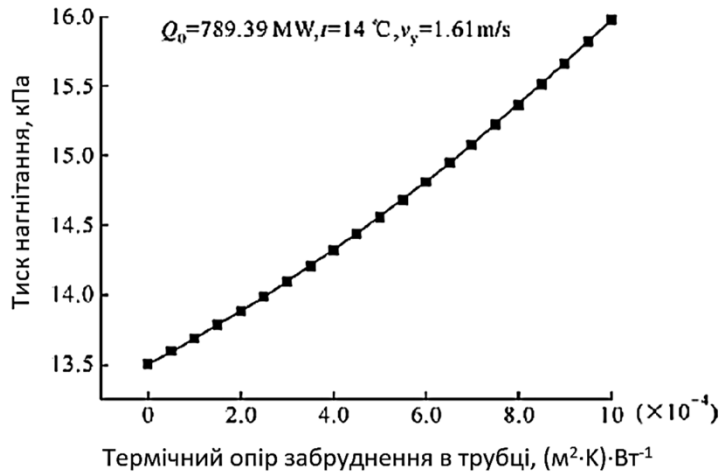


Рисунок 3 – Залежність тиску вихлопної пари від термічного опору забруднення у трубі при $Q_0 = 789,39$ МВт, $t = 14$ °C, $V_y = 1,61$ м/с

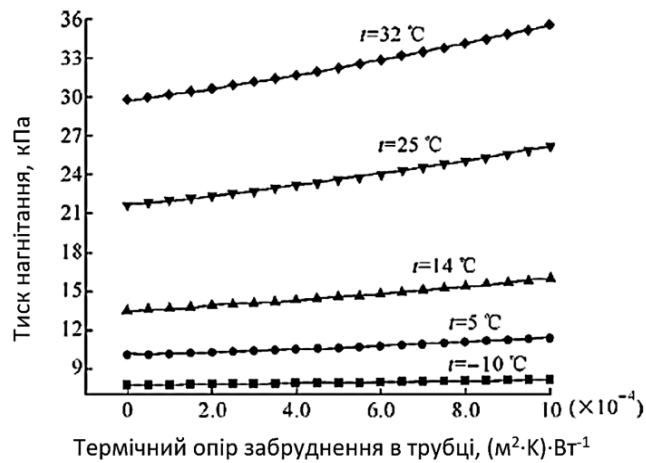


Рисунок 4 – Залежність тиску вихлопної пари з термічним опором в трубі при ($Q_0 = 789,39$ МВт, $V_y = 1,61$ м/с) для різних значень температури зовнішнього повітря

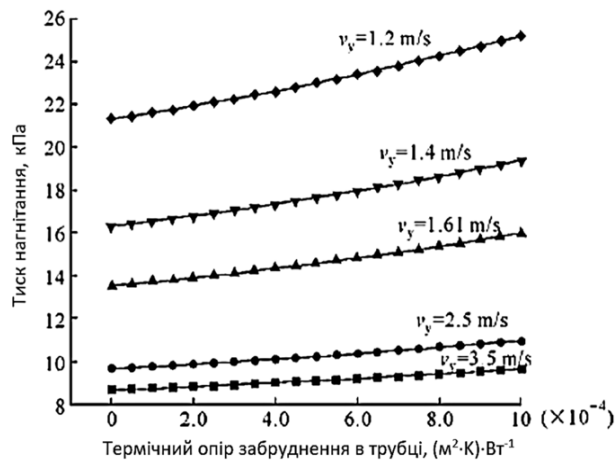


Рисунок 5 – Залежність тиску вихлопної пари з термічним опором в трубі від зміни швидкості набігаючого повітря ($Q_0 = 789,39$ МВт, $t = 14$ °C)

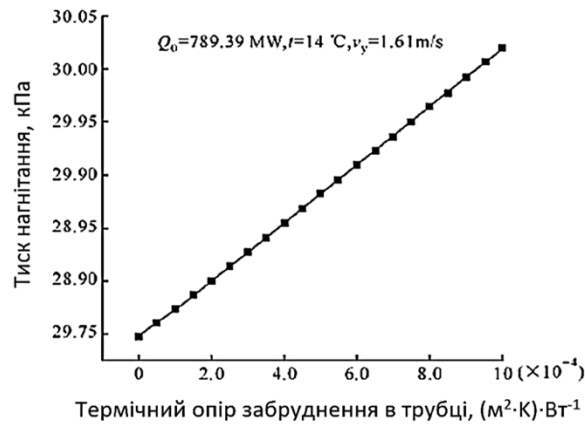


Рисунок 6 – Тиск вихлопної пари з термічним опором за межами труби при $Q_0 = 789,39 \text{ MW}$, $t = 14 \text{ }^\circ\text{C}$, $V_y = 1,61 \text{ м/с}$

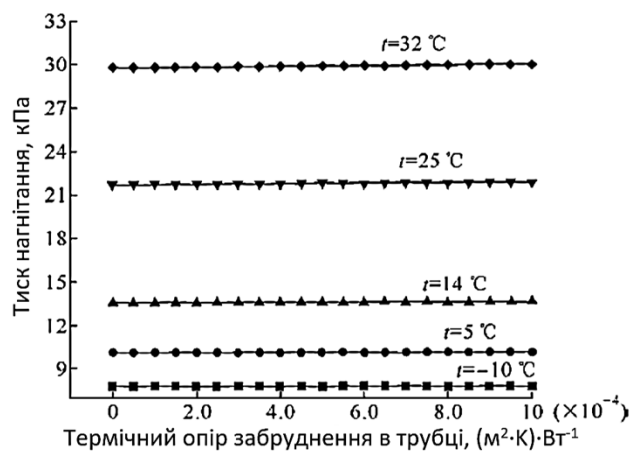


Рисунок 7 – Тиск вихлопної пари з термічним опором на зовнішній поверхні трубки ($Q_0 = 789,39 \text{ MW}$, $V_y = 1,61 \text{ м/с}$)

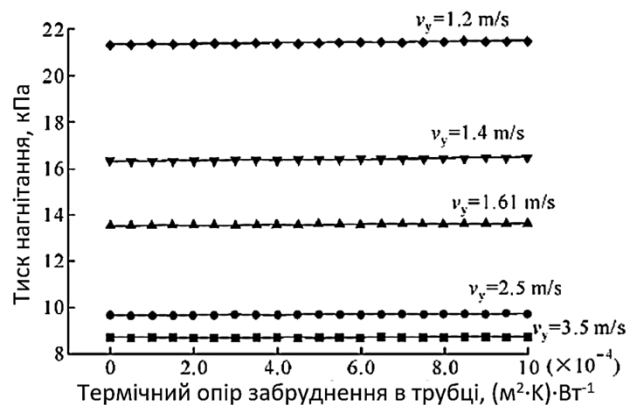


Рисунок 8 – Тиск вихлопної пари за межами труби з термічним опором на зовнішній поверхні трубки для різних швидкостей набігаючого повітря ($Q_0 = 789,39 \text{ MW}$, $t = 14 \text{ }^\circ\text{C}$)

З рис.3 до рис. 8 видно, що вихідний тиск пари збільшується зі збільшенням термічного опору зовнішнього забруднення в трубі охолодження повітряного конденсатора, і зміна відносно лінійна.

Коли теплове навантаження вихлопної пари фіксується, якщо зовнішній термічний опір забруднення змінюється в певному діапазоні, тиск виходу пари збільшується зі збільшенням температури

навколишнього середовища та зменшенням швидкості навігаючого повітря. Чим вище температура навколишнього середовища і чим нижча швидкість навігаючого повітря, тим очевидніша зміна.

На рис.3 видно, що коли термічний опір забруднення в трубі коливається від 0 до 0,001 м²·К/Вт, вихідний тиск пари, що відповідає температурі навколишнього середовища 32 °С зростає приблизно на 5,819 кПа, а при температурі -10 °С вихідний тиск зменшується на 0,424 кПа.

На рис.4 видно, що коли тепловий опір забруднення коливається від 0 до 0,001 м²·К/Вт, тиск вихлопної пари, який відповідає швидкості повітря у межах 1,5 м/с і 3,5 м/с збільшується приблизно на 3,861 кПа і 0,956 кПа відповідно.

Вплив теплового опору зовнішнього забруднення на тиск вихлопної пари показано на рис.6-8. Якщо величини Q_0 , V_y , t_{a1} однакові, термічний опір забруднення в тій же кількості труб охолодження набагато більше, ніж зовні. Тепловий опір зовнішнього обпалення коливається від 0 до 0,001 м²·К/Вт, а тиск вихлопу збільшується приблизно на 5,819 кПа та 0,272 кПа зі збільшенням тиску вихлопу в трубі.

Зрозуміло, що дані дослідження дають можливість визначення якості різних впливів на ефективність експлуатації даного повітряного конденсатора, в якому застосовуються стандартні гладкостінні трубки.

В умовах застосуванні в агрегатах трубок іншої форми чи різних інтенсифікаторів, наприклад ямкових чи напівкільцевих виімок [19,20], потрібно буде застосовувати більш складні математичні моделі та програмні середовища, наприклад ПС Solid Works. Кількісні результати у цих випадках зміняться, але якісна картина має певну вірогідність залишитися без змін.

Висновки

1. Коли величини Q_0 , V_y , t_{a1} є постійними, крива зміни зовнішнього теплового опору між тиском вихлопної пари прямого охолоджуючого пристрою та трубкою охолодження повітряного конденсатора аналогічна прямій лінії. Коли величини Q_0 , V_y , t_{a1} є однаковими, вплив теплового опору забруднення в трубі охолодження на тиск вихлопної пари набагато більший, ніж зовнішній, тоді збільшення опору в трубі та конвективний коефіцієнт тепловіддачі назовні трубки є основними факторами, що визначають тиск вихлопу прямого охолоджуючого блоку. Вплив теплового опору зовнішнього забруднення на тиск вихлопної пари пов'язаний з V_y , t_{a1} . Чим вище t_{a1} , тим менше V_y , тим значніший ефект.

2. Після введення пристрою в експлуатацію протягом певного періоду часу в трубі повітряного конденсатора виникає забруднення і тепловий опір підвищується. Враховуючи, що можна використати водяний насос високого тиску для регулярного промивання зовнішньої поверхні трубок охолодження, що забезпечує мінімізацію забруднення на тепловий опору зовнішньої поверхні трубок, впливом якого на тиск вихлопної пари можна нехтувати при розрахунку відповідних теплових економічних параметрів блок прямого охолодження. Забруднення в трубі видалити відносно важко, і це має великий вплив на тиск вихлопу. Необхідно посилити нагляд і контроль термічного опору забруднення в трубі під час роботи агрегату при змінних умовах експлуатації.

3. Вплив зовнішнього теплового опору на тиск вихлопної пари в трубопроводі охолодження конденсатора моделюється та розраховується окремо, не враховуючи одночасно впливу термічного опору внутрішнього забруднення на теплову ефективність агрегату охолодження, який повинен далі вивчатися за допомогою збору даних тестового та експлуатаційного режимів експлуатації агрегату.

Список використаної літератури

1. Безродний М.К., Варламов Г.Б., Куделя П.П. Тепловіддача при вільній конвекції та кипінні води і хладону-12 на пластині в полі відцентрових сил. // Наукові вісті НТУУ «КПІ». -1999. -№2. – С.26-31.
2. Веркин Б.И., Кириченко Ю.А., Русанов К.В. Теплообмен при кипении криогенных жидкостей. – Киев: Наукова думка, 1987. – 264с.
3. Бутузов А.И. и др. Экспериментальные данные по кипению фреона-12 и воды при свободном движении в условиях инерционных перегрузок. // Теплофизика высоких температур. -1969 (6) . - №3. – С. 490-494.
4. Калимуллина Д.Д., Гафуров А.М. Новые системы охлаждения конденсаторов паровых турбин ТЭС. // Международный научный журнал «Инновационная наука» . – №3/2016. – С.100-101.
5. Гафуров А.М., Гафуров Н.М. Замещение воздушного охлаждения конденсаторов паровых турбин контуром циркуляции на CO₂. // Инновационная наука. – 2016. – № 1-2 (13) . – С. 27-29.
6. Гафуров А.М., Гафуров Н.М. Замещение воздушного охлаждения конденсаторов паровых турбин контуром циркуляции на C₃H₈. // Инновационная наука. – 2016. – № 1-2 (13) . – С. 29-31.
7. Ding Ermou. Air cooling technology in power plant. – Beijing: Water Conservancy and Electric Power Publishing House, 1992.– 218 p.
8. E. S. Millias. Air-cooled power plant . – Beijing: Machinery Industry Press, 1986.– 186 p.

9. Гуреев В.М., Ермаков А.М., Мисбахов Р.Ш., Москаленко Н.И. Численное моделирование кожухотрубного теплообменного аппарата с кольцевыми и полукольцевыми выемками. // Промышленная энергетика. – 2014. – № 11. – С. 13-16.

10. Москаленко Н.И., Мисбахов Р.Ш., Ермаков А.М., Гуреев В.М. Моделирование процессов теплообмена и гидродинамики в кожухотрубном теплообменном аппарате. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2014. – № 11-12. – С. 75-80.

11. Варламов Г.Б., Приймак К.О., Оліневич Н.В., Очеретянюк М.Д. Features of integrated energy assessment of the actual environmental performance of energy facilities. // Електромеханічні і енергозберігаючі системи – 2015 – №4/2015(32). – С. 75-81.

12. Yan Junjie, Zhang Chunyu. Theoretical study on the characteristics of direct air cooling system under variable operating conditions. // Thermal Power Engineering.–2000 (6), 601-603pp.

13. Zhang Chunyu. Study on Economic diagnosis theory of air cooling unit operation in thermal power plant . – Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2000.– 240 p.

14. Yan Junjie, Zhang Chunyu. Study on economic diagnosis theory of direct air cooling unit. // Journal of Test Technology, North China Institute of Technology.–2000 (1), 1-6pp.

15. Yang Shiming. Heat transfer .– Beijing: Higher Education Press, 1998.– 170 p.

16. Zhu Xiuguan. Principle and calculation of heat exchanger.– Beijing: Tsinghua University Press. – 1987, 346-348pp.

17. Zhou Lanxin, Yang Jing, Yang Xiangliang. Study on variable operating condition characteristics of 600MW direct cooling unit . // Power Engineering. – 2007 (6), 623-627pp.

18. Gardner David, Fontes Roger, Casey, Richard. Bundling advanced technologies to achieve maximum efficiency and environmental acceptability in a modern coal-fired power plant. // Proceedings of the 2003 International Joint Power Generation Conference. – 2003, 1011-1029pp.

19. Гуреев В.М., Мисбахов Р.Ш., Ермаков А.М., Москаленко Н.И. Повышение эффективности кожухотрубных теплообменных аппаратов с применением луночных и полукольцевых выемок. // Энергетика Татарстана. – 2014. – № 3-4 (35-36) . – С. 61-64.

20. Мисбахов Р.Ш., Москаленко Н.И., Ермаков А.М., Гуреев В.М. Интенсификация теплообмена в теплообменном аппарате с помощью луночных интенсификаторов. // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2014. – № 9-10. – С. 31-37.

J. Jianguo, Ph.D. student

G. Varlamov, Dr. Eng. Sc., Prof., **ORCID** 000-0002-4818-2603

K. Romanova, Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Prof., **ORCID** 0000-0001-9738-3383

National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”

L. Suxiang, Dr. Eng. Sc., Prof.

L. Zhigang, Dr. Eng. Sc., Prof.

Energy Research Institute of Shandong Academy of Sciences (Jinan, China)

INFLUENCE OF THERMAL RESISTANCE OF AIR CONDENSER TUBES ON STEAM COOLING EFFICIENCY

The research is carried out using a mathematical model of conditions and features of condensation processes with the influence of changes in internal and external thermal resistances of working bodies, which occur during contamination of outside and inside metal pipes of heat exchange surfaces of air condenser capacitor. Particular attention is paid to the selection, detailing and determination of more than twenty basic parameters that characterize the operation of the direct cooling unit of the condensing unit for the summer, the conditions of heat transfer processes between the working bodies taking into account the finned outer surface of elliptical condenser tubes. The results of experiments on the mathematical model are analyzed and the influence of the incoming air velocity and ambient temperature on the output steam pressure in the condenser direct air cooling system within the change of internal and external thermal resistances in the range $0-0.001(m^2\cdot K)/W$ due to cooling tube contamination is determined. air condenser steam turbine installation. Conditions, character and features of influence of thermal resistance of pollution in cooling tubes on steam pressure at an exit from them are defined, the basic factors defining steam pressure at an exit, necessity of the organization of control of thermal resistance of pollution in a pipe during unit operation at variable operating conditions and expediency is substantiated. conducting test studies of operating modes while taking into account the influence of thermal resistance of external and internal pollution on the thermal efficiency of the cooling unit.

Studies have shown that at a fixed value of the heat load of the exhaust steam, the pressure of the steam outlet increases with increasing ambient temperature and decreasing the speed of the incoming air.

Keywords: *condenser, air cooling, urgent resistance, cooling efficiency*

REFERENCES

1. Bezrodny M.K., Varlamov G.B., Kudelya P.P. Heat transfer at free convection and boiling of water and freon-12 on a plate in the field of centrifugal forces // Scientific news of NTUU "KPI". -1999. -№2. - P.26-31.
2. Verkin B.I., Kirichenko Y.A., Rusanov K.V. Heat exchange at boiling of cryogenic liquids. Kiev: Naukova Dumka, 1987. 264p.
3. Butuzov A.I. etc. Experimental data on boiling of freon-12 and water at free movement in the conditions of inertial overloads. - Thermophysics of high temperatures, 1969, 6, №3, p. 490-494.
4. Kalimullina D.D., Gafurov A.M. New cooling systems for condensers of steam turbines at TPPs. // International scientific journal "Innovative Science". - №3 / 2016. - p.100-101.
5. Gafurov A.M., Gafurov N.M. Replacement of air cooling of steam turbine condensers with a CO₂ circulation loop. // Innovative Science. - 2016. - No. 1-2 (13). - p. 27-29.
6. Gafurov A.M., Gafurov N.M. Replacement of air cooling of steam turbine condensers with a circulation loop for C3H8. // Innovative Science. - 2016. - No. 1-2 (13). - p. 29-31.
7. Ding Ermou. Air cooling technology in power plant. – Beijing: Water Conservancy and Electric Power Publishing House, 1992.– 218 p.
8. E. S. Millias. Air-cooled power plant . – Beijing: Machinery Industry Press, 1986.– 186 p.
9. Gureev V.M., Ermakov A.M., Misbakhov R.Sh., Moskalenko N.I. Numerical modeling of a shell-and-tube heat exchanger with annular and semi-annular recesses. // Industrial energy. - 2014. - No. 11. - p. 13-16.
10. Moskalenko N.I., Misbakhov R.Sh., Ermakov A.M., Gureev V.M. Modeling the processes of heat transfer and hydrodynamics in a shell-and-tube heat exchanger. // News of higher educational institutions. Energy problems. - 2014. - No. 11-12. - p. 75-80.
11. Varlamov G.B., Priymak K.O., Olinevich N.V., Ocheretyanko M.D. Features of integrated energy assessment of the actual environmental performance of energy facilities. // Electromechanical and energy saving systems - 2015 - №4 / 2015 (32). - p. 75-81.
12. Yan Junjie, Zhang Chunyu. Theoretical study on the characteristics of direct air cooling system under variable operating conditions . – Thermal Power Engineering.–2000 (6), 601-603pp.
13. Zhang Chunyu. Study on Economic diagnosis theory of air cooling unit operation in thermal power plant . – Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2000.– 240 p.
14. Yan Junjie, Zhang Chunyu. Study on economic diagnosis theory of direct air cooling unit .–Journal of Test Technology, North China Institute of Technology.–2000 (1), 1-6pp.
15. Yang Shiming. Heat transfer .– Beijing: Higher Education Press, 1998.– 170 p.
16. Zhu Xiuguan. Principle and calculation of heat exchanger.– Beijing: Tsinghua University Press. – 1987, 346-348pp.
17. Zhou Lanxin, Yang Jing, Yang Xiangliang. Study on variable operating condition characteristics of 600MW direct cooling unit . – Power Engineering. – 2007 (6), 623-627pp.
18. Gardner David, Fontes Roger, Casey, Richard. Bundling advanced technologies to achieve maximum efficiency and environmental acceptability in a modern coal-fired power plant. – Proceedings of the 2003 International Joint Power Generation Conference. – 2003, 1011-1029pp.
19. Gureev V.M., Misbakhov R.S., Ermakov A.M., Moskalenko N.I. Increasing the efficiency of shell-and-tube heat exchangers with the use of well and semi-circular recesses. // Energy of Tatarstan. - 2014. - No. 3-4 (35-36). - p. 61-64.
20. Misbakhov R.S., Moskalenko N.I., Ermakov A.M., Gureev V.M. Intensification of heat transfer in a heat exchanger using well intensifiers. // News of higher educational institutions. Energy problems. - 2014. - No. 9-10. - p. 31-37.

Надійшла 23.11.2020

Received 23.11.2020