

УДК 621.18-9

DOI: 10.15587/2706-5448.2020.210540

## АДАПТАЦІЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТЕПЛОВИХ ТА ЕНЕРГЕТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОТЛІВ СЕРЕДНЬОГО ТИСКУ ДО РЕАЛЬНИХ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Житаренко В. М., Бежан В. А., Остапенко О. В.

*Об'єктом даного дослідження є теплові та енергетичні характеристики котлів середнього тиску теплоелектроцентралі металургійного комбінату, які працюють на загальний паровий колектор. Паливо, що використовується, – суміш доменного та природного газів. Об'ємна частка доменного газу 80–95 %. Характеристики доменного газу непостійні: істотно змінюються елементарний склад, вологість і запиленість.*

*Розроблена з метою комплексної оптимізації режимів спільної роботи котлів математична модель вимагає адаптації енергетичних характеристик, отриманих розрахунковим шляхом, до реальних умов експлуатації. Адаптація розрахункових енергетичних характеристик проводилася індивідуально на основі теплових балансових випробувань котлів і обліку конструктивних і експлуатаційних особливостей кожного котла. В процесі випробувань була визначена доля конвективної складової теплообміну в топці для розглянутих котлоагрегатів за допомогою нестационарного тепломіра. Абсолютне значення щільності теплового потоку визначалося згідно теорії нестационарного регулярного нагріву чутливого елемента (ЧЕ). Було встановлено, що по мірі вигорання палива рівень теплових потоків знижується, а при збільшенні теплової долі доменного газу абсолютне значення локальних потоків, що падають, зменшується. Середня доля конвективної складової знаходиться на рівні 15–20 %. Адаптація до реальних умов роботи пароперегрівача та хвостових поверхонь нагріву запропоновано здійснити за допомогою коригуючих емпіричних коефіцієнтів, отриманих при обробці результатів балансових випробувань.*

*Урахування конвективного теплового потоку в топці дозволяє більш точно визначати параметри теплоносіїв по парогазовому тракту котла, а отже, забезпечується можливість отримання адаптованих енергетичних характеристик котлів. Порівняно з аналітичними розрахунковими залежностями, запропонована методика забезпечує індивідуальний підхід до режимів роботи котлів. Завдяки цьому можливо знизити похибку у визначенні оптимальних рішень менш ніж до 1 %.*

**Ключові слова:** котлоагрегати середнього тиску, конвективний теплообмін в топці, коефіцієнт ефективності нагріву поверхні.

### 1. Вступ

В останнє десятиліття в теплоенергетику активно впроваджуються високоефективні комбіновані енергоустановки на основі сучасних циклів і

процесів. Крім цього широке застосування мікроелектроніки, комп'ютерних систем управління дозволяє ще більше підвищити ефективність експлуатації як існуючих енергоустановок, так і нових. Зростання цін на первинні джерела енергії, їх дефіцитність вимагають розробки та впровадження широкого спектру енергозберігаючих заходів. Одним із шляхів енергозбереження при виробництві теплової енергії на теплоелектроцентралях (ТЕЦ) і котельнях є вибір оптимальних режимів експлуатації обладнання. Режими експлуатації багато в чому визначаються особливостями конкретного споживача: добовими, тижневими та сезонними графіками навантажень, структурою та обладнанням існуючих систем енергопостачання, технічну можливість підключення до централізованих мереж. Крім цього, необхідно враховувати схемні рішення, характеристики не тільки енергетичної установки та інших елементів схеми, кліматичні умови регіону та багато іншого.

Питанням математичного та техніко-економічного аналізу ефективності комбінованих технологій, перш за все, в теплоенергетиці, сьогодні приділяється особлива увага. Розробка підходів до математичного моделювання подібних технологій, методів оптимізації та відповідного програмного забезпечення дозволяє вибирати ефективні рішення, які в кінцевому підсумку призводять до зниження собівартості продукції.

Рішенням оптимальних задач енергетики почали займатися з середини минулого століття, коли з'явилися великі енергетичні системи, теплові електростанції, комбіновані теплоенергетичні установки.

Значний вклад у становлення процесів оптимізації в енергетиці показано в дослідженнях [1–3]. Фундаментальний внесок в теорію оптимізації теплоенергетичних установок був зроблений у роботах [4–6]. Ряд робіт цієї школи не втратили свого значення і зараз [5, 7].

Усі згадані роботи здебільшого мають теоретичний характер, оснований на аналітичних залежностях, тому актуальним є дослідження, які б ураховували реальний стан теплоенергетичного обладнання. Сучасне використання швидкодіючих персональних електронно-обчислювальних машин (ПЕОМ) надає можливість реалізовувати більш складні оптимізаційні математичні моделі та корегувати їх протягом часу, за який відбуваються зміни енергетичних характеристик.

## **2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит**

*Об'єктом даного дослідження* є теплові та енергетичні характеристики котлів середнього тиску теплоелектроцентралі металургійного комбінату, які працюють на загальний паровий колектор.

У роботі досліджувався котельний блок середнього тиску теплоелектроцентралі ТЕЦ-1 Приватного акціонерного товариства (ПрАТ) «Маріупольський металургійний комбінат ім. Ілліча» (Україна), який включає 4 котли ЦКТИ-75/39Ф2-4(СРСР) і 2 котли ТП-150-2(СРСР). Всі котли працюють на загальний паровий колектор 32 атм, 420 °С. Паливо, що використовується – суміш

доменного та природного газів з часткою доменного газу, яка змінюється у діапазоні 80–95 %. Характеристики доменного газу також змінюються. Змінюються елементарний склад, вологість і запиленість доменного газу.

Специфічним умовами роботи котлів середнього тиску в умовах ТЕЦ-1 крім перерахованих вище є:

– робота котлів № 7–10 на індивідуальні димові труби, а двох ТП-150-2 – на загальну трубу;

– наявність в тепловій схемі ТЕЦ-1 перепускної турбіни протитиску Р-12 (СРСР) і паралельно турбіні резервних швидкодіючих редуційно-охолоджуючих установок (ШРОУ) між паропроводами гострого пара 100 атм і 32 атм;

– на котлах ЦКТИ-75/39Ф2-4 і ТП-150-2 встановлені однотипні прямоочні плоскофакельні пальники (по дві), незважаючи на те, що продуктивність та обсяг топок розрізняються суттєво.

Котел № 10 в даний час реконструйований заміною всіх поверхонь нагріву, обмуровки, приладів і автоматики. Це дає можливість встановити характер зміни експлуатаційних характеристик котла в міру забруднення та зносу поверхонь нагріву.

На рис. 1 показані зміни продуктивності кожного з котлів. Характерний для котлів ЦКТИ-75/39Ф2-4 і ТП-150-2 загальний характер зміни навантаження протягом доби пов'язаний зі змінною роботою.

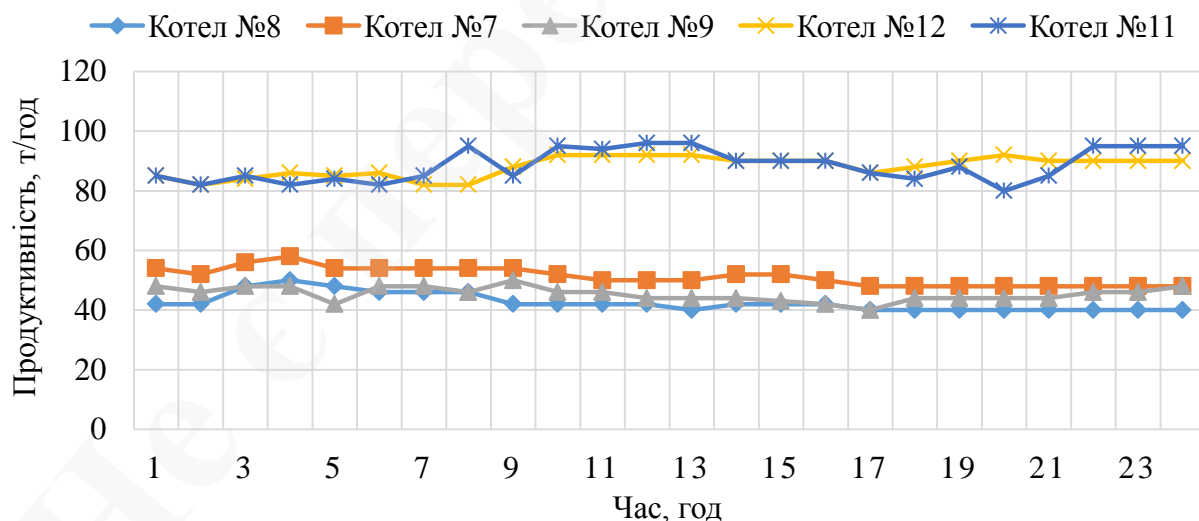


Рис. 1. Зміна навантаження котлів протягом доби

Загальний інтервал зміни продуктивності всіх котлів становить 30 т/год, тобто це той середній ресурс, в межах якого можливо перерозподіл навантаження між котлами.

### 3. Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є адаптація розрахункової математичної моделі котла у відповідності з параметрами реального працюючого обладнання шляхом уведення

та визначення ряду поправочних коефіцієнтів на підставі результатів теплотехнічних вимірювань і випробувань котла.

Для цього необхідно виконати:

1. Корегування методики розрахунку теплообміну в топці котла, шляхом вимірювання частки конвективної складової та її залежності від режимних специфічних факторів.

2. Корегування методики розрахунку теплообміну для конвективних поверхонь нагріву шляхом уведення та визначення реальних коефіцієнтів забруднення та теплової ефективності кожної з поверхонь нагріву.

3. Визначення емпіричних коефіцієнтів для урахування залежності величини присосів від навантаження, складу палива та аеродинамічного режиму роботи котла.

#### **4. Дослідження існуючих рішень проблеми**

У роботі [8] представлені результати експериментальних та чисельних досліджень процесу спалювання вугілля у пиловугільному котлі. Експериментальна частина була зосереджена на оптимізації спалювання вугілля для досягнення кращих показників процесу виробництва електроенергії. Головною метою роботи було підвищення ефективності котла на основі вдосконаленої техніки моніторингу умов роботи котлів. Експериментальні дослідження проводилися на пиловугільному котлі ОР-650, розташованому в електростанції EDF Polska Rybnik. У процесі оптимізації використовувались сучасні вимірювальні системи розподілу температури димових газів та розподілу паливо-повітря. Система вимірювання температури газу дозволяє в режимі онлайн контролювати розподіл температури на виході з топки. Оптимальний процес горіння був визначений рівномірним розподілом температури, вимірним в онлайн-режимі. Однак в роботі не враховано залежність ефективності котла від режимів спалювання.

Процеси теплообміну в котлах з урахуванням радіаційної складової було розглянуто в [9, 10]. Теплове випромінювання представляє собою процес внутрішньої енергії розподілу випромінюючого тіла електромагнітними хвилями. Дослідження впливу фракцій частинок на поверхню випромінювальної теплопередачі в циркулюючих киплячих шарах (CFB) є основним для більшості. Розрахунки теплопередачі можуть бути розширеними, а також передачі енергії в процесі горіння. Кращі знання про радіаційну передачу тепла можна використовувати для досягнення найкращих показників. У випадку використання доменної природної суміші продукти згоряння теж містять тверді частки, але склад газів та температурний рівень дещо інший.

У дослідженні [11] розглянуто ефективність роботи котельних агрегатів Мазандаранського цементного заводу (Іран) та два методи, корисні для підвищення ефективності котла, засновані на оптимізації надлишкового повітря та установці економайзера. З двох методів управління надлишком повітря в котлі було складніше, ніж використання економайзера. У нормальних умовах котел працював з 55 % своєї

потужності. При цьому кількість надлишкового повітря та ефективності котла склали 63,43 % та 77,48 %, відповідно. Надлишок повітря був необхідний у процесі спалювання палива для забезпечення повного згорання. З іншого боку, мінімальні втрати тепла і, таким чином, максимальна ефективність котла мали місце при використанні оптимального рівня надлишкового повітря. Результати показали, що встановлення економайзера на котлі може знизити експлуатаційні витрати за рахунок зменшення обсягу палива. Це також призведе до підвищення ефективності котла. Робота присвячена стаціонарним режимам роботи котла та не враховує вплив надлишку повітря на ефективність при змінних режимах.

Дослідження конвективної складової теплообміну як у топках, так і на поверхнях нагріву є дуже важливим. Так, у роботі [12] розглянуто заходи з одночасного обчислення теплового поля як на стороні кладки, так і з боку екранних труб, а також біля кутніх стінок труб у конвективній зоні котла. Методика розрахунку дозволяє гнучке моделювання параметрів теплообміну в конвективній зоні котлоагрегату при перемінному навантаженні [13]. Представлені методики достатньо складні для варіантних розрахунків при змінних режимах.

Робота [14] фокусується на дослідженні впливу розміру топки на механізм теплопередачі частинок палаючого вугілля. Було проведено чисельне моделювання полів згорання вугілля в трьох різних печах (фактичні великокаліберні котли 915 МВт, 2,4 МВт та 0,76 МВт). В роботі зроблено акцент на вугілля в якості палива. Висока точність методів моделювання була підтверджена вимірюваними даними. Під час порівняння чисельних моделювань між трьома різними котлами було з'ясовано, що час осадження частинок з високою температурою для топки малого розміру коротший, ніж для більшої, навіть, якщо час перебування частинок, що проходить високотемпературний газ, такий же.

Кут нахилу та тип пальника та їх вплив на викиди оксидів азоту було розглянуто в роботі [15]. В якості пальника було обрано обертовий пальник зі змінним кутом спалювання внутрішнього вторинного повітря та створено лабораторну шкалу протилежного випалу. Розподіл температури та викиди  $\text{NO}_x$  розраховані конструктивно. Характеристики горіння експериментально оцінюються з даних запалювання та вигорання. Тим часом зменшення викидів аналізується за допомогою вимірювань. У цьому дослідженні розглядаються різні співвідношення концентрації вугілля та повітря у внутрішніх та зовнішніх середовищах, термічні навантаження та вугілля. Результати показали можливість підвищення інтенсивності процесів спалювання вугільно-повітряної суміші на 10 %, в залежності від куту нахилу від зміни навантаження та при температурах вище 200 °С. Методика досліджень може бути використана при спалюванні доменної природної суміші у промислових котлах.

Аеродинамічні процеси та теплообмін в топці парового котла з вторинним випромінювачем були розглянуті в дослідженнях [16, 17]. Для аналізу було використано водотрубні котли, які є поширеними у промислових та комунальних котельнях, і вони використовуються як джерела тепло- та паропостачання. Було

проаналізовано впровадження заходів, що забезпечують екологічну ефективність на прийнятному рівні, використання сучасних пальникових пристроїв та автоматизацію котлів для зношених та застарілих конструкцій котлів, які потребують значної реконструкції та значних фінансових витрат. Результати чисельного дослідження процесів теплообміну при спалюванні викопного палива показали ефективність розміщення вторинного трубчастого реверсивного випромінювача в об'ємі топки котла. Встановлено, що щільність променистого потоку тепла збільшується на 15–20 %, температура димових газів на виході з печі знижується та становить 970 °С. Розміри полум'я факела виключають його зіткнення з поверхнями екранових труб. Під час згоряння газової повітряної суміші концентрація оксидів азоту на виході з топки котла не перевищує 125 мг/м<sup>3</sup>. У даному випадку чисельне дослідження теплообміну в топці котла додатне здебільшого для викопного палива та не враховує особливості спалювання низькокалорійних газів.

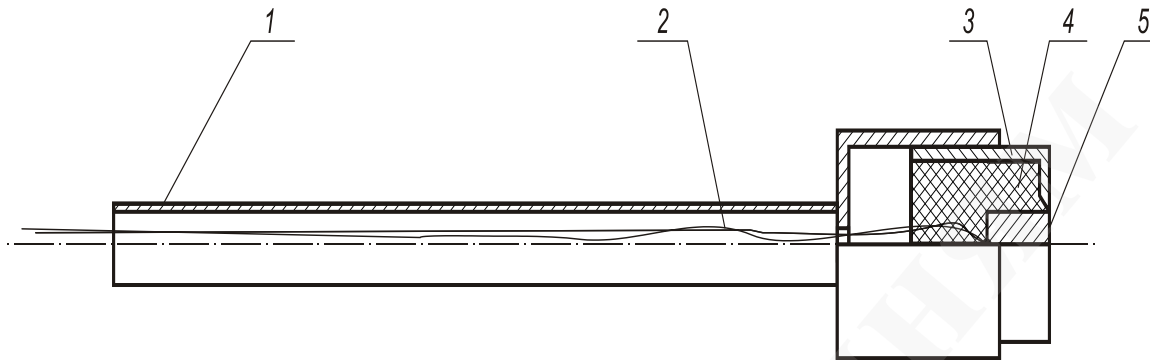
В наведених вище дослідженнях авторами було проведено моделювання енергетичних характеристик котлоагрегатів та визначення впливу різних режимних параметрів на ефективність котлів. Проте експериментального дослідження з урахуванням режимних параметрів діючих котлоагрегатів та визначення впливу конвективної складової проведено не було, що підкреслює перспективність дослідження.

## 5. Методи дослідження

Визначення частки конвективної складової проводилося за допомогою нестаціонарного тепломіра. Схема нестаціонарного тепломіра показана на рис. 2. Нестационарний тепломір складається з корпусу 3, в якому запресований чутливий елемент (ЧЕ) 5, що представляє циліндр зі сталі Х18Н9Т. У чутливий елемент вставлена хромель-алюмелева термопара. До корпусу приварений тримач 1, за допомогою якого тепломір поміщається в топку котла. Тепломір виконаний згідно конструкції та рекомендацій, наведених в [18, 19].

Тепломір вводився в топку через смотрові люки таким чином, щоб торцева поверхня тепломіра з ЧЕ перебувала в одній площині з екранними трубами. Конвективна складова визначалася по відношенню теплових потоків, що падають на чутливий елемент із дзеркальною та зачерненою поверхнями. Чорніння поверхні ЧЕ здійснювалося сумішшю сажі та клею БФ. Така поверхня має ступінь чорноти 0.97–0.98. Полірована поверхня ЧЕ зі сталі Х18Н9Т має ступінь чорноти 0.08–0.09.

Абсолютне значення щільності теплового потоку визначалося відповідно до теорії нестаціонарного регулярного нагріву ЧЕ шляхом вимірювання інтервалу часу, протягом якого температура ЧЕ підвищувалася від 100 до 150 °С. Температура фіксувалася цифровим термометром з похибкою 0.5 °С, час – секундоміром.



**Рис. 2.** Схема нестационарного тепломіра: 1 – тримач; 2 – виводи термопари; 3 – корпус; 4 – теплоізолюючий наповнювач; 5 – чутливий елемент

Регулярний режим зміни температури в часі носить лінійний характер в довільній точці ЧЕ для двох моментів часу. Для ЧЕ зі ступенем чорноти поверхні, близькій до 1:

$$\alpha_l + \alpha_k = \frac{(\ln \theta_1 - \ln \theta_2)}{\Delta \tau_{лк} F_m} \rho_m c_m V \psi_{лк}, \quad (1)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням і конвекцією, відповідно;

$\theta_1, \theta_2$  – температури ЧЕ в кінці та на початку нагріву;

$\Delta \tau$  – час нагрівання ЧЕ;

$\psi$  – коефіцієнт нерівномірності температурного поля ЧЕ;

$\rho_m, c_m, F_m, V$  – щільність, теплоємність, площа теплообміну та обсяг ЧЕ матеріалу ЧЕ;

$лк$  та  $к$  – індекси, які стосуються теплообміну випромінюванням і конвекцією.

Для ЧЕ зі ступенем чорноти поверхні, близькій до нуля:

$$\alpha_k = \frac{(\ln \theta_1 - \ln \theta_2)}{\Delta \tau_k F_m} \rho_m c_m V \psi_k. \quad (2)$$

Попередні розрахунки показали, що при  $\alpha_k \approx 0.25 \alpha_{лк}$ , відношення коефіцієнтів нерівномірності температурних полів ЧЕ одно  $\psi_k \approx 0.94 \psi_{лк}$ .

Відповідно, при однаковому температурному інтервалі нагріву ЧЕ, отримаємо:

$$\frac{\alpha_l + \alpha_k}{\alpha_k} = \frac{\Delta\tau_k \psi_{лк}}{\Delta\tau_{лк} \psi_k}, \quad (3)$$

або частка конвективної складової в загальному тепловому потоці:

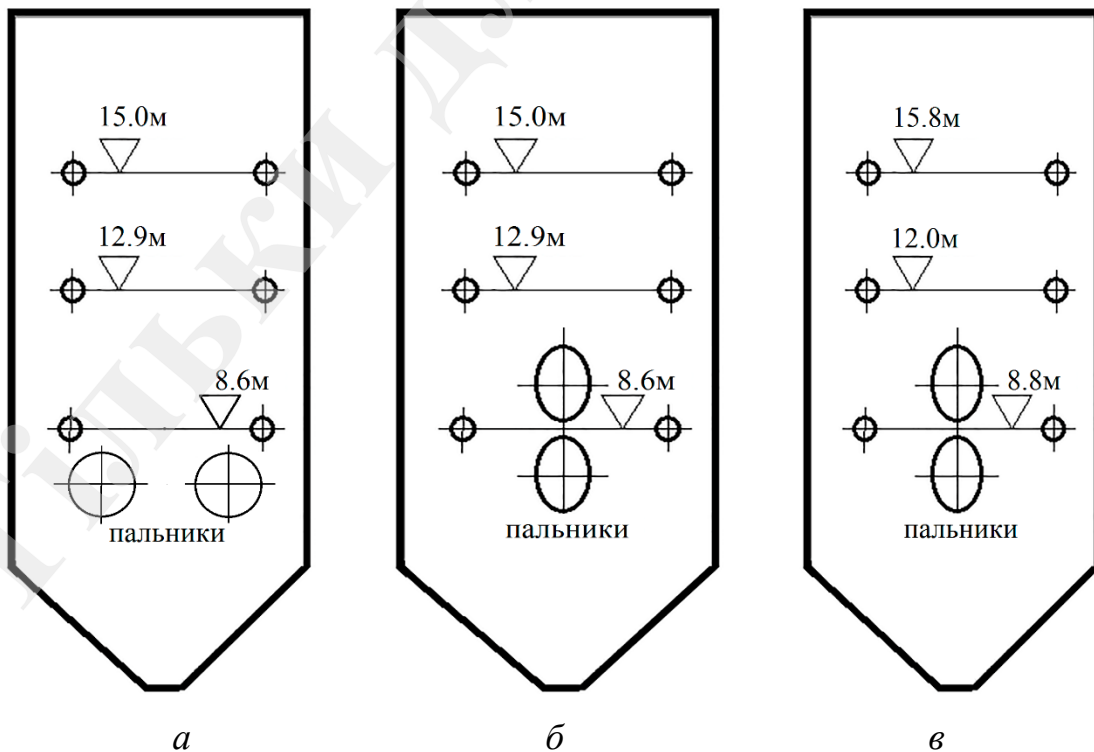
$$\frac{q_k}{q_{лк}} = 1 - \frac{\alpha_l}{\alpha_{лк}} = 1 - \frac{\Delta\tau_{лк} \psi_l}{\Delta\tau_l \psi_{лк}}. \quad (4)$$

В даному випадку необхідно врахувати коефіцієнт переходу від омивання плоскої поверхні (ЧЕ тепломіра) до омивання циліндричної поверхні (екранна труба). За [19, 20] цей коефіцієнт становить близько 0.7.

Остаточний розрахунок частки конвективної складової проводився за формулою:

$$\frac{q_k}{q_{лк}} = 0.7 \left( 1 - 0.94 \frac{\Delta\tau_{лк}}{\Delta\tau_l} \right). \quad (5)$$

На рис. 3 показані точки виміру локальних теплових потоків в топці котлів ЦКТИ-75 і ТП-150.



**Рис. 3.** Схеми вимірів теплових потоків на котлах:

*a* – ТП 150-2; *б* – ЦКТИ-75/39Ф2-4 № 7, 9; *в* – ЦКТИ-75/39Ф2-4 № 8, 10



У табл. 1 представлені результати вимірювань теплових потоків і конвективних складових.

**Таблиця 1**

Результати вимірів теплових потоків на котлах

Котел ЦКТИ-75/39Ф2-4 № 7				
Місце заміру	рівень 8.6 м	рівень 12.9 м	рівень 15.0 м	Режим
Частка конвективної складової	0.224	0.18	0.11	$D=38$ т/ч $V_{\partial z}=36000$ м <sup>3</sup> /ч $V_{nz}=750$ м <sup>3</sup> /ч
Котел ЦКТИ-75/39Ф2-4 № 8				
Місце заміру	рівень 8.6 м	рівень 12.9 м	рівень 15.0 м	Режим
Частка конвективної складової	0.264	0.224	0.16	$D=37$ т/ч $V_{\partial z}=33000$ м <sup>3</sup> /ч $V_{nz}=620$ м <sup>3</sup> /ч
Котел ЦКТИ-75/39Ф2-4 № 9				
Місце заміру	рівень 8.6 м	рівень 12.9 м	рівень 15.0 м	Режим
Частка конвективної складової	0.182	0.15	0.08	$D=34$ т/ч $V_{др}=27000$ м <sup>3</sup> /ч $V_{пр}=820$ м <sup>3</sup> /ч
Котел ТП 150-2 № 11				
Місце заміру	рівень 8.6 м	рівень 12.9 м	рівень 15.0 м	Режим
Частка конвективної складової	0.18	0.11	0.05	$D=76$ т/ч $V_{\partial z}=60000$ м <sup>3</sup> /ч $V_{nz}=500$ м <sup>3</sup> /ч
Котел ТП 150-2 № 12				
Місце заміру	рівень 8.8 м	рівень 12.0 м	рівень 15.8 м	Режим
Частка конвективної складової	0.22	0.14	0.08	$D=80$ т/ч $V_{\partial z}=68000$ м <sup>3</sup> /ч $V_{nz}=750$ м <sup>3</sup> /ч

Для розробленої математичної моделі важливим було не абсолютне значення теплового потоку в топці, а частка конвективної складової. Оскільки потрібно було підтвердити правочинність застосування методики розрахунку складного теплообміну в топці при спалюванні суміші природного та доменного газів.

Як і слід було очікувати, максимальний рівень падаючих потоків зафіксовано

на рівні пальників. У міру вигорання палива рівень теплових потоків знижується. При збільшенні теплової частки доменного газу абсолютне значення локальних падаючих потоків зменшується. Середня частка конвективної складової знаходиться на рівні 15–20 %.

## 6. Результати дослідження

### 6.1. Методика обліку особливостей теплообміну в топці

При спалюванні значної кількості доменного газу в суміші з висококалорійними природним газом теплообмін між факелом і екранами протікає при знижених температурах факела та відносно високих швидкостях газового потоку.

Специфіка спалювання газоподібних палив в плоскофакельних горілчаних пристроях (котли ЦКТИ-75/39Ф2-4 № 7, 9 і ТП 150-2 № 11, 12), особливо при зростанні частки доменного газу, створює підвищені швидкості в пристінній зоні камери згорання. Цей факт підтверджується візуально, особливо в топках котлів ЦКТИ-75/39Ф2-4. Через відносно малий обсяг топки спостерігаються турбулентні вихори та мають місце високі теплові потоки. Таким чином, в разі переважного спалювання доменного газу при відносно низьких температурах в ядрі факела частка конвективного теплообміну з екранами істотна.

Застосування основних положень «нормативного методу» [21] для розрахунку однокамерних топок з плоскофакельними та вихровими пальниковими пристроями при спалюванні доменно-природної суміші показало, що він недостатньо враховує умови складного теплообміну, а саме, конвективний теплоперенос до екранів. Для визначення коефіцієнту тепловіддачі до екранних труб скористуємось критеріальною залежністю для поздовжнього обтікання поверхонь нагріву турбулентним потоком [21]:

$$Nu_{екр} = 0.023 Re_{екр}^{0.8} Pr_{екр}^{0.4}, \quad (6)$$

де  $Nu_{екр}$  – критерій Нусельта для потоку газів, що омиває екранні труби;

$Re_{екр}$  – критерій Рейнольдса для потоку газів, що омиває екранні труби;

$Pr_{екр}$  – критерій Прандтля того ж потоку. Значення цих критеріїв визначаються по загальновідомій методиці розрахунку теплообміну.

З огляду на той факт, що в дослідженому діапазоні зміни температури димових газів значення критерію Прандтля практично постійні та дорівнюють  $\sim 0,56$  вираз (6) набуде вигляду:

$$Nu_{екр} = 0.018 Re_{екр}^{0.8}. \quad (7)$$

Тепловий потік до екранних труб Величину  $q_k^{ек}$  можна записати:

$$q_k^{ek} = \alpha_k^{ek} (T_\phi - T_{cm}^k), \quad (8)$$

де  $\alpha_k^{ek}$  – коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труби;  $T_\phi, T_{cm}^{ek}$  – температура факелу та температура зовнішньої стінки труби, відповідно.

Розрахунок за формулою (8) показав, що частка теплосприймання в топці котла ЦКТИ-75/39Ф2-4 за рахунок конвекції в діапазоні зміни теплової частки доменного газу від 0 до 0,8 змінюється від 10 до 30 %.

Зважаючи на значний рівень конвективного теплосприймання в топках котлів ТЕЦ при спалюванні суміші палив з різною теплотою згоряння необхідно враховувати його при розрахунку топкових камер, що працюють в подібних умовах. Згідно «нормативного методу», тепло, передане конвекцією, визначається за формулою:

$$Q_k = \frac{\bar{\alpha}_k^3 H_k (T_\phi - T_{cm})}{B_p}, \quad (9)$$

де  $\bar{\alpha}_k^3$  – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією до екранних труб;

$T_\phi$  – ефективна температура топкового середовища;

$T_{cm}$  – температура забрудненої стінки поверхні, що сприймає променисту енергію;

$H_l$  – поверхня нагріву, що сприймає променисту енергію;

$B_p$  – розрахункова витрата палива.

Разом з тим, при розрахунку конвективного теплообміну за формулою (9) необхідно враховувати той факт, що узагальнений коефіцієнт тепловіддачі до екранів  $\bar{\alpha}_k^3$  слід відносити до поверхні, яка омивається топковим газом безпосередньо. У загальному випадку ця поверхня відрізняється від поверхні екранів, що сприймають променисту енергію приблизно на 10 %.

Розрахунок теплообміну в топці з урахуванням теплопереносу конвекцією при спалюванні суміші доменного та природного газів в математичній моделі виконано за наведеною нижче методикою. При цьому розрахункову основу методу складає система рівнянь, що описують теплообмін в топці. До неї відносяться рівняння радіаційного теплообміну топкового середовища з поверхнями нагріву:

$$Q_l = \frac{\delta_0 \varepsilon_k H_l}{B_p} (T_\phi^4 - T_{cm}^4), \quad (10)$$

де  $\delta_0$  – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла;

$H_l$  – променесприймаюча поверхня нагріву;

$T_\phi$  – ефективна температура топкового середовища;

$T_{cm}$  – температура забрудненої стінки поверхні, що сприймає променисту енергію;

$B_p$  – розрахункова витрата палива;

$\varepsilon_k$  – наведена ступінь чорноти топки.

Відповідно до [21], наведений ступінь чорноти визначається за формулою:

$$\varepsilon_k = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_n} + \chi \left( \frac{1}{\varepsilon_\phi} - 1 \right)}, \quad (11)$$

де  $\varepsilon_n$  – ефективна поглинаюча здатність гладкотрубних екранів;

$\varepsilon_\phi$  – ступінь чорноти факела;

$\chi$  – ступінь екранування топкової камери.

При верхньому уведенні доменного газу  $T_\phi$  розраховується наступним чином [20, 22]:

$$T_\phi = \sqrt[3]{\frac{\bar{\alpha}_k H_k \left[ 1 - \sqrt[4]{\varepsilon_m^{om} \left( 1 - \frac{\psi_{om}}{\varepsilon_n} \right)} \right] \left[ 1 - 0.161 l^{\frac{q_{dz}}{n}} (2.12 \cdot 10^{-3} q_v + 1) \right]}{0.92 \cdot 10^{-8} \varepsilon_k H_l \left[ 1 - \varepsilon_m^{cp} \left( 1 - \frac{\psi_{cp}}{\varepsilon_n} \right) \right] l^{\frac{q_{dz}}{n}} (2.12 \cdot 10^{-3} q_v + 1)}}, \quad (12)$$

де

$$n = \begin{cases} 1.4(1.44 - q_{dz}) & \text{при } 0 < q_{dz} \leq 0.65, \\ 0.17(7.18 - q_{dz}) & \text{при } 0.65 < q_{dz} \leq 0.80; \end{cases}$$

$q_v$  – теплонапряга топкового обсягу.

Рівняння теплового балансу камери згоряння:

$$Q_\sigma = \phi(Q_m - I_m''), \quad (13)$$

де  $Q_m$  – корисне тепловиділення в топці, що визначається за [21];

$I_m''$  – ентальпія продуктів згоряння на виході з топки;

$\phi$  – коефіцієнт збереження тепла.

Тепло, передане конвекцією, визначається за формулою (9). Для розрахунку узагальненого коефіцієнта тепловіддачі прийнята еквівалентна швидкість на виході з доменної частини пальника. Середні значення коефіцієнта тепловіддачі складають 50–95 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Замикає рівняння для визначення тепловмісту та, відповідно, температури газів на виході з топки:

$$Q_n + Q_k = \phi(Q_m - I_m''). \quad (14)$$

Розрахунок температури на виході з камери згоряння виконується методом послідовних наближень відповідно до загальноприйнятої методики. Зіставлення температури на виході з топки, розрахованої за запропонованою методикою з експериментальними значеннями, свідчить про добре узгодження досвідчених і розрахункових даних.

## 6.2. Визначення коефіцієнтів ефективності поверхонь нагріву

Одним з важко прогнозованих факторів при зіставленні експериментальних і розрахункових характеристик котлів є коефіцієнти ефективності та забруднення поверхонь нагріву. У даній роботі адаптація математичної моделі виконана шляхом введення в розрахунок поправочних коефіцієнтів, знайдених експериментально-аналітичним шляхом для діючого обладнання.

Кількість теплоти, що сприймається водою в економайзері:

$$Q = D_{жв} (i_{вих} - i_{вх}), \quad (15)$$

де витрату живильної води  $D_{жв}$ , яку визначаємо по щитовому приладу;  
 $i_{вих}$  та  $i_{вх}$  – безпосередніми вимірами температури теплоносія (води).

Поправочний коефіцієнт  $\chi_{ек}$  входить в рівняння теплопередачі в поверхні нагріву:

$$Q = \chi_{ек} k_{теор} \Delta t_{прот} H_{розр}, \quad (16)$$

де  $\Delta t_{прот}$  – температурний напір в поверхні для ідеального протитока;

$H_{розр}$  – площа теплосприймаючої поверхні, яка визначається за кресленнями котла;

$k_{теор}$  – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі.

Поправочний коефіцієнт включає в себе:

– поправку на зменшення площі теплообміну  $H_{розр}$ , оскільки частина трубок в процесі експлуатації може бути заглушена:

$$h_{ек} = \frac{H_{дійсн}}{H_{розр}}; \quad (17)$$

– коефіцієнт ефективності поверхні нагрівання  $\xi_{ек}$ , який може бути більшим або меншим нормативного;

– коефіцієнт переходу до складної схеми теплообміну  $\psi_{ек}$  визначається для прийнятої схеми руху теплоносіїв по різницям температур. Поправочний коефіцієнт:

$$\chi_{ек} = \xi_{ек} \cdot h_{ек} \cdot \psi_{ек} = \frac{D_{жв} (i_{вих} - i_{вх})}{K_{теор} \Delta t_{прот} H_{розр}}. \quad (18)$$

Для підігрівачів повітря:

$$Q_{nn} = V_{нов} ((c_{нов} t)_{вих} - (c_n t)_{вх}). \quad (19)$$

Поправочний коефіцієнт для підігрівачів повітря:

$$\chi_{nn} = \xi_{nn} \cdot h_{nn} \cdot \psi_{nn} = \frac{V_{нов} ((c_n t)_{вих} - (c_6 t)_{вх})}{K_{теор} \Delta t_{прот} H_{розр}}. \quad (20)$$

Значення температурного напору обчислюємо за звичайною методикою для протитоку:

$$\Delta t_{прот} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_m}}. \quad (21)$$

Значення  $k_{теор}$  обчислювалися за нормативною методикою [21] як для випадку без урахування негативних факторів експлуатації.

Знайдені значення  $\chi$  потім вносилися в математичну модель. Перевірка відповідності коефіцієнтів теплової ефективності проводиться з умови збігу розподілу температур в газовому, повітряному, пароводяному трактах котла при розрахунку та за результатами випробувань одного базового режиму. За описаною методикою були визначені значення  $\chi_{ек}$  та  $\chi_{вп}$  для котлів ТП-150-2 (№ 11, 12), ЦКТИ-75/39Ф2-4 (№ 7–9).

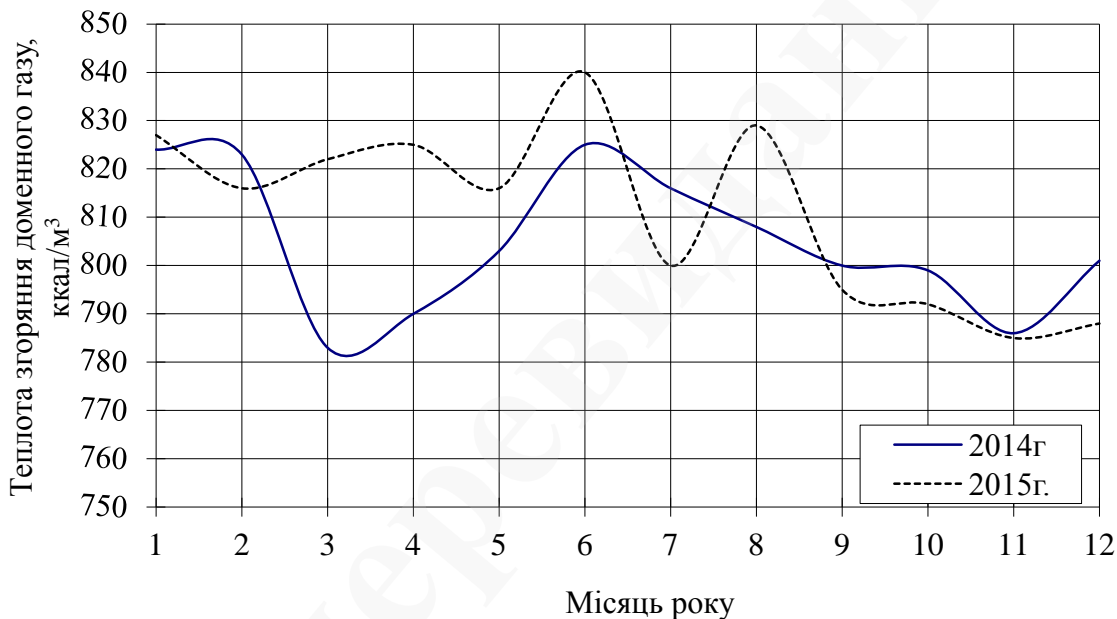
### 6.3. Аналіз властивостей доменного газу та їх вплив на ККД котлів

Доменний газ на ТЕЦ-1 надходить з загальнозаводського колектора з усередненим по всіх доменних печах складом. Газ має високу вологість (до 90–100 %) і в окремі періоди – досить високий вміст пилу. Середня температура його коливається в інтервалі 35–65 °С.

Однією з труднощів при оперативному розподілі навантажень між котлами, які спалюють доменний газ і його суміші, є змінна величини складу та теплоти згорання. Характер впливу складу та теплоти згорання на ККД однозначний: при зниженні теплоти згорання ККД котла зменшується. Причому теплота згорання доменного газу впливає більшою мірою, ніж склад.

Теплота та склад доменного газу змінюється істотно в добовому та річному

розрізах. Це пов'язано з роботою доменних печей та газоочисток. Калориметри для визначення теплоти згорання доменного газу на ТЕЦ-1 відсутні. За даними лабораторії газового аналізу комбінату проаналізовані зміни складу та теплоти згорання доменного газу. На рис. 4 показаний характер зміни теплоти доменного газу протягом двох останніх років. Явних сезонних залежностей теплоти згорання та складу газу не встановлено. Так як склад газу залежить від багатьох факторів (поставок і якості коксу, складу шихти, ходу печі та ін.), прогнозувати характеристики доменного газу не представляється можливим.



**Рис. 4.** Зміна теплоти згорання доменного газу протягом року

Для урахування властивостей доменного газу при оптимізації навантажень можна піти двома шляхами:

- встановити на ТЕЦ-1 калориметр, отримувати оперативну інформацію про властивості доменного газу та коригувати у відповідність з нею оптимальні навантаження;

- розподіляти навантаження по середньому складу та теплоту згорання, а при їх зміні вносити поправочні коефіцієнти. У даній роботі використаний другий шлях. За результатами аналізу зміни складу доменного газу визначені середній склад газу та теплота згорання:  $\text{CO}=24.15\%$ ,  $\text{CO}_2=15.97\%$ ,  $\text{H}_2=5.7\%$ . Теплота згорання –  $817 \text{ ккал/м}^3$ .

## 7. SWOT-аналіз результатів дослідження

*Strengths.* Сильною стороною даного дослідження є адаптація розробленої теоретичної моделі розрахунку теплообміну. Проведені експериментальні дослідження на реальних котлоагрегатах підтверджують теоретичні висновки

щодо підвищення енергоефективності котлів середнього тиску.

*Weaknesses.* До слабких сторін можна віднести необхідність початкових капітальних витрат на аналіз системи, де планується впровадження тих чи інших заходів. Дане дослідження розглядає котли після переведення з твердого палива на суміш газів. Теплота та склад доменного газу змінюється істотно в добовому та річному розрізах. Це пов'язано з роботою доменних печей та газоочисток. Калориметри для визначення теплоти згорання доменного газу на ТЕЦ-1 відсутні. Для більш точного аналізу необхідно додатково забезпечити підприємство заходами щодо оцінки складу палива та навантаження на котлоагрегати в конкретний момент часу.

*Opportunities.* Проведене дослідження базується на діючих котлоагрегатах після переведення з твердого палива на рідке (суміш природного та доменного газів). Базуючись на ньому можна проводити розрахунок теплообміну в топці з урахуванням конвективної частки теплообміну в топці. Це, у свою чергу, дозволить підвищити ефективність існуючих систем та відстрокувати заміну устаткування.

*Threats.* Від підприємства, ТЕЦ чи котельної будуть потрібні капітальні вкладення для проведення аналізу котельного устаткування та режимних параметрів.

## **8. Висновки**

1. За розробленою методикою проведено вимірювання частки конвективної складової в топці, яка склала в середньому 20–25 %. Особливості теплообміну в топці були враховані за спеціальною методикою, розробленою для розрахунків при плоскофакельному спалюванні доменної природної суміші.

2. Випробування котлів ТП-150-2 та ЦКТИ-75/39Ф2-4 на основних експлуатаційних режимах дозволили визначити дійсні коефіцієнти ефективності та забруднень конвективних поверхонь нагріву. Їх значення виявилися в 1.2–1.5 рази нижче, ніж рекомендовані нормативним методиками.

3. На основі отриманих експериментальних коефіцієнтів ефективності та забруднень поверхонь нагріву проведена адаптація математичної моделі до реальних умов. Аналіз результатів розрахунку та випробувань показав достатню збіжність за більшістю параметрів. Це дозволяє розраховувати показники роботи котлів на всіх експлуатаційних режимах.

## **Література**

1. Gornshtein, V., Miroshnichenko, B., Ponomarev, A. et. al. (1981). *Metody optimizatsii rezhimov energosistem*. Moscow: Energiia, 336.

2. Venikov, V., Zhuravlev, V., Filippova, T. (1990). *Optimizatsiia rezhimov elektrostantsii i energosistem*. Moscow: Energoatomizdat, 352.

3. Andriuschenko, A., Zmachinskii, A., Poniatov, V. (1974). *Optimizatsiia teplovykh tsiklov i protsessov TES*. Moscow: Vysshaia shkola, 279.

4. Andriuschenko, A., Aminov, R. (1983). *Optimizatsiia rezhimov raboty i parametrov teplovykh elektrostantsii*. Moscow: Vysshaia shkola, 255.



5. Aminov, R. (1994). *Vektornaia optimizatsiia rezhimov raboty elektrostantsii*. Moscow: Energoatomizdat, 304.
6. Kalikhman, I., Voitenko, M. (1979). *Dinamicheskoe programmirovaniye v primerakh i zadachakh*. Moscow: Vysshaya shkola, 125.
7. Barochkin, E., Zhukov, V., Ulanov, D. (2009). Raspredeleniye nagruzki mezhdu turboagregatami teploelektrotsentrali s ispolzovaniem printsipa optimalnosti Belmana. *Vestnik IGEU*, 3, 11–14.
8. Madejski, P., Janda, T., Modlinski, N., Nabaglo, D. (2016). A Combustion Process Optimization and Numerical Analysis for the Low Emission Operation of Pulverized Coal-Fired Boiler. *Developments in Combustion Technology*, 33–76. doi: <http://doi.org/10.5772/64442>
9. Maximov, A. (2008). *Radiative Heat Transfer In Boiler Furnaces*. Lappeenranta, 85. Available at: <https://lutpub.lut.fi/bitstream/handle/10024/42028/nbnfi-fe200808041751.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
10. Bordbar, H., Hyppänen, T. (2007). Modeling of Radiation Heat Transfer in a Boiler Furnace. *Advanced Studies in Theoretical Physics*, 1 (12), 571.
11. Mehdizadeh, H., Alishah, A., Astani, S. H. (2016). Study on performance and methods to optimize thermal oil boiler efficiency in cement industry. *Energy Equipment and Systems*, 4 (1), 53–64.
12. Gómez, A., Fueyo, N., Díez, L. I. (2008). Modelling and simulation of fluid flow and heat transfer in the convective zone of a power-generation boiler. *Applied Thermal Engineering*, 28 (5-6), 532–546. doi: <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.04.019>
13. Redko, A., Dzhyoiev, R., Davidenko, A., Pavlovskaya, A., Pavlovskiy, S., Redko, I. et. al. (2019). Aerodynamic processes and heat exchange in the furnace of a steam boiler with a secondary emitter. *Alexandria Engineering Journal*, 58 (1), 89–101. doi: <http://doi.org/10.1016/j.aej.2018.12.006>
14. Hashimoto, N., Watanabe, H. (2016). Numerical analysis on effect of furnace scale on heat transfer mechanism of coal particles in pulverized coal combustion field. *Fuel Processing Technology*, 145, 20–30. doi: <http://doi.org/10.1016/j.fuproc.2016.01.024>
15. Zhang, Y., Luo, R., Dou, Y., Zhou, Q. (2018). Combustion Characteristics and NO<sub>x</sub> Emission through a Swirling Burner with Adjustable Flaring Angle. *Energies*, 11 (8), 2173. doi: <http://doi.org/10.3390/en11082173>
16. Zhang, Y., Li, Q., Zhou, H. (2016). Heat Transfer Calculation in Furnaces. *Theory and Calculation of Heat Transfer in Furnaces*, 131–172. doi: <http://doi.org/10.1016/b978-0-12-800966-6.00005-3>
17. Rahmani, A. (2014). Numerical Investigation of Heat Transfer in 4-Pass Fire-Tube Boiler. *American Journal of Chemical Engineering*, 2 (5), 65. doi: <http://doi.org/10.11648/j.ajche.20140205.12>
18. RD 34.09.155-93. *Metodicheskie ukazaniya po sostavleniiu i sodержaniuu energeticheskikh kharakteristik oborudovaniia teplovykh elektrostantsii* (1999). Moscow: SPO ORGRES. Available at: <http://docs.cntd.ru/document/1200039161>

19. Trembovia, V., Finger, E. (1991). *Teplotekhnicheskie ispytaniia kotelnykh ustanovok*. Moscow: Energoatomizdat, 416.

20. Danilin, E., Klochkov, V. (1988). *Kontrol szhiganiia topliva v promyshlennykh kotelnykh ustanovkakh*. Kyiv: Tekhnika, 167.

21. *Teplivoi raschet kotlov (normativnii metod)* (1998). Saint Petersburg: NPO TSKTI, 256.

22. *Teplovye ispytaniia kotla PK-14-2M Magnitogorskogo MK. Tekhnicheskii otchet* (1988). Leningrad: TSECHM.

ТІЛЬКИ ДЛЯ ЧИТАННЯ