

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**Інститут Навчально-науковий інженерно-технічний інститут
ім. акад. І.С. Гулого**

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

_____ Сергей Блаженко
(підпис) (ім'я та прізвище)

«07» лютого 2022 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Валентин Петренко
(підпис) (ім'я та прізвище)

«07» лютого 2022 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Зі спеціальності _____ 144 Теплоенергетика _____
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми

_____ Теплоенергетика та енергоефективні технології _____

на тему: Дослідження теплової ефективності газових водогрійних котлів

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ЗТЕ-2-5М

Лисенко Максим Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

_____ (підпис)

Керівник д.т.н. Недбайло Олександр Миколайович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

_____ (підпис)

Рецензент _____ к.т.н. Ігор Божко _____

(ім'я та прізвище)

_____ (підпис)

Я, як здобувач Національного університету харчових технологій, розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував незарядженої допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела.

_____ (підпис та прізвище здобувача)

Київ – 2022 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 144 Теплоенергетика

Освітньо-професійна програма Теплоенергетика та енергоефективні технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Петренко В.П.

“01” листопада 2021 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Лисенка Максима Сергійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження теплових ефектів газових водогрійних котлів.

керівник роботи д.т.н., проф. Недбайло Олександр Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “01” 11.2021 року № 860-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 06.02.2022 року

3. Вихідні дані до роботи водотрубно-димогарний котел, об'єм топкової камери 0,011 м³; кількість екранних труб 36 шт, теплова потужність 630 кВт, габарити факелу : довжина -1,3 м, діаметр -0,5 м.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналіз інформаційних джерел щодо ефективності спалювання природного газу в котлах різних типів.

2. Обґрунтування концепції водотрубно-димогарного котла.

3. Комп'ютерне моделювання топкового теплообміну.

4. Визначення характерних технологічних параметрів топки.

5. Перелік графічного матеріалу

Презентаційні матеріали Power Point - 13 слайдів .

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз літературних джерел щодо проблематики магістерської роботи	16.11-17.11.2021	Виконано
2	Визначення параметрів та тепловологісних характеристик тепло утилізаційних систем	18.11-15.12.2021	Виконано
3	Визначення показників теплової ефективності у різних режимах експлуатації котла	16.12-19.01.2022	Виконано
4	Розроблення рекомендацій щодо впровадження вище зазначеного обладнання для котлів з підвищеним вологовмістом відхідних газів	20.01-01.02.2022	Виконано
5	Формулювання висновків	02.02-04.02.2022	Виконано
6	Оформлення роботи, проходження рецензування	05.02-06.02.2022	Виконано

Здобувач _____

Плющенко О.С.

Керівник роботи _____

Недбайло О.М.

АНОТАЦІЯ

Основним паливом, споживаним підприємствами комунальної енергетики, залишається дефіцитний в Україні природний газ. Скорочення споживання природного газу, а також зменшення викидів шкідливих речовин газоспоживним котельним устаткуванням на підприємствах комунальної теплоенергетики представляються актуальними задачами.

Ефективність запропонованих технічних рішень визначалася за таким загальним планом:

- огляд відомих перспективних конструкцій;
- проробка концепції нового водотрубно-димогарного котла;
- розробка комп'ютерних моделей топок жаротрубно-димогарних котлів типових конструкцій та топки водотрубно-димогарного котла;

Можливість відтворення топкового теплообміну водотрубно-димогарного котла на фізичній лабораторній малопотужній моделі оцінювалася за збіжністю визначальних критеріїв подібності, розрахованих для топки котла і моделі. Результати розрахунків визначальних критеріїв подібності топки водотрубно-димогарного котла і лабораторної моделі показали значну розбіжність критеріїв подібності. Забезпечити збіжність критеріїв при створенні фізичної моделі в лабораторних умовах не представляється можливим. Стає доцільним моделювання топкового теплообміну засобами обчислювальної газодинаміки.

Ключові слова: природний газ, конструкція топки, водотрубний котел, числа подібності, теплообмін.

ANNOTATION

Natural gas, which is in short supply in Ukraine, remains the main fuel consumed by communal energy companies. Reducing the consumption of natural gas, as well as reducing emissions of harmful substances by gas-consuming boiler equipment at municipal heat companies are urgent tasks.

The effectiveness of the proposed technical solutions was determined by the following general plan:

- review of known promising designs;
- elaboration of the concept of a new water-pipe-smoke boiler;
- development of computer models of fireboxes of fire-tube-flue boilers of standard designs and fireboxes of water-pipe-flue boiler;

The possibility of reproducing the furnace heat exchange of a water-tube-flue boiler on a physical laboratory low-power model was evaluated by the convergence of the determining similarity criteria calculated for the boiler furnace and the model. The results of calculations of the determining criteria for the similarity of the furnace of the water-pipe boiler and the laboratory model showed a significant discrepancy between the similarity criteria. It is not possible to ensure the convergence of criteria when creating a physical model in the laboratory. It becomes expedient to model flue heat exchange by means of computational gas dynamics.

Key words: natural gas, firebox design, water pipe boiler, similarity numbers, heat exchange.

ЗМІСТ

ВСТУП6
1 ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ВОДОГРІЙНИХ ЖАРОТРУБНО-ДИМОГАРНИХ КОТЛАХ .	.7
1.1 Опалювальні котли та їх робота у тепломережах. Жаротрубно-димогарні котли7
1.2 Спалювання газу у топках жаротрубно-димогарних котлів .	.17
1.3 Топковий теплообмін22
1.4 Формування оксидів азоту та технології скорочення шкідливих викидів26
1.5 Обґрунтування необхідності удосконалення топок . .	.33
1.6 Вплив на топковий конвективний теплообмін як напрямок модернізації котлів34
2 ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В ТОПЦІ ВОДОТРУБНО- ДИМОГАРНОГО КОТЛА36
2.1 Обґрунтування концепції водотрубно-димогарного котла .	.36
2.2 Моделювання теплообміну у жарових трубах-топках . .	.38
2.3 Порівняння теплофізичних характеристик топки водотрубно-димогарного котла та моделі.43
3 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТОПКОВОГО ТЕПЛООБМІНУ ВОДОТРУБНО-ДИМОГАРНОГО КОТЛА .	.45
3.1 Особливості постановки задачі45
3.2 Вихідні умови для числового комп'ютерного моделювання .	.55

4 РЕЗУЛЬТАТИ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	
ТЕПЛООБМІНУ У ТОПКОВОМУ ПРОСТОРИ КОТЛА68
4.1 Розрахункові значення температурних характеристик топки68
4.2 Розрахункові значення теплообмінних та технологічних	
параметрів топки72
ВИСНОВКИ86
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ87

ВСТУП

Енергетична незалежність України є однією із ключових проблем на шляху інтеграції країни у Євросоюз. Стратегічну важливість теплозабезпечення населення важко переоцінити. Теплозабезпечення не тільки впливає на розвиток економічних взаємовідносин у державі. Порушення постачання теплової енергії спричиняє зростання соціального напруження і становить загрозу національній безпеці.

Незважаючи на те, що частка природного газу у енергетичному паливному балансі України у 2013 році скоротилася, вона залишається неприпустимо великою та складає близько 31%, що майже вдвічі перевищує аналогічний показник країн Євросоюзу.

Підприємства комунальної теплоенергетики витрачають 6,5 - 8 млрд. м³ н природного газу для опалення населення та 10,5 млрд. м³ н із урахуванням придбання теплоти від ТЕЦ на опалення бюджетних установ. У системі теплозабезпечення експлуатується 35424 котельні, в яких встановлено 80070 котлів, з яких 15871 котел відпрацювали більше 20 років. Розрахунки показують, що за рік при спалюванні природного газу у котлах в атмосферу викидається біля 80 млрд. м³ н продуктів згорання палива з середньою температурою 190°C, 1,3 тис. т оксидів азоту, 5,1 тис. т оксиду вуглецю, 9,2 млн. т діоксиду вуглецю. Фізичне та моральне зношення основних виробничих фондів підприємств комунальної теплоенергетики, панування на внутрішньому ринку України іноземних компаній і постачання ними обладнання і технологій, витіснення вітчизняної продукції з ринків – на усунення таких чинників сьогодні повинна бути спрямована державна політика та діяльність органів влади.

1 ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПРИРОДНОГО ГАЗУ В ВОДОГРІЙНИХ ЖАРОТРУБНО-ДИМОГАРНИХ КОТЛАХ

1.1 Опалювальні котли та їх робота у тепломережах. Жаротрубно-димогарні котли

Розвиток систем теплопостачання в Україні нерозривно пов'язаний із електрифікацією та індустріалізацією СРСР. Відповідно до плану ГОЕЛРО, прийнятому в 1920 році, функції централізованого енергопостачання населення поклала на себе радянська держава. В умовах планового соціалістичного господарства централізоване теплопостачання успішно розвивалося за унікальною вітчизняною схемою, а в 1941 році СРСР вийшов по розвитку централізованого теплопостачання на перше місце в світі. Дещо пізніше, директивами XX з'їзду КПРС по шостому п'ятирічному плану розвитку народного господарства на 1956-1960 роки, системи централізованого теплопостачання населених пунктів були визнані найбільш ефективними і далі розвивалися шляхом будівництва ТЕЦ, а також районних та квартальних котелень. До середини 60-х років у СРСР відпуск теплової енергії централізованими системами теплопостачання склав приблизно 50% загального тепло споживання [1]. Таким чином, принцип розвитку енергетики України по шляху централізації, наказаний директивно, наклав свій відбиток як на розвиток систем теплопостачання, так і на конструкторські рішення у вітчизняному котлобудуванні. Працівники цієї галузі, виконуючи поставлені завдання, за період існування СРСР розробили і налагодили серійний випуск опалювальних водогрійних котлів різних типів і потужностей.

Це устаткування, в цілому, відповідало умовам роботи централізованих тепломереж і задовольняло наступним вимогам:

- надійність роботи і максимальна ремонтпридатність устаткування силами експлуатуючої організації при мінімальних матеріальних витратах і технічній оснащеності;
- низька вартість устаткування;
- придатність устаткування для довготривалої експлуатації;
- простота ремонту та обслуговування;
- економічність.

Парк котлів, що на даний час знаходяться в експлуатації у тепломережах України, можливо умовно розділити на такі категорії:

- чавунні водогрійні котли тепловою потужністю від 0,25 МВт до 1 МВт.
- сталеві водотрубні парові котли різноманітних конструкцій з природною циркуляцією та паропродуктивністю від 1 до 75 т/год;
- сталеві водотрубні водогрійні котли тепловою потужністю від 0,5 МВт до 180 МВт.

Часткова дезінтеграція централізованих систем теплопостачання, приватне і комерційне будівництво, що розвернулося, стимулювали впродовж останніх 15...20 років не лише ввезення до України закордонного котельного устаткування, але також сприяли виробництву вітчизняних опалювальних котлів. Важливо відзначити, що зарубіжна опалювальна техніка розвивалася у відмінних від СРСР умовах [2] і визначальними вимогами до неї були:

- можливість безперебійної роботи в автоматичному режимі без втручання обслуговуючого персоналу;
- малі витрати на доставку, монтаж і пусконаладжувальні роботи при вводі обладнання і мінімум сервісного обслуговування при експлуатації;
- ремонтпридатність з можливістю блокової заміни вузлів, що вибули з ладу, мінімальною потребою часу і трудомісткістю;

– економічність та екологічність.

Вітчизняні виробники котельного обладнання все частіше беруть за основу наведені стандарти. Експлуатація такого устаткування, яке частіше за все встановлюється наново, ведеться в полегшених умовах. При прокладці та експлуатації тепломереж використовуються сучасні матеріали і технології. Справа йде іншим чином, коли котельне обладнання замінюється в протяжних і розгалужених теплових мережах, які експлуатуються десятками років. Не дивно, що провідні зарубіжні виробники обладнання в таких випадках наполегливо рекомендують одночасно проводити і відповідні налагоджувальні роботи [3].

Функціональні можливості сучасних водогрійних котлів можна проілюструвати за допомогою таблиці 1.1, що надає характеристику котельного обладнання, що виготовляється та експлуатується у США [4].

Таблиця 1.1. Порівняння функціональних можливостей котлів

Характеристика / тип котла	Чавунний	Жаротрубно-димогарний	Водотрубний
Ефективність	Низька	Висока	Середня
Площа для розміщення	Мала	Середня або велика	Мала
Експлуатаційні витрати	Середні або великі	Низькі	Середні
Вартість	Середня	Середня або висока	Низька або середня
Кількість наявних модифікацій	Мала	Велика	Середня
Призначення котла/межі робочого тиску	Генерація гарячої води та пари низького тиску /-	Генерація гарячої води та пари низького та високого тиску / 2,41 МПа	Генерація гарячої води та пари низького тиску /-
Максимальна теплова потужність	1,96 МВт	14,70 МВт	–
Сфера застосування	Опалення/технологічні потреби	Опалення/технологічні потреби	Опалення

Сприймати, наведену вище, характеристику в умовах роботи тепломереж України можна із певними уточненнями, які полягають у наступному.

Характерною особливістю і значною перевагою водогрійних жаротрубно-димогарних котлів перед іншим обладнанням слід вважати простоту тягодуттьового тракту. Жаротрубно-димогарні котли, як правило, оснащуються блочними вентиляторними пальниками і працюють під надлишковим тиском димових газів. Такий принцип роботи дозволяє виключити димосос із складу тягодуттьового тракту, забезпечивши при цьому стабільну роботу котла на часткових навантаженнях. Випуск водотрубних опалювальних котлів, які також придатні для роботи під наддувом, потребує застосування у конструкції таких котлів газощільних цільнозварних екранів або збірних панелей. У першому випадку необхідне значне збільшення обсягу зварювальних робіт. Застосування збірних екранних панелей, в свою чергу, потребує освоєння нових технологій і також не сприяє здешевленню продукції. Тому задекларовану деякими спеціалістами низьку вартість водотрубних котлів слід вважати суперечливою. Наприклад, за даними британських спеціалістів, середня вартість жаротрубно-димогарного котла на 40% нижча, ніж вартість аналогічного водотрубного [5]. Російські спеціалісти також звертають увагу на значно нижчу вартість жаротрубно-димогарних котлів [6]. Вартість жаротрубно-димогарних котлів може значно зростати при включенні у технологію їх виготовлення термообробки та технологічних процесів формування гофрованих жарових труб-топок, необхідних для котлів високої продуктивності та тиску.

Питання водно-хімічних режимів централізованих тепломереж завжди було актуальним, оскільки якість води є основним чинником надійності функціонування котлів. Підтвердженням слід вважати вихід у Російській Федерації типової інструкції з технічної експлуатації, яка регламентує ще жорсткіші вимоги до водно-хімічних режимів тепломереж. Фактично, цей

документ переносить на системи комунального теплопостачання високі вимоги «Правил технической эксплуатации тепловых электростанций и сетей РАО «ЕЭС России» [7].

Вода протяжних і розгалужених теплових мереж має властивості, які спричиняють в котлах негативні явища:

- формування накипу в поверхнях нагріву внаслідок роботи тепломереж із значним підживленням і високою жорсткістю мережної води;
- зниження надійності роботи поверхонь нагріву із-за потрапляння в них великої кількості залізоокисних часток, шламу і твердих тіл;
- пошкодження поверхонь нагріву окиснювачем, який присутній в воді у вигляді розчиненого газу. Налагодження водно-хімічних режимів роботи тепломереж є складним задачею і обумовлюється не лише хімічними властивостями вихідної води, а і мірою її забруднення механічними включеннями. Також необхідно враховувати конструктивні особливості водогрійних котлів тепломереж. Ці питання раніше висвітлювалися в технічній літературі [7, 8]. Але враховуючи накопичений сучасний досвід, необхідно додати наступне.

Чавунні водогрійні котли є поширеними в опалювальних котельнях невеликої потужності (будинкові і квартальні котельні). В основному представлені котлами старих типів («Універсал», НРч, «Енергія», «Мінськ», «Тула», Стреля, Стребеля, «Факел»). Такі котли, як правило, застосовуються для малопотужних систем опалення з низьким робочим тиском мережної води. Чавунні секції, які є складовими котлів, виготовляються литвом, мають грубу внутрішню поверхню, що сприяє прискореному відкладенню накипу. Складна конфігурація водяного простору створює сприятливі умови для скупчування механічних включень, порушення циркуляції води і погіршення умов теплообміну. Котли не пристосовані для видалення шламу і механічних часток із водяного простору. Пошкодження котлових секцій унаслідок місцевого перегріву, а також при появі недопустимих температурних напружень – основні причини виходу з ладу таких котлів. Ремонт із заміною

пошкоджених секцій – тривала і трудомістка операція. Не зважаючи на те, що ремонтні роботи можуть проводитися низькокваліфікованим персоналом, потрібне трудомістке розбирання і відновлення кладки теплоізоляції котла. Єдиним можливим способом очищення поверхонь нагріву є хімічна промивка. Але в більшості випадків чавунні котли не дозволяють проводити якісні хімічні промивки. Сучасні імпорتنі і вітчизняні секційні чавунні водогрійні котли, оснащені блочними вентиляторними пальниками, заслуговують на окрему увагу. Окрім своєї практично повної непридатності до ремонтів і чищень, котли мають форсовані топки, теплове напруження яких відповідає умовами роботи сталевих жаротрубно-димогарних котлів і досягає $1,2 \text{ МВт/м}^3$. Поверхнєве кипіння на стінках таких топок веде до прискореного відкладення накипу і пошкодженню секцій. З причини високих теплових навантажень поверхонь нагріву при малому водяному об'ємі, котли вимагають забезпечення постійного потоку мережної води. Слід відзначити високу вартість такого устаткування.

Жаротрубно-димогарні водогрійні котли в Україні здебільшого представлені котлами типів КСВа, КВСа, КВа, КВ, КСв, КСВТ виробництва країн пострадянського простору. За останні 15 років ввезено і встановлено певну кількість жаротрубно-димогарних котлів, вироблених в Італії, Німеччині і Чехії. Налагоджено серійне виробництво жаротрубно-димогарних котлів і багатьма підприємствами України. Однак одинична максимальна потужність вітчизняних жаротрубно-димогарних котлів не перевищує 5 МВт. Виготовлення котлів більших потужностей пов'язано із освоєнням складних і дорогих технологій, на що вітчизняні виробники не зважаються. Особливості роботи водогрійних жаротрубно-димогарних котлів у тепломережах достатньо повною мірою описані. Котли мають великий осаджувальний об'єм, тому є збірниками твердих механічних домішок і шламу, що скупчуються в нижній частині обичайки довкола жарової труби, порушують циркуляцію води, погіршують локальний теплообмін і часто приводять до прогорання стінок топки. Поширену думку про те, що теплові

деформації і переміщення гофрованої жарової труби в при роботі котла здатні очищати її стінки від накипу було давно спростовано. Котли схильні до кисневої корозії поверхонь нагріву. Задовільна продувка від шламу і механічних домішок у жаротрубно-димогарних котлах ускладнена і потребує спеціальних конструктивних рішень. З цієї причини використання антинакипінів в технології водопідготовки практично виключається. Висловлювану окремими фахівцями тезу про ремонтпридатність таких котлів слід визнати скоріше декларативною, оскільки конструкції жаротрубно-димогарних котлів, що на даний час реалізуються на ринку України, практично не пристосовані під капітальні ремонти, пов'язані із заміною жарових або димогарних труб. Вітчизняні виробники котельного устаткування, як правило, копіюють західні стандарти і не використовують наявний досвід конструювання і обслуговування жаротрубно-димогарних котлів. Наприклад, ремонтпридатність і можливість проводити чищення водяного простору для локомотивних і суднових парових жаротрубно-димогарних котлів були невід'ємними. До переваг жаротрубно-димогарних котлів слід віднести низький гідравлічний опір і велику теплову акумулюючу здатність. Впровадження технологій із зниження викидів NOx у жаротрубно-димогарних котлах дає більший ефект, ніж у водотрубних.

Водотрубні водогрійні котли в переважній більшості представлені котлами НИИСТУ-5, або котлами типів КВГ, ТВГ, КБНГ, ПТВМ, КВ-ГМ, включаючи котли «тунельного» типу. Основними пошкодженнями водотрубних котлів є пошкодження металу топкових екранів, що може відбуватися внаслідок локальних перегрівів, а також пошкодження за рахунок низькотемпературної корозії. Дедалі більше поширюються блочні водотрубні котли. Вони можуть бути газощільними, мати високу заводську готовність і поставлятися на монтаж разом з опорною рамою - полозками і встановлюватися на панельний фундамент. Як приклад, можна навести котли блочного типу серій КБНГ і КВВ. Недоліками водотрубних котлів слід вважати великий гідравлічний опір. При значному забрудненні цей опір може

збільшуватися до 0,6 МПа. Велика кількість зварних з'єднань у конструкціях таких котлів знижує надійність, значно підвищує собівартість і не завжди компенсується високою ремонтпридатністю.

Останні декілька років на ринку України спостерігається поширення водогрійних котлів так званого гідронного типу. Поверхні нагріву в таких котлах виконані у вигляді теплообмінників «швидкісного» типу, складених з оребрених трубних поверхонь. Котли оснащуються інфрачервоними пальниками з навивкою із термостійкої керамічної нитки. Висока швидкість мережної води (>2 м/с) у поверхнях нагріву запобігає виникненню кипіння, завдяки чому котли невибагливі до водно-хімічних режимів тепломереж. Незважаючи на досить високі техніко-економічні та екологічні показники, особливості конструкції поверхонь нагріву та пальників обмежують технічні можливості таких котлів. По-перше, максимальна потужність гідронного котла складає ≈ 2000 кВт. По-друге, за відгуками спеціалістів, котли вибагливі до будови та технічного стану димоходів котельної. Питання ремонтпридатності при роботі таких котлів в умовах підприємств комунальної енергетики також має бути вирішеним.

Із наведеного можна зробити наступні висновки. Конструктивні недоліки жаротрубно-димогарних котлів частіше за все виявляються при роботі в умовах неналежних водно-хімічних режимів. Тому незважаючи на думку деяких спеціалістів про безперечну перевагу жаротрубно-димогарних котлів, суттєвими їх недоліками при роботі у вітчизняних тепломережах все одно залишаються:

- низька надійність частини поверхонь нагріву, які працюють у зоні високих температур (жарова труба, початкові ділянки димогарних труб та примкнені до них ділянки трубних дошок);

- прискорене випадання та накопичення шламу у нижній частині водяного простору;

- жорсткість конструкції та її схильність до формування термічних напружень;

- наявність кисневої корозії поверхонь нагріву;
- обмежена ремонтпридатність.

Таким чином, актуальною задачею є створення концепту жаротрубно-димогарного котла, адаптованого для виготовлення, встановлення і роботи в умовах підприємств вітчизняних теплових мереж.

Жаротрубно-димогарний котел, загалом, є вдалою конструкцію, являє собою «органическое соединение котла и топки». Циліндричний котел (рис. 1.1) винайдений на початку 19-го сторіччя американцем Олівером Евансом та англійцем Річардом Тревітіком і призначався для генерації технологічної пари. Удосконалення циліндричного котла, головним чином, здійснювалося збільшенням паропродуктивності за рахунок додаткових поверхонь нагріву, які розміщувалися у водяному просторі. Надалі, у другій половині 19-го сторіччя, були створені дві поширені конструкції жаротрубно-димогарних котлів (рис. 1.2), які із певними модифікаціями використовуються і до теперішнього часу.

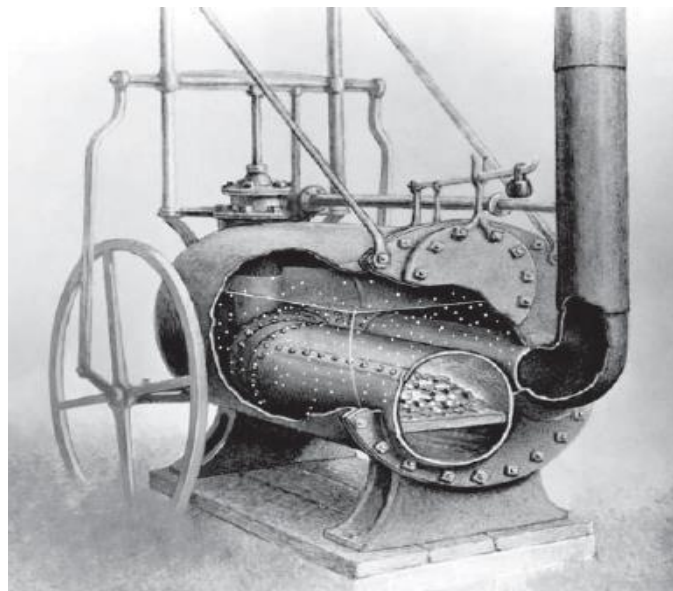


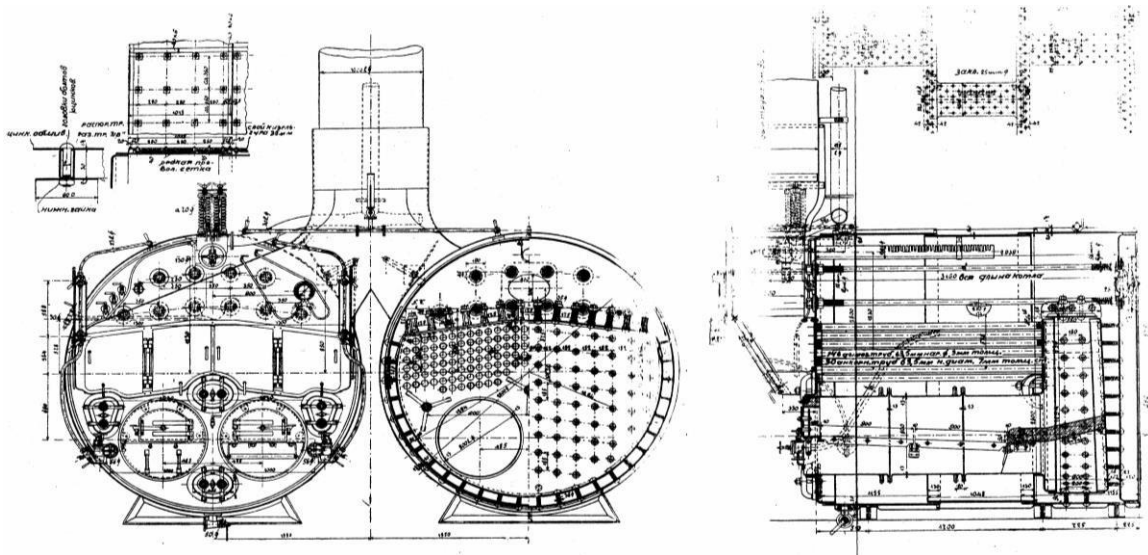
Рис. 1.1. Циліндричний котел Тревітіка

У країнах західної Європи та США випускалися та впроваджувалися жаротрубно-димогарні котли різного призначення, конструкцій і потужності.

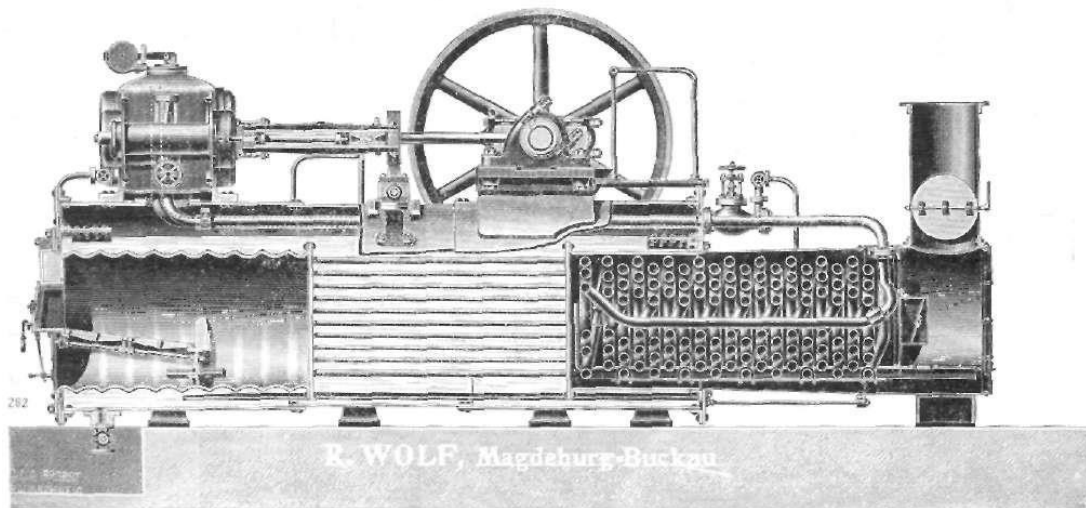
Сильний поштовх тому надала концепція «блочного котла» (package boiler): котел комплектувався, збирався і випробовувався на підприємстві виробника, доставлявся на місце монтажу єдиним транспортабельним блоком і вимагав мінімальних трудовитрат при монтажі та при проведенні пусконаладжувальних робіт. Будова жаротрубно-димогарного котла сприяла використанню такого обладнання в якості концепції «блочного котла». Такі котли удосконалювалися, мали широку номенклатуру і набули поширення у промисловій енергетиці, у системах комерційного та відомчого теплозабезпечення.

Вимоги високої культури експлуатації, обмежені технічні і експлуатаційні характеристики жаротрубно-димогарних котлів не сприяли розробкам та широкому впровадженню таких котлів в умовах планового народного господарства СРСР, де зростання одиничної потужності розглядалося як основний спосіб підвищення техніко-економічних показників енергетичного обладнання. Жаротрубно-димогарні котли мали обмежене застосування та вузьку номенклатуру. Практика використання обмежувалася локомотивними установками, потребами сільського господарства та тепличних комплексів. В окремих випадках жаротрубно-димогарні котли використовувалися в якості опалювальних.

Номенклатура палива, що використовується в жаротрубно-димогарних котлах, різноманітна. Наведений аналіз дозволяє прийти до висновку, що дезинтеграція систем теплопостачання, яка має місце в Україні, ставить нові завдання перед вітчизняними виробниками опалювального обладнання. Зниження локальної теплової потужності теплогерел, яке супроводжує децентралізацію, робить доцільним використання водогрійних жаротрубно-димогарних котлів. У галузі створення та впровадження такого обладнання вітчизняна промисловість значно відстала. Перед Україною стоїть завдання по створенню вітчизняних жаротрубно-димогарних котлів з підвищеними функціональними можливостями.



а



б

Рис. 1.2. Жаротрубно-димогарні котли:

а – шотландський судновий (оборотний) котел; б – локомотивний котел

1.2 Спалювання газу у топках жаротрубно-димогарних котлів

Природний газ являється основним паливом, яке використовується в опалювальних котлах у країнах західної Європи, США і в Україні [9, 10]. Природний газ, як паливо, має багато переваг. Завдяки тому, що газ може транспортуватися системою трубопроводів, загальна інфраструктура

газоспоживчих котелень відрізняється простотою, а газоспоживче обладнання економічністю та компактністю. Незважаючи на те, що складовими природного газу можуть бути негорючі компоненти (азот, двоокис вуглецю), газ практично не містить твердих часток. Виходячи із міркувань мінімізації викидів шкідливих речовин при роботі котлів. природний газ, як паливо, являє собою ідеальний вибір.

Спалювання газу у топках жаротрубно-димогарних котлів значною мірою пов'язане з виникненням сприятливих умов для протікання інтенсивної низькотемпературної корозії поверхонь нагріву (особливо зварних швів) при випаданні кислотного конденсату з димових газів. При цьому надійна робота поверхонь нагріву може бути забезпечена:

- застосуванням 4-х ходових змішувачів опалювального контуру;
- використанням в конструкціях котлів матеріалів, стійких до корозії;
- влаштуванням концентричних реверсивних камер згорання, оточених димогарними трубами в котлах циліндрової форми (жаротрубно-димогарні котли з реверсивною топкою);
- використанням в конструкціях котлів спеціальних водорозподільних пристроїв, що подають до димогарних труб котла воду, попередньо підігріту в навколотопковому об'ємі;
- влаштуванням двошарових поверхонь нагріву (наприклад димогарні труби duplex, biferrale – поверхні німецької фірми VISSMANN та інш.);
- використанням «гідравлічних стрілок» у теплових схемах котелень;
- застосуванням насосів рециркуляції мережної води (антиконденсатні насоси).

Корозія поверхонь нагріву викликає передчасний знос котла та приводить до серйозних пошкоджень і аварій. Заходи по запобіганню низькотемпературній корозії неодмінно повинні впроваджуватися при створенні конструкцій сучасних опалювальних котлів.

Жаротрубно-димогарні котли, як правило, виконуються у вигляді моноблочної газощільної системи. Конструктивні схеми водогрійних

жаротрубно-димогарних котлів передбачають розміщення у межах обичайки (у водяному просторі) жарової труби-топки циліндричної форми, що, в свою чергу, потребує формування у топковому просторі факелу витягнутої конфігурації. Будова типового водогрійного жаротрубно-димогарного котла, який споживає природний газ, наведена на рис. 1.3. У просторі обичайки 1 розташована жарова труба-топка 2 та димогарні труби 3, які закріплені між двома трубними дошками 4. На виході димових газів із топки розміщується вогньова камера, яка служить для збору, розвороту димових газів і їх розподілу між димогарними трубами. На виході із тягодуттєвого тракту котла розташована димова коробка 6. Патрубки для входу, виходу мережної води 7, а також запобіжні пристрої 9 розташовуються зверху. Пальниковий пристрій 8 та блок управління 11 знаходяться зі сторони фронту. Газ до пальникового пристрою підводиться через рампу 10. Котел розміщується на опорній рамі 5. Особливості устрою топки та тягодуттєвого тракту визначають класифікацію жаротрубно-димогарних котлів:

- двох-, трьох- або чотирьохходовий котел із охолоджуваною вогньовою камерою (рис. 1.4 а);
- двох або трьохходовий котел із неохолоджуваною вогньовою камерою (рис. 1.4 б);
- двох-, трьох- або чотирьохходовий котел із вогньовою камерою з частковим охолодженням (рис. 1.5 в);
- двохходовий котел із реверсивною (тупиковою) камерою згорання із охолодженою тиловою частиною (рис. 1.4 г);
- двохходовий котел із реверсивною (тупиковою) камерою згорання із неохолодженою тиловою частиною.

Евакуація димових газів із топкового простору може здійснюватися через вогньові труби, які формують другий хід димових газів. В такому випадку вогньова камера у конструкції котла може бути відсутньою. Особливостями топок газових жаротрубно-димогарних котлів слід вважати високу ступінь екранування ($\chi \approx 1$), а також високий рівень теплової

напруженості топкового об'єму q_V . В залежності від потужності та робочого тиску середі жарова труба-топка може мати рівні або хвилясті бокові стінки різного профілю.

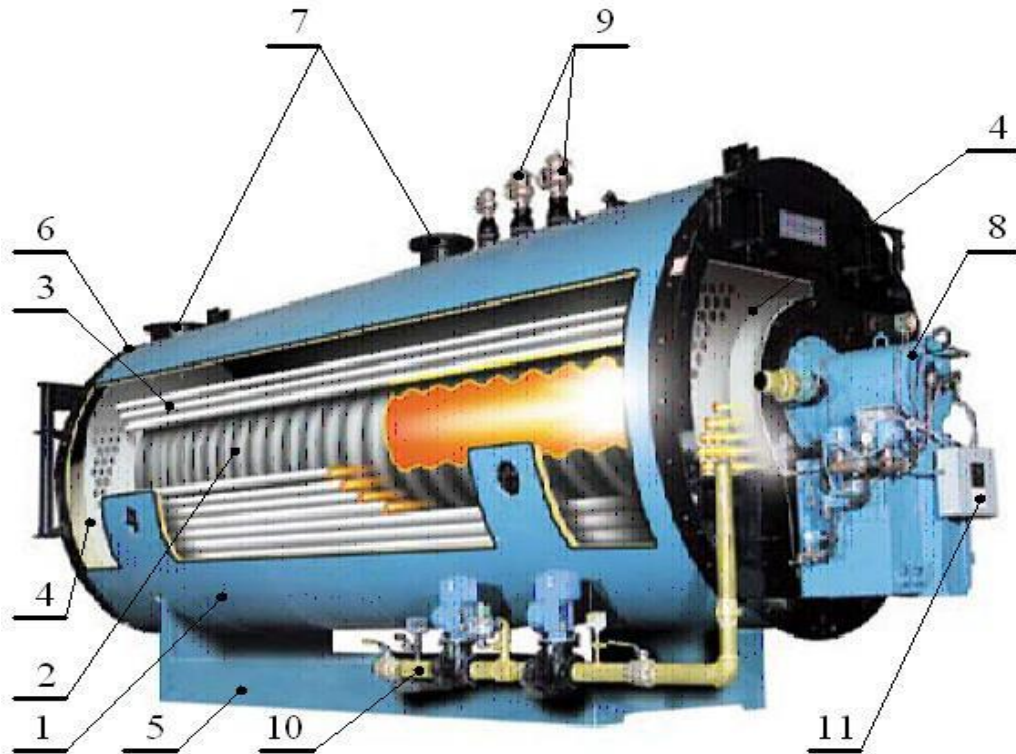


Рис. 1.3. Будова газоспоживчого водогрійного жаротрубно-димогоарного котла

Пальникові пристрої котлів, як і загальноприйняті промислові пальники, працюють при дифузійному спалюванні газу. Як правило, топка оснащується блочними вентиляторними пальниками (рис. 1.5). Основними вузлами таких пальників є: електродвигун дуттьового вентилятора 2 із робочим колесом 3, повітряна заслінка 5 з сервоприводом 4, сервопривід газового дроселя 6, газовий розподільчий колектор 7, горловина пальника 8 із пристроєм для змішування 9 та електронний блок 10. Вузли закріплюються та розміщуються у корпусі 1, який фіксується на топці котла. Уведення газу у потік дуттьового повітря здійснюється у вихідній частині горловини пальника за допомогою системи отворів.

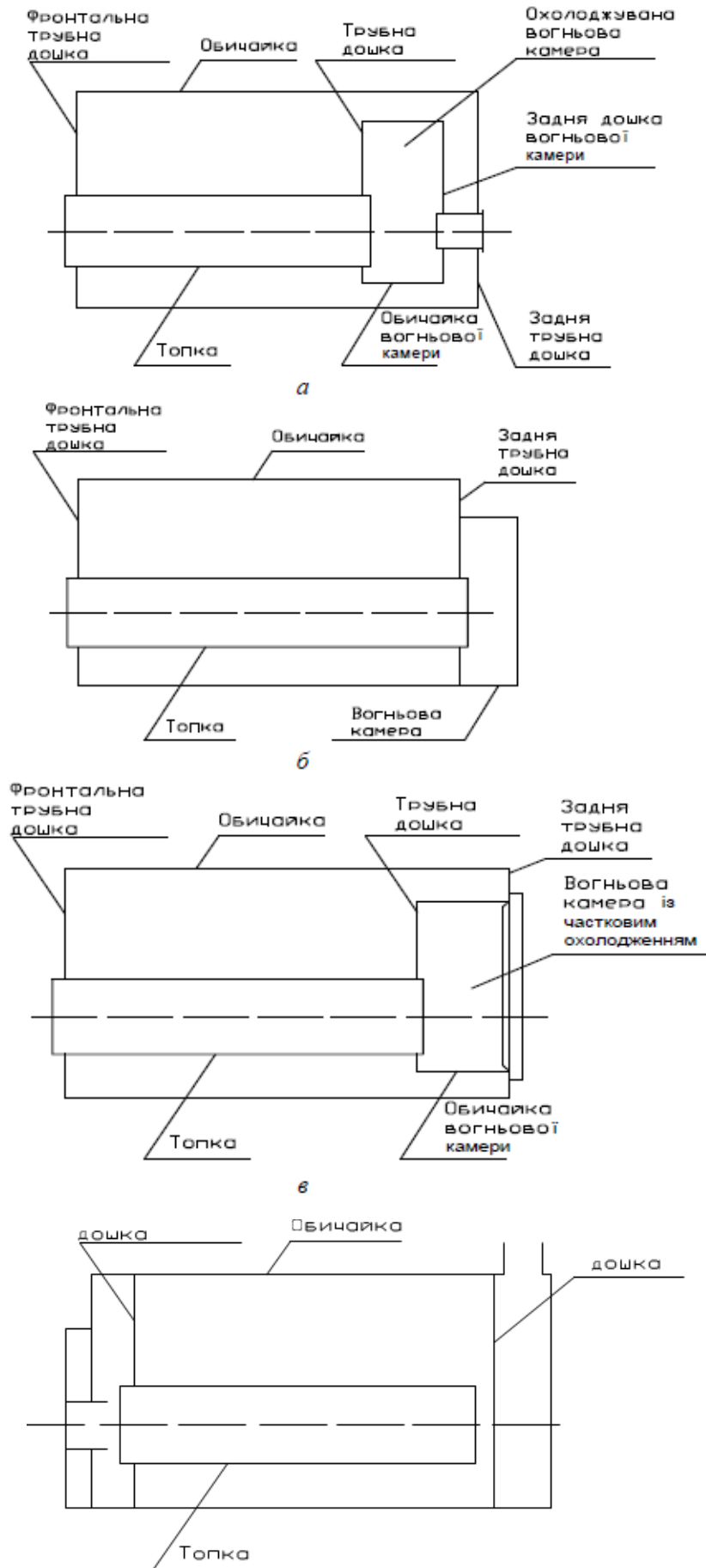


Рис. 1.4. Класифікація жаротрубно-димогоарних котлів

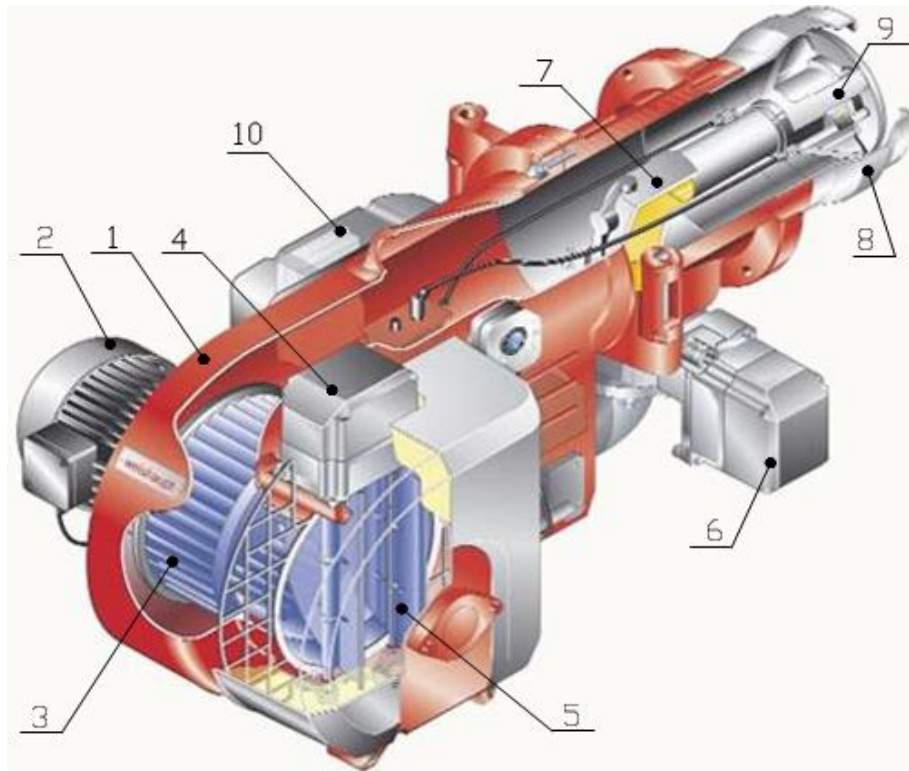


Рис. 1.5. Будова газового блочного вентиляторного пальника

Остаточне формування паливної суміші та її горіння проходить у топковому об'ємі. Пальник дозволяє роботу котла під наддувом, а також надає можливість регулювати параметри горіння на часткових навантаженнях із збереженням високої ефективності горіння. Блочні вентиляторні пальники інтегруються в системи управління опалювальними котлами. Пальники укомплектовані газовою арматурою, автоматикою розпалу і безпеки. По принципу регулювання потужності розрізняють одно-, дво-, триступінчаті і модуляційні (з плавним регулюванням) пальники. Розгорнута номенклатура жаротрубно-димогарних котлів та пальникових пристроїв, розповсюджених в Україні, надана в роботі.

1.3 Топковий теплообмін

Горіння паливної суміші у жаровій трубі-топці котла супроводжується складним теплообміном, який змінює властивості компонентів горіння, що в

свою чергу впливає на місцеві концентрації цих компонент. Варіації теплофізичних параметрів та концентрацій визначають розподіл теплових потоків на топкових поверхнях нагріву. Такі коливання впливають на хід хімічних перетворень, техніко- економічні та екологічні характеристики котлоагрегатів. Зокрема, це стосується формування хімічного недопалу (q_3) та оксидів азоту.

Взаємодію теплових потоків при роботі топкової камери можна проілюструвати схематично (рис. 1.6). Ця взаємодія здатна формувати замкнуті контури, у яких один із теплових потоків впливає на інші. Температура стінок топки ($T_{ст}$) обмежує кількість теплоти, яка передається у межах теплової системи (топкової камери). Зміна потужності випромінювання $G_{рад}$, яка створюється роботою пальника, викликає коливання температури топкової середи. При взаємодії топкових поверхонь нагріву із конвективним та радіаційним тепловими потоками $q_{конв}$ і $q_{рад}$ змінюється температура цієї поверхні. Топкові процеси описуються системою алгебраїчних, диференціальних та інтегральних рівнянь, які наведена у роботі. При спалюванні газоподібного палива до складу такої системи рівнянь включається наступне.

Вагова кількість рідини, яка утворюються у одиниці об'єму за відрізок часу дорівнює

$$\text{div} \vec{\rho w} = K \frac{m}{g} \prod_{i=1}^N x_i^{v_i} \quad (1.1)$$

де K – стала швидкості реакції, яка у нашому випадку головним чином являється функцією температури, m – молекулярна вага продукту реакції, g – прискорення сили земного тяжіння, а $x_i^{v_i}$ це концентрація i -го компонента в об'ємі V_i . З точки зору молекулярної теорії, інтенсивність реакції пропорційна частоті зіткнень молекул, при цьому частота пропорційна концентрації компоненту.

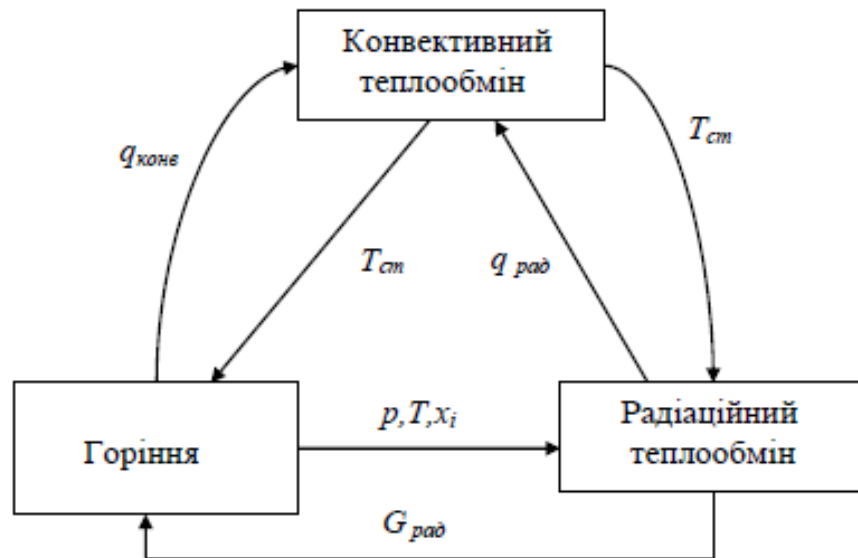


Рис. 1.6. Взаємовплив пов'язаних змінних величин у сполученій тепловій системі

Рівняння руху потоку, яке пов'язує сили інерції із сумою зовнішніх сил і сил внутрішнього тертя, які діють у даному об'ємі рідини

$$\rho \frac{d\vec{w}}{dt} = -\text{grad}(p + \frac{2}{3}\mu \cdot \text{div}(\vec{w})) + 2\text{Div}(\mu \cdot \dot{S}) \quad (1.2)$$

де \dot{S} – тензор швидкостей деформації.

Рівняння збереження енергії

$$uq = -\text{div}(\lambda \cdot \text{grad}(T)) + \text{div}(\rho \cdot C_p \cdot \vec{w} \cdot T) - Z \quad (1.3)$$

де u – об'ємна швидкість хімічних реакцій, q – теплота реакцій, λ – коефіцієнт теплопровідності, C_p – теплоємність середи при постійному тиску, Z – результативне інтегральне випромінювання.

Об'єднане рівняння матеріального обміну та закону діючих мас

$$-\operatorname{div}(\vec{w}x_A) + \operatorname{div}(D \cdot \operatorname{grad}(x_A)) = K_1 \cdot \prod_{i=1}^N x_{A_i}^{n_i} - K_2 \prod_{i=1}^M x_{B_i}^{m_i} \quad (1.4)$$

де x_A – концентрація компоненти, що обрана в якості масштабної; x_{A_i} і x_{B_i} – концентрації вихідних компонент прямої та зворотної реакцій, K_1 і K_2 – сталі швидкостей прямої та зворотної реакцій, D – коефіцієнт дифузії.

Рівняння променистого теплообміну можна записати

$$\frac{1}{k} Z^\circ + 4\sigma_s T^4 = \frac{1}{\pi} \int_{4\pi} p_* d\omega \quad (1.5)$$

$$\frac{1}{A} S^\circ + \sigma_s T_{cm}^4 = \frac{1}{\pi} \int_{2\pi} p_* \cos\varphi d\varpi \quad (1.6)$$

де Z° та S° – результативні інтегральні випромінювання одиниці обмежувальних топкових об'єму та поверхні;

T – температура середи у точці топкового об'єму;

T_{cm} – температура обмежувальної топкової поверхні;

p_* – функція, що описує оптичні властивості середи, розміщеної в топковому об'ємі;

ω – тілесний кут вздовж напрямку променю;

φ – кут між напрямком променю та нормаллю до елемента поверхні.

Функція p_* , що описує оптичні властивості середи, розміщеної в топковому об'ємі, описується наступним чином

$$p_* = \left[\frac{1 - A_\bullet}{A_\bullet} S^\circ + \sigma_s T_{cm}^4 \right] \exp(-\bar{k}r) + \frac{\sigma_s}{\pi} \int_0^r k(r_*) T_*^4 \exp(-\bar{k}_*(r - r_*)) dr_* \quad (1.7)$$

де k – коефіцієнт послаблення променю топковою середою;

A_\bullet – коефіцієнт поглинання обмежувальної топкової поверхні;

S° – результативне інтегральне випромінювання одиниці обмежувальної топкової поверхні;

r – відстань від границі об'єму (початок променю) до точки, в якій визначається інтенсивність променю.

Знаком * позначені поточні значення змінних величин.

Аналітичне розв'язання задачі теплообміну у кожній точці топкової камери можливе за умов одночасного вирішення системи рівнянь (1.1) – (1.7), аналізуючи яку можна припустити, що у топковій камері визначеної конфігурації тепловий потік від топкового середовища до стін залежить від температури і складу топкових газів. У випадку турбулентного руху параметри топкової середовища безперервно змінюються у просторі і часу. Відіграють роль всі характеристики радіаційного теплообміну, зокрема оптична глибина, відхилення спектральних властивостей, а також відхилення інтенсивності випромінювання у просторі. Додаються і всі складності конвективної теплопередачі, а саме ефекти в'язкості, інерційності та турбулентності.

1.4 Формування оксидів азоту та технології скорочення шкідливих викидів

Оксиди азоту є високотемпературним продуктом горіння вуглеводного палива в повітряному середовищі. Природа формування оксидів азоту складна. Визначення кількості оксидів азоту, що утворюється при горінні, у практиці конструювання котельного обладнання є складною задачею.

Оскільки природний газ, як правило, практично не містить молекулярний азот, то утворення оксидів азоту при горінні газу у топці котла здебільшого відбувається за двома механізмами: термічному, який ґрунтується на реакції між атомарним киснем і молекулярним азотом і превалює у високотемпературній зоні факела, та швидкому, що діє у зоні розігрівання паливної суміші і безпосередньо у зоні горіння. Приймаючи

певні спрощення та припущення, вихід «термічних» оксидів азоту можна описати за допомогою рівняння

$$[NO] = \int A e^{\frac{b}{T}} [N_2] \sqrt{[O_2]} dt, \quad (1.8)$$

де A та b – сталі швидкості реакції,

t – час реакції.

Величини у квадратних дужках – концентрації реагентів.

Умови для формування «швидких» оксидів азоту складаються у збагачених паливом низькотемпературних зонах горіння. У турбулентному дифузійному полум'ї зони формування оксидів азоту знаходяться на поверхні розділу багатих і бідних вуглеводневих сумішей в оточенні продуктів згорання. Горіння природного газу у котлах не сприяє утворенню значної кількості «швидких» оксидів азоту. В таких випадках оксиди азоту, головним чином, мають походження за «термічним» механізмом. Загальний вміст «термічних» і «швидких» оксидів азоту при спалюванні газоподібного палива у котлах зазвичай складає більше 80% від загальної кількості викидів забруднюючих речовин в атмосферу. Основним різновидом оксиду азоту, який формується при горінні природного газу у топках котлів, є оксид форми NO. Іншим продуктом є оксид форми NO₂, який формується у значно меншій кількості. Процес окислення NO до форми NO₂ в основному відбувається при виході газів із димових труб. Позначення NO_x є сумарною кількістю NO та NO₂ у перерахунку на NO₂, які утворюються при горінні.

На початковому періоді використання жаротрубно-димогоарних котлів у якості опалювального обладнання, удосконалення технологій топкових процесів головним чином були націлені на покращення механічних характеристик топок, інтенсифікацію топкового теплообміну та зниження недопалу. Однак, у зв'язку із підвищенням екологічних вимог, починаючи із середини 70-х років, все частіше стали появлятися роботи, спрямовані на

дослідження процесів горіння, удосконалення топок і пальникових пристроїв з метою скорочення викидів шкідливих речовин в атмосферу. На даний час технології із скорочення викидів у практиці конструювання і експлуатації котлів малої потужності, як правило, зведені до технологічних заходів, які здійснюються з метою організації особливих режимів горіння, що зменшують утворення оксидів азоту в топках. Такі технології приведені в таблиці 1.2. До таблиці слід додати наступне. Запобігання утворенню стехіометричних умов, а саме, хімічно точного співвідношення необхідної кількості палива і повітря, веде до зниження максимальної локальної температури у факелі (п. 1, таблиця 1.2). Цей метод дозволяє зменшити швидкість перебігу реакції окислення палива і запобігти появі максимальної локальної температури. Використання збагачених паливних сумішей, тобто обмеження доступу кисню, так само як і використання збіднених паливних сумішей, рециркуляції димових газів (у тому числі при додаванні продуктів згорання в потік природного газу), уприскування в зону горіння водяної пари або води знижують рівень максимальної температури у факелі. Рециркуляція димових газів (п. 1.1, таблиця 1.2) може здійснюватися двома способами:

- зовнішня – потоком димових газів, які відбираються з газоходу котла і спрямовуються в пальниковий пристрій і далі потрапляють в потік дуттьового повітря;

- внутрішня – організовується усередині топки за допомогою пальників спеціальних конструкцій.

Технології пп. 1.2...1.3, таблиця 1.2, здійснювані в котлах малої потужності, де, як правило, встановлений один пальник, найчастіше реалізуються шляхом інтеграції цих технологій безпосередньо в пальниковий пристрій. Пальники, що завдяки особливостям своєї конструкції забезпечують такі умови, отримали назву низькоемісійних. Незважаючи на високу ефективність, технологія вприскування води та водяної пари (п. 1.4, таблиця 1.2) не набула поширення. Спеціалісти відзначають супутні технічні проблеми, що ускладнюють впровадження.

Таблиця 1.2. Методи і технології зниження викидів NO_x

Метод або принцип дії	Технологія
1. Зниження рівня максимальної локальної температури у факелі	Рециркуляція димових газів Спалювання із ступінчастою подачею газу Спалювання із ступінчастою подачею повітря Вприскування води або водяної пари Зменшення підігріву дуттьового повітря Підмішування повітря у потік газового палива, що подається у пальниковий пристрій Каталітичне горіння Режимні заходи
2. Скорочення часу існування максимальної локальної температури у факелі	Скорочення часу перебування продуктів горіння в топковому об'ємі Збільшення площі поверхонь нагріву, розташованих в топці Зниження теплового напруження топкового об'єму
3. Комбінації наведених методів і технологій	

Це стосується зростання теплових втрат, формування сприятливих умов для низькотемпературної корозії поверхонь нагріву, міркувань безпеки, складності ведення автоматичного контролю і регулювання режимів роботи. Внаслідок таких складнощів, зокрема в США, така технологія знаходить лише місцеве використання. зокрема в штаті Каліфорнія, де діють жорсткі обмеження викидів NO_x, а також у випадках застосування такої технології у конденсаційних котлах.

Провідними виробниками пальникових пристроїв розроблено і впроваджено велику кількість різноманітних низькоемісійних пальників. Як пристрої, що використовують особливі технології, слід відмітити циклонні

пальники і інфрачервоні пальники з навивкою із термостійкої керамічної нитки. Заслуговує уваги продукція фірми Coen Company, Inc (США), яка, являючись одним зі світових лідерів в області «чистих» технологій спалювання, розробила сімейство ефективних низькоемісійних пальників.

Здійснювати підігрів дуттьового повітря (п. 1.5, таблиця 1.2) до температури більше 50°C не рекомендується: подальше збільшення температури підігріву викликає різке зростання утворення NO_x .

Існує позитивний досвід використання інтенсивного попереднього змішування природного газу і повітря перед подачею в пальниковий пристрій (п. 1.6, таблиця 1.2). У м. Кенер (штат Луїзіана, США) використання такої технології дозволило понизити надлишок кисню в дуттьовому повітрі на 27% і збільшити ККД газотрубного котла потужністю 10 МВт на 3%. Рівень викидів NO_x скоротився на 40%. Тут слід додати, що таке технічне рішення навряд чи можна вважати припустимим в умовах експлуатації обладнання, оскільки в такому випадку зростає ймовірність «проскоку» полум'я у пальник.

Каталітичне горіння (п. 1.7, таблиця 1.2) проходить в газі у присутності каталізаторів, завдяки чому створюються умови для зниження температур горіння нижче порогу утворення «термічних» NO_x . Проте, відмічено високу чутливість цієї технології до зміни навантаження, що обмежує її використання.

Режимні заходи (п. 1.8, таблиця 1.2) можуть мати різноманітний характер. Роботи російських авторів стосуються досліджень, виконаних, головним чином, на водогрійних котлах.

Вплив надлишку повітря на концентрацію NO_x у топкових газах при дифузійному горінні досліджувався в роботі. Особливу увагу слід звернути на те, що криві концентрації NO_x , побудовані як функція надлишку повітря при роботі на сталому навантаженні мають екстремум: точку максимуму. При цьому значення коефіцієнта надлишку повітря виявляється більше стехіометричного ($\alpha > 1$). Зміна надлишку повітря при роботі дифузійного

пальника на сталому навантаженні може супроводжуватися як зменшенням, так і збільшенням концентрації NO_x .

У літературі наведені дані, які стосуються котлів типу «Турбомат-Дуплекс» німецької фірми Viessmann. Котли оснащені пальниками ординарної конструкції, в яких не застосовані технології скорочення викидів NO_x . Одиначна номінальна теплова потужність котлів «Турбомат-Дуплекс» становила 3,4 МВт. Проводилося визначення екологічних характеристик на різних навантаженнях.

Розгорнутий аналіз формування шкідливих речовин у промислових, комерційних та відомчих котлах наданий у документах U.S. ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (Агентство Захисту Навколишнього Середовища США). Представлене розгорнуте зведення даних щодо викидів NO_x та CO , які утворюються при використанні газового палива. Дані стосуються експлуатації газотрубних котлів без технологій скорочення формування шкідливих викидів на навантаженнях більше 70% від номінального.

Під режимними заходами також слід розуміти активний контроль над процесом горіння. Контроль припускає пошук оптимальної позиції між ефективністю горіння і зниженням утворення NO_x . Інший підхід полягає у використанні спеціальних комп'ютерних програм, що дозволяють знаходити оптимальну точку контролю над процесом горіння. Обов'язкову періодичну ревізію і регулювання пальникових пристроїв також слід розглядати як засіб, необхідний для забезпечення роботи котельного устаткування з низькими викидами NO_x .

Заходи, що дозволяють скоротити час існування максимальної локальної температури у факелі (п. 2., таблиця 1.2), можуть реалізовуватися як при конструюванні нового устаткування, так і поєднуватися з режимними і іншими заходами. Наприклад, деякі виробники пальникових пристроїв добиваються зниження викидів NO_x зміною геометричних характеристик

факела. Але такий захід може бути реалізований лише у топках із відповідними характеристиками простору.

Технології можуть використовуватися як окремо, так і спільно (п. 3, таблиця 1.2). Можливість застосування тих або інших технологій визначається типом котла і видом спалювання.

Глибока утилізація теплоти вихідних газів, яка супроводжується конденсацією водяної пари, може значно знижувати викиди NO_x і також вважатися технологією їх скорочення. У Російській Федерації проведені випробування котла КВГМ – 20, який був обладнаний утилізатором теплоти, а також системами зволоження дуттьового повітря і рециркуляцією димових газів. За рахунок проведених удосконалень випробування показали можливість зниження викидів NO_x з 175 мг/м^3 (85 ppm) до 25 мг/м^3 (12 ppm) (тобто у сім разів).

Сучасні технології скорочення викидів NO_x знайшли реалізацію в здійсненому в США демонстраційному проекті під назвою «Суперкотел». Відповідно до проекту розроблений газотрубний котел потужністю 2,9 МВт, призначений для вироблення технологічної пари тиском 0,9 МПа. У конструкції котла були використані чотири підходи:

- спалювання природного газу із ступінчастою подачею повітря, попереднім змішуванням, внутрішньотопковою рециркуляцією і ступінчастим охолодженням димових газів;

- утилізація явної і прихованої теплоти вихідних газів з використанням секціонованих економайзерів, підігрівача повітря із зволоженням і транспортуючого мембранного конденсатора оригінальної конструкції, при цьому коефіцієнт використання палива за нижчою теплотою згорання (КВП) збільшується на 6...12% і складає 92...95%;

- у конвективній частині котла встановлені труби з внутрішнім обребренням, що збільшує теплообмін по відношенню до поширеної нині практики, дає можливість зменшити габарити котла і скоротити його масу на 30%;

– високоавтоматизоване і надійне управління горінням і процесом утилізації теплоти димових газів забезпечується контролерами з інтерфейсом на основі сенсорних екранів.

Промислові випробування показали здатність устаткування працювати з середніми концентраціями NO_x в межах 5 ppm.

1.5 Обґрунтування необхідності удосконалення топок

Застосування спеціальних технологічних заходів дозволяє скоротити викиди оксидів азоту у потужних промислових та енергетичних котлах на 50...60%. Скорочення викидів котлами малої потужності є не менш актуальним, оскільки значну кількість таких установок розміщено у густозаселених містах та селищах. В місцях щільної забудови нерідко утворюються аеродинамічні «тіні», які сприяють застою і без того забрудненого повітря. Концентрація забруднюючих речовин в таких зонах часто перевищує норми, становить загрозу здоров'ю, спричиняє матеріальну шкоду спорудам, несе небезпеку рослинам та сільському господарству. Котельні невеликих міст та селищ, оснащені малопотужними котлами, становляться основними забруднювачами атмосферного повітря. Фундаментальних наукових досліджень в області екологічної безпеки таких котелень проведено недостатньо. Такі роботи не носять комплексний, систематизований характер.

Методи скорочення викидів, які з успіхом використовуються у потужних котельних установках, не завжди можна рекомендувати для впровадження у малопотужних опалювальних котлах, оскільки їх впровадження нерідко пов'язане із зниженням ефективності топкових процесів та погіршенням техніко-економічних показників обладнання. Єдиним стимулом для реалізації таких витратних природоохоронних заходів є необхідність дотримуватися існуючих норм. До того ж підхід до скорочення шкідливих викидів має базуватися не на скороченні ефективності

використання палива, а на ще більш ефективному використанні. Загалом, для котлів малої продуктивності важливо і те, що би реалізація природоохоронних заходів не була пов'язана із значними капітальними та експлуатаційними витратами, вирішувалася би персоналом енергопідприємств, не вимагала значної додаткової виробничої площі. Викладений матеріал дозволяє прийти до висновку, що практична реалізація методів скорочення шкідливих викидів у малопотужних опалювальних котлах може здійснюватися у трьох напрямках:

- впровадження топків нових конструкцій;
- удосконалення пальникових пристроїв;
- використання утилізації теплоти вихідних газів.

Якщо реалізація останніх двох напрямків часто пов'язана із складнощами виробничого характеру, потребує впровадження складних та дорогих технологій, то складання малопотужних котлів можна виконувати силами комунальних енергопідприємств. Між тим, для комплектації можуть використовуватися пальники розповсюджених і недорогих конструкцій.

1.6 Вплив на топковий конвективний теплообмін як напрямок модернізації котлів

Зміна технологічного процесу у жаровій трубі-топці з метою зменшення утворення оксидів азоту шляхом інтенсифікації топкового променистого теплообміну пов'язана із значними технічними складнощами. Простішим виявляється шлях інтенсифікації конвективного теплообміну. Збільшення долі теплоти, яка передається у топках газоспоживчих жаротрубно-димогарних котлів конвективним теплообміном, може бути здійснене різними способами, з яких розповсюдженими являються:

- підвищення коефіцієнта тепловіддачі до стінок топки за рахунок прискорення та турбулізації потоку топкових газів;
- влаштування додаткових поверхонь нагріву.

Організацію топкового процесу у жаровій трубі із використанням циклонних пальників та ступінчастої подачі дуттьового повітря описано у патенті. Запропонована технологія дозволяє утримувати температуру в об'ємі топкової камери в межах 870...1320°C та досягати рівня концентрацій NO_x нижче 41 ppm.

Американськими фахівцями запропонований пальниковий пристрій, оснащений циліндричним водотрубним кожухом. Факел розвивається у просторі кожуха, а димові гази перед потраплянням у топковий простір піддаються додатковому охолодженню у трубній системі кожуха. За даними розробників, таке технічне рішення здатне зменшити концентрації NO_x до ≈ 9 ppm.

У роботі повідомляється про модернізацію топок, пов'язану із зменшенням температури факелу за рахунок відводу частини теплоти через розміщені у топковому просторі металеві та керамічні стержні. У такий спосіб вихід NO_x скорочується на 40%. Негативними чинниками являються обмежений термін експлуатації стержнів та зростання вмісту CO у димових газах.

Інтенсифікацію топкового теплообміну можна порівнювати із скороченням виходу оксидів азоту за рахунок зниження теплового напруження топкового об'єму. Таке рішення дозволяє утримувати концентрації NO_x у межах 56...65 ppm. Середня концентрація NO_x для жаротрубно-димогарних котлів, не оснащених технологіями зниження викидів, за даними американських спеціалістів дорівнює 74 ppm.

Наведені дані дозволяють провести оцінку можливості скорочення викидів NO_x при модернізації топки жаротрубно димогарного котла шляхом інтенсифікації топкового теплообміну. За таких обставин очікуване скорочення викидів NO_x може складати 12...24%. Загальний рівень емісій NO_x у модернізованих топкових пристроях жаротрубно-димогарних котлів коливається у межах 40...65 ppm.

2 ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛООБМІНУ В ТОПЦІ ВОДОТРУБНО-ДИМОГАРНОГО КОТЛА

2.1 Обґрунтування концепції водотрубно-димогоарного котла

Спроби використання трубних конвективних поверхонь нагріву у газотрубних котлах зустрічалися і раніше. Як правило, такі технічні рішення застосовувалися для отримання додаткових поверхонь з метою поліпшення циркуляції у водяному просторі котла (наприклад, труби Галовея) або нагріву пари у пароперегрівниках локомотивних та суднових котлів). Жарові труби-топки, сформовані із трубних змійовиків, можна зустріти у сучасних конструкціях котлів марки Garioni Naval італійського виробництва. Такі удосконалення дозволяють збільшити потужність, підвищити параметри робочого тіла або спростити та здешевити виготовлення котла. В даній роботі призначення охолоджуваного трубного пучка, встановленого у простір циліндричної жарової труби-топки водогрійного котла, має іншу направленість та визначене наступними міркуваннями.

Відомо, що горіння дифузійного факелу створює умови для виникнення рециркуляційного потоку димових газів у топках жаротрубно-димогоарних котлів та камер згорання подібних конструкцій. Розміщення охолоджуваного трубного пучку створює умови для інтенсифікації конвективного топкового теплообміну, додаткового охолодження газів у зонах рециркуляції, зниження температури у топці і зменшення рівня концентрації NO_x .

Низька температура у водяному просторі котла створює умови для низькотемпературної корозії конвективних поверхонь нагріву.

Оскільки умови для формування низькотемпературної корозії у топковому просторі відсутні, то підігрів зворотної мережної води перед потраплянням у водяних простір у водотрубному пучку, вбудованому в топку, сприятиме підвищенню температури води в зоні розташування димогарних труб і запобіганню створенню умов для низькотемпературної корозії. В такому випадку стає можливою робота котла із зниженою температурою зворотної води. Робота у такому режимі сприяє зменшенню кількості пусків пального пристрою, скорочує непродуктивні втрати теплоти у навколишнє середовище і підвищує сезонний ККД котла.

Встановлення охолоджуваного трубного пучка у топковий простір може сприяти зменшенню теплового потоку на топкових стінках, що дозволить запобігти формуванню в жаровій трубі небажаних термічних напружень.

Із практичного досвіду відомо, що зіткнення фронту горіння із холодними топковими поверхнями призводить до формування СО, виникненню хімічного недопалу і зменшенню ефективності, погіршенню екологічних характеристик котла. З метою запобігти таким негативним явищам та створити умови для забезпечення належної швидкості руху води у трубному пучку вважати за доцільне радіальне розміщення трубного пучка у просторі циліндричної жарової труби. Поперечний, по відношенню до трубних поверхонь, рух топкових газів може бути допустимим за фронтом горіння, тобто на вихідних топкових ділянках.

Екранний пучок являє собою ряд труб із гладкою поверхнею, які розміщені у жаровій трубі у радіальному порядку і охолоджуються протоком мережної води. Горіння паливної суміші проходить у камері циліндричної форми, яка утворена трубним пучком. Жарова труба оснащена боковим виходом і топкові гази можуть омивати екранний пучок у повздовжньому і у поперечному напрямках. Наявність на трубному пучку ділянки із поперечним рухом газів дозволяє сформувати поверхню нагріву, подібну до фестону котла, і, таким чином, інтенсифікувати охолодження топкових газів.

Таким чином, концепцію водогрійного водотрубно-димогарного котла, який відрізняється від жаротрубно-димогарного котла наявністю трубного екранного пучка, вбудованого у простір жарової труби-топки із боковим виходом димових газів, можна вважати обґрунтованою.

2.2 Моделювання теплообміну у жарових трубах-топках

Характерною особливістю конструювання сучасних водогрійних котлів являється те, що пальникові пристрої, як правило, серійно випускаються і реалізуються підприємствами-виробниками як самостійні, відокремлені від котла прилади. Отже підприємства-виробники пальників не завжди виготовляють котли, тому проектування топковий пальник являється загальноприйнятою практикою. Розміри факелу, який утворюється при роботі пальника, як правило, наводяться у технічній документації підприємства-виробника. Розглядаючи особливості моделювання теплообміну у жарових трубах-топках сучасних котлів важливо підкреслити, що на процес топкового теплообміну впливають не тільки конфігурація та розміри топкової камери, особливості руху топкового середовища, режимні умови топкового процесу (теплове навантаження котла, надлишок повітря у топці та ін.) але й особливості конструкції пальника, які визначають спосіб та технологію формування паливної суміші. Створюючи моделі топкового теплообміну слід це враховувати.

Конструктивні характеристики моделі топки водотрубно-димогарного котла, математичне вираження системи рівнянь та умови подібності топкового теплообміну.

Визначення основних конструктивних та теплотехнічних характеристик котла проводимо прийнявши наступні дані:

- тип котла – газовий водогрійний водотрубно-димогарний;
- номінальна корисна теплова потужність $Q_k = 630$ кВт;
- пальник – блочний вентиляторний;

- паливо – природний газ, газопровід Угерсько – Гнездиці – Київ з нижчою теплотою згорання, $Q_H^3 = 35,50 \text{ МДж/м}^3$;
- теоретична кількість сухого повітря, $V_0 = 9,43 \text{ м}^3 \text{ н/м}^3 \text{ н}$;
- об'єм димових газів при $\alpha = 1$, $V_{\text{ГО}} = 10,59 \text{ м}^3 \text{ н/м}^3 \text{ н}$;
- температура дуттьового повітря, $t_B = 20^\circ\text{C}$;
- тиск димових газів у топці, $p_T = 0,098 \text{ МПа}$;
- коефіцієнт надлишку повітря у топці $\alpha = 1,08$;
- коефіцієнт корисної дії котла $\eta_K = 92,7\%$.

Вибираємо для встановлення блочний газовий пальник згідно з рекомендаціями. Загальна теплова потужність пальника складає

$$Q_n = \frac{Q_K}{\eta_K} = \frac{630}{0,927} = 679,6 \text{ кВт.}$$

Конструктивні характеристики та конфігурацію топки визначають розміри факелу. Габарити факелу за даними:

- довжина 1350 мм;
- діаметр 500 мм.

Компоновка топки водотрубно-димогорного котла наведена на рис. 2.1.

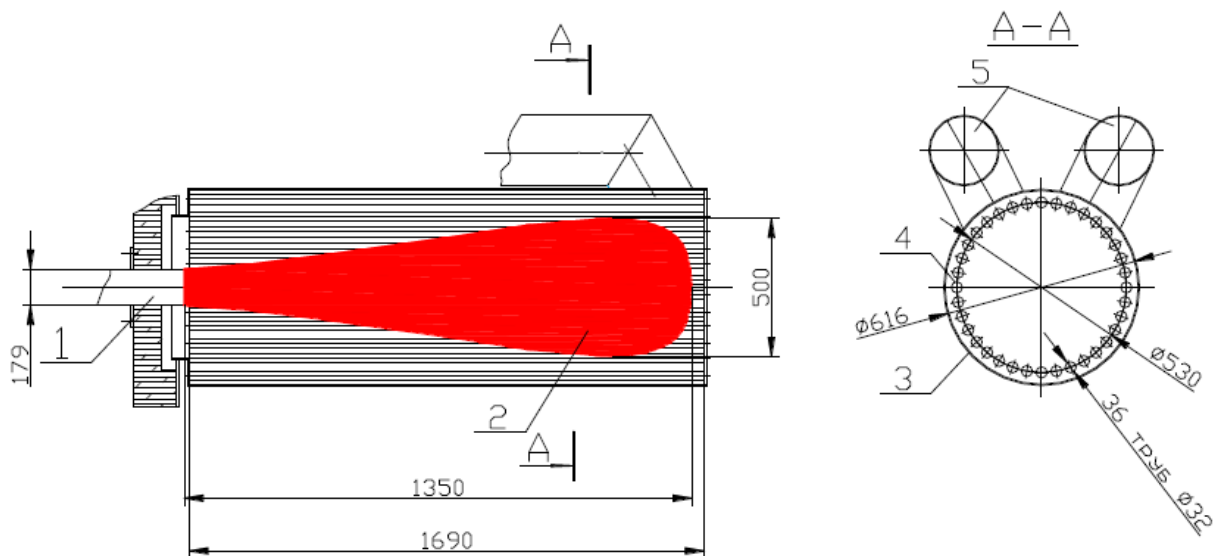


Рис. 2.1. Конструкція топки водотрубно-димогорного котла:

1 – пальник; 2 – факел; 3 – жарова труба; 4 – екранні труби; 5 – газоходи.

На основі розрахунків та компоновочних рішень маємо наступні дані:

- кількість екранних труб, $N_{\text{ект}} = 36$ шт.;
- зовнішній діаметр екранних труб, $d_{\text{т ек}}^3 = 32$ мм;
- внутрішній діаметр жарової труби, $D_{\text{жт}} = 0,616$ м;
- освітлена довжина жарової труби та екранних труб, $L_{\text{жт}} = 1,69$ м;
- діаметр розташування екранних труб, $D_{\text{ект}} = 0,53$ м;
- площа стін, $F_{\text{ст}} = 3,86$ м²;
- площа екранованої поверхні, $F_{\text{т}} = 3,84$ м²;
- вільний об'єм топкової камери, $V_{\text{т}} = 0,454$ м³;
- еквівалентний діаметр топки (з урахуванням частини топкового об'єму, що зайнятий екранними трубами)

$$D_{\text{т.екв}} = \sqrt{D_{\text{жт}}^2 - N_{\text{ек.т}} \cdot (d_{\text{ек.т}}^3)^2} = \sqrt{0,616^2 - 36 \cdot (0,032)^2} = 0,585 \text{ м.}$$

Відомо, що температура димових газів на виході із жарових труб-топок жаротрубно- димогарних котлів здебільшого коливається в межах 1200...1350°C. Враховуючи збільшення поверхні теплообміну топки за рахунок встановлення додаткових екранних труб, приймаємо температуру газів на виході із топкової камери водотубно-димогарного котла дещо нижчою $T''_{\text{т}} = 900^\circ\text{C}$. Розрахуємо критерії подібності та проведемо оцінку їх збіжності з метою створення моделі топки водотрубно-димогарного котла.

Теорія моделювання топкових процесів була розроблена А.М. Гурвичем шляхом математичних перетворень та спрощень рівнянь (1.1) – (1.7). В остаточному підсумку математичне вираження системи рівнянь виглядає як функція безрозмірних комплексів – критеріїв (інваріантів подібності). Малогабаритні та теплонапружені топкові пристрої, до яких відносяться жарові труби-топки сучасних газотрубних котлів, характеризуються значною долею теплоти, яка у топковому теплообміні передається шляхом конвекції. Для таких топок загальне математичне вираження температури вихідних газів має вигляд

$$T_m'' = T_a \cdot \theta_m'' \left(m, \frac{B_p \cdot V_z \cdot c_{\text{эф}}}{\sigma_s \cdot H_{\text{л}} \cdot T_a^3}, k \cdot S, a_m, \frac{w \cdot d}{v} \right)$$

де m - параметр, що залежить від фізико-хімічних властивостей палива (може вважатися автотельним і не враховуватися при збереженні сорту палива);

$$\frac{B_p \cdot V_z \cdot c_{\text{эф}}}{\sigma_s \cdot H_{\text{л}} \cdot T_a^3} = Bo$$

- критерій Больцмана;

$k \cdot S = \text{Nu}$ – число Бугера;

a_m – ступінь чорноти топки.

З теорії подібності відомо, що умовою автотельності фізичних систем (в даному випадку мається на увазі топка котла та її модель) є однаковість критеріїв подібності (збереження інваріантності). Якщо при переході від топки до моделі зберегти однаковість критеріїв не вдається, то моделювання топкового теплообміну слід проводити у натуральну величину.

Розрахунок топкового числа Рейнольдса проводимо приймаючи температуру топкової середи рівною ефективній температурі топкової середи та через еквівалентний діаметр топки $D_{m.\text{екв}}$. У розрахунках конструктивних та теплотехнічних характеристик фізичної лабораторної моделі топки приймаємо наступне:

– будова моделі відповідає будові топці водотрубно-димогоарного котла;

– пальник – газовий блочний вентиляторний пальник італійського виробництва мінімальною тепловою потужністю $Q_{\text{п}} = 16$ кВт;

– паливо – природний газ, газопровід Угерско-Гнездичі-Київ, нижча теплота згорання, $Q_{\text{н}}^3 = 35,50$ МДж/м³ н;

– теоретична кількість сухого повітря, $V_0 = 9,43$ м³ н/ м³ н;

– об'єм димових газів при $\alpha=1$, $V_{\text{г}}^0 = 10,59$ м³ н/ м³ н;

– температура дуттьового повітря, $t_{\text{в}} = 20^\circ\text{C}$;

– тиск димових газів у топці, $p_{\text{т}} = 0,098$ МПа;

– коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,08$.

За допомогою діаграми визначаємо габарити факелу:

- довжина 240 мм;
- діаметр 200 мм.

Проводимо компоновку моделі топки (рис. 2.2). За компоновочними рішеннями отримуємо додаткові дані:

- кількість екранних труб, $N_{\text{ект}} = 4$ шт.;
- зовнішній діаметр екранних труб $d_{\text{т ек}}^{\text{с}} = 16$ мм;
- внутрішній діаметр жарової труби $D_{\text{жт}}^{\text{вн}} = 0,24$ м;
- освітлена довжина жарової труби та екранних труб $L_{\text{жт}} = 0,26$ м;
- діаметр розташування екранних труб $D_{\text{ект}} = 0,218$ м;
- площа стін $F_{\text{ст}} = 0,286$ м².
- площа екранованої поверхні $F_{\text{т}} = 0,232$ м²;
- вільний об'єм топкової камери $V_{\text{т}} = 0,011$ м³;

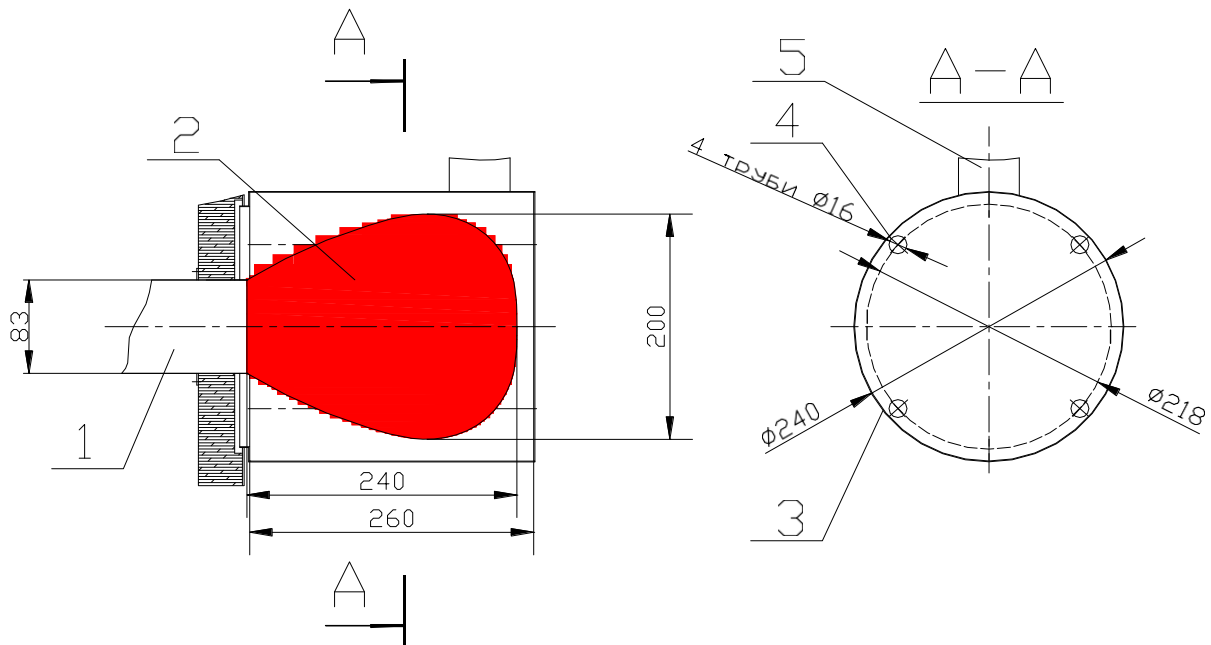


Рис. 2.2. Модель топки водотрубно-димогоарного котла:

- 1 – пальник; 2 – факел; 3 – жарова труба; 4 – труби екранної системи;
5 – газоходи.

2.3 Порівняння теплофізичних характеристик топки водотрубно-димогарного котла та моделі

Відомо, що для відтворення подібності фізичних процесів крім співпадіння критеріїв подібності необхідна подібність умов однозначності. Умовами однозначності при моделюванні горіння у жарових трубах-топках можна вважати подібність:

- геометричних умов, які характеризують форму та розміри системи;
- фізичних характеристик, які притаманні складовим системи;
- граничних умов, які характеризують взаємодію системи із довкіллям.

Якщо відтворити умови однозначності при створенні фізичної лабораторної моделі цілком можливо, то питання рівності критеріїв виявляється складнішим. Критерій Больцмана являє собою характеристичне число, яке відображає співвідношення між конвективним переносом теплоти та випромінюванням абсолютно чорного тіла при адіабатичній температурі елементарного об'єму. З іншого боку, критерій може розглядатися як співвідношення між питомим теплосприйманням топки, віднесеним до крайнього можливого значення щільності потоку рівноважного випромінювання при адіабатичній температурі при відповідній глибині охолодження топкових газів. Результати проведених розрахунків не підтверджують можливість збереження інваріантності критерію Больцмана.

Число Бугера описує подібність перетворення випромінювальних характеристик серед, що заповнює топку. Враховуючи складну природу топкового теплообміну, можна зробити висновок, що при значній швидкості руху газового потоку по відношенню до поверхонь нагріву приведе до зміни співвідношення між складовими променистого та конвективного теплообміну. Незважаючи на те, що топкову середу, яка утворюється при спалюванні природного газу, можна вважати прозорою, розбіжність числа Бугера при моделюванні в даному випадку перевищує 40%. Інваріантність числа Бугера не зберігається.

Ступінь чорноти ат характеризує тотожність розподілення у топці вбирної здатності обмежувальних поверхонь при променистому теплообміні. Розбіжність ступеня чорноти топки котла та моделі значна і дорівнює близько 25%.

Топковий критерій Рейнольдса Re_T має важливе значення для топок, у яких газу рухаються з високою швидкістю і конвективний тепловий потік у тепловому балансі досягає значних величин. Рух газів у топці, як і рух рідини у каналі, характеризує гідродинамічні і теплофізичні умови (характер температурних полів).

Наявні значні розбіжності у режиму руху газів між топкою котла і моделлю. Топкове число Рейнольдса у моделі відповідає ламінарному руху рідини, між тим у топці котла воно відповідає турбулентному. Загалом, будь-якими змінами конструктивних параметрів моделі не вдається зберегти інваріантність характеристичних критеріїв подібності топкового теплообміну. Для підтвердження такого висновку наведені дослідження зміни чисел Бугера та топкового критерію Рейнольдса Re_T при збільшенні теплової потужності типового ряду газоспоживчих котлів.

3 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТОПКОВОГО ТЕПЛООБМІНУ ВОДОТРУБНО-ДИМОГАРНОГО КОТЛА

3.1 Особливості постановки задачі

Поверхні нагріву сучасних жаротрубно-димогарних котлів працюють у складних умовах. Локальні теплофізичні ефекти, які при цьому виникають, впливають на надійність і, за наявності таких умов, можуть значно скорочувати термін експлуатації котлів. Існуючі методи теплового розрахунку топок і поверхонь нагріву дозволяють визначити загальне теплосприймання поверхонь топки, але не можуть виявити і характеризувати локальні теплофізичні та механічні ефекти, які супроводжують роботу топок. Вивчення таких ефектів все частіше проводиться із застосуванням засобів обчислювальної газодинаміки. Моделювання топкових процесів за допомогою обчислювальної газодинаміки (CFD - modeling) широко розповсюджується у якості ефективного способу постановки експерименту і надає нові можливості для дослідження котлових процесів. Моделювання полягає у використанні комп'ютерних програм, які вирішують багаторівневу систему диференційних та алгебраїчних рівнянь опису аеродинамічних, фізико-хімічних, термодинамічних та теплофізичних процесів. Методика моделювання топкового процесу газового водотрубно-димогарного котла повинна враховувати технічні характеристики топки і пальника. При моделюванні слід брати до уваги такі особливості технологічного процесу:

- принцип спалювання газу (кінетичний, дифузійний, змішаний);
- конфігурація та геометричні параметри паливного та повітряного тракту пальникового пристрою;

- геометричні характеристики топки;
- гідродинамічні та теплофізичні особливості протікання теплофізичних процесів (наявність зон з інтенсивними змінами температури, швидкості димових газів та формування на стінах топки зон з прилеглими шарами);
- гідродинамічний режим горіння (ламінарний, турбулентний).

Наведені фактори впливають на будову розрахункової сітки, визначають вибір моделей горіння та руху продуктів згорання у топковому просторі.

Моделюванню та дослідженню процесів газодинаміки та теплообміну при спалюванні газового палива у камері згорання циліндричної форми із транзитним рухом топкових газів за допомогою обчислювальної газодинаміки присвячена низка публікацій. У кожному випадку умови моделювання не лише різняться між собою, але також є відмінними від умов роботи топки газового водотрубно-димогарного котла. Основними причинами, які ускладнюють використання результатів наведених робіт при розгляді технологічного процесу у топці водотрубно-димогарного котла, слід вважати:

- відсутність оцінки отриманих результатів по відношенню до результатів проведених конструкторських розрахунків та експериментальних даних;
- відсутність даних щодо технічних та геометричних характеристик пальникових пристроїв, якими були оснащені камери згорання;
- застосоване у роботах моделювання у 2-ох мірному просторі унеможлиблює відтворення процесу горіння газу за умов його подачі у дуттьове повітря в межах пальника у вигляді окремих струменів (дифузійне горіння);
- значні розбіжності у коефіцієнту надлишку повітря при порівнянні із умовами роботи блочних газових пальників під час проведення іспитів схожого котельного обладнання;

– обмежений об'єм інформації щодо впливу на технологічний процес зміни напрямку руху топкової середи та встановлення у топковому просторі додаткових поверхонь нагріву.

Створити комп'ютерну модель топки водотрубно-димогарного котла можливо із застосуванням сучасних програмних комплексів, які використовуються для моделювання фізико-хімічних процесів. Зокрема, це сімейство програмних комплексів ANSYS FLUENT, STAR-CD, FLOWVISION, Gas Dynamics Tool (GDT) і т.п. Із зазначеного програмного забезпечення обраний програмний комплекс ANSYS FLUENT, перевагами якого є:

- застосування багатосіткових методів з покращеною збіжністю розрахунків;
- можливість використання моделей твердотільних об'єктів, побудованих за допомогою CAD програм, що має особливе значення при створенні топкового простору складної геометричної форми;
- наявність широкого спектру моделей для фізико-математичного опису складного теплообміну, у тому рахунку і за наявності прилеглих газодинамічних шарів;
- можливість застосування моделей радіаційного теплообміну, призначених для розрахунків при малих значеннях товщини випромінюючого шару;
- широкий спектр можливих граничних умов, що застосовуються для формулювання задачі теплообміну;
- моделювання процесу утворення сполук (NO_x , CO) при горінні газового палива;
- гнучкість та зручність інтерфейсу, яка дозволяє оперативно вносити необхідні зміни та удосконалювати процес розрахунку;
- наявність різноманітних і наочних форм звітності, які застосовуються для аналізу отриманих результатів.

Числове вирішення задачі теплообміну у жаровій трубі-топці на даний час можливе завдяки застосуванню сучасних математичних моделей. Математичний опис топкових процесів у жаровій трубі при течії газової суміші струменями і турбулентному русі (що має місце при роботі жарових труб-топок сучасних котлів, оснащених блочними вентиляторними пальниками) у числовому комп'ютерному моделюванні розглядається через математичну модель на основі рівняння руху Рейнольдса та рівняння нерозривності, яке замикається на основі k - ϵ моделі турбулентності, а також на основі рівнянь енергії і дифузії, рівняння переносу випромінювання, рівняння ступеня перетворення фракцій палива при взаємодії із окиснювачем.

Моделювання теплообміну у жаровій трубі-топці може здійснюватися за різними підходами, які впливають на результат. Наприклад, різною може бути структура кінцевоелементної сітки, застосовані математичні моделі, технологічні опції моделювання та ін. Верифікація технологічного опису моделювання проводилася шляхом вирішення тестового завдання із моделюванням топкового теплообміну на прикладі котла Johnston 125HP тепловою потужністю 1,25 МВт, жарова труба якого має транзитний рух газів. Значення температури, отримані для різних варіантів технологічного опису порівнювалися із значеннями, отриманими під час експерименту у різних точках топкового об'єму котла Johnston 125HP. Оскільки умови роботи топки котла Johnston 125HP схожі на умови роботи жарових труб-топок, які розглядаються в даній роботі, то технологічний опис, який давав задовільні результати, визначався після такої верифікації і застосовувався надалі при моделюванні теплообміну.

Дослідження топкового теплообміну у водотрубно-димогарному котлі тепловою потужністю 630 кВт доповнене базою для порівняння, створеної на основі топкових пристроїв трьохходових жаротрубно-димогарних котлів типових конструкцій масового виробництва, еквівалентних за потужністю і умовами роботи пальників. Такі котли оснащені топками, де вихід димових

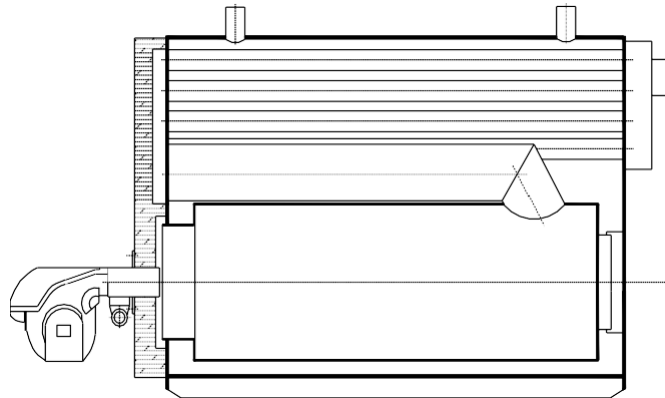
газів має аксіальний або боковий напрямок. Схеми котлів наведені на рис.

3.1. Умови порівнянності моделей забезпечуються:

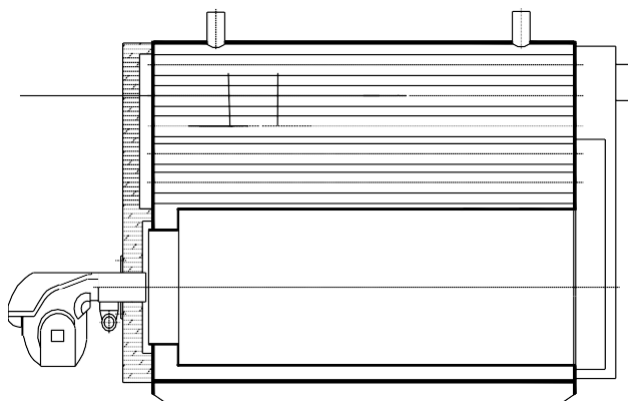
– рівною тепловою потужністю (потужність кожного котла складає 630кВт);

– однаковими умовами формування паливної суміші.

–



а)



б)

Рис. 3.1. Типові конструкції трьохходових газових водогрійних жаротрубно- димогарних котлів, оснащених топками з транзитним рухом продуктів згорання:

а – з аксіальним виходом; б – з боковим виходом.

Розв'язання задачі дифузійного горіння газоподібного палива за допомогою комп'ютерного програмного комплексу ANSYS FLUENT потребує визначення вихідних даних, які можна поділити на три категорії:

- конструктивні (загальний геометричний опис моделі);
- теплотехнічні (визначення теплотехнічних показників);
- технологічні (загальні технологічні та теплофізичні характеристики).

Конструктивні дані включають геометричний опис моделі, який створюється для побудови розрахункової сітки та визначає деякі граничні умови (наприклад, вибір моделі горіння). Топки жаротрубно-димогарних котлів мають циліндричну форму. При спалюванні газу факел розташовується у топковому просторі, де відбувається приготування та горіння паливної суміші. Пальники, якими обладнуються топки, можуть бути різноманітними за конструкцією і принципом дії. Топка котла Johnston 125HP оснащена вбудованим двохпоточним вихровим пальником, схема якого представлена на рис. 3.2.

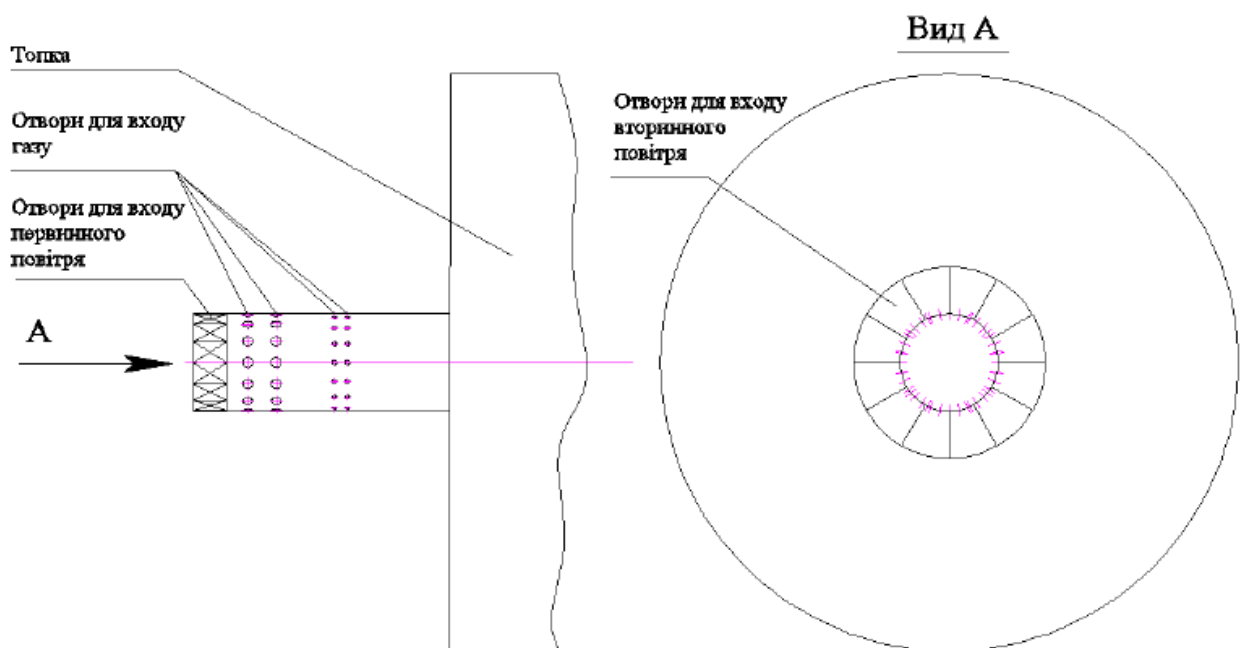


Рис. 3.2. Будова пальника котла Johnston 125HP

Робота пальника відбувається наступним чином. Первинне дуттьове повітря подається у пальник радіально і тангенційно під кутом обертання 40° через вихідні отвори крильчатки первинного повітря (крильчатки первинного та вторинного дуттьового повітря на рис. 3.3 для спрощення не показані).

Кількість каналів у крильчатці первинного повітря складає 14 шт. Кількість первинного повітря дорівнює 15%. Газове паливо подається радіально через дві групи отворів діаметрами 13 та 5,8 мм. відповідно. Вторинне повітря (85% від загальної кількості дуттьового повітря) подається в амбразуру пальника через вихідні отвори крильчатки вторинного повітря у аксіальному напрямку під кутом обертання 40° . Кількість каналів у крильчатці вторинного повітря складає 12 шт. Напрямки обертання первинного та вторинного повітря співпадають. Амбразура пальника має вогнетривку футеровку. Горловина блочного вентиляторного пальника, який застосовується для оснащення жарових труб-топок котлів типових конструкцій та топки водотрубно-димогарного котла, має будову, зображену на рис. 3.3, 3.4.

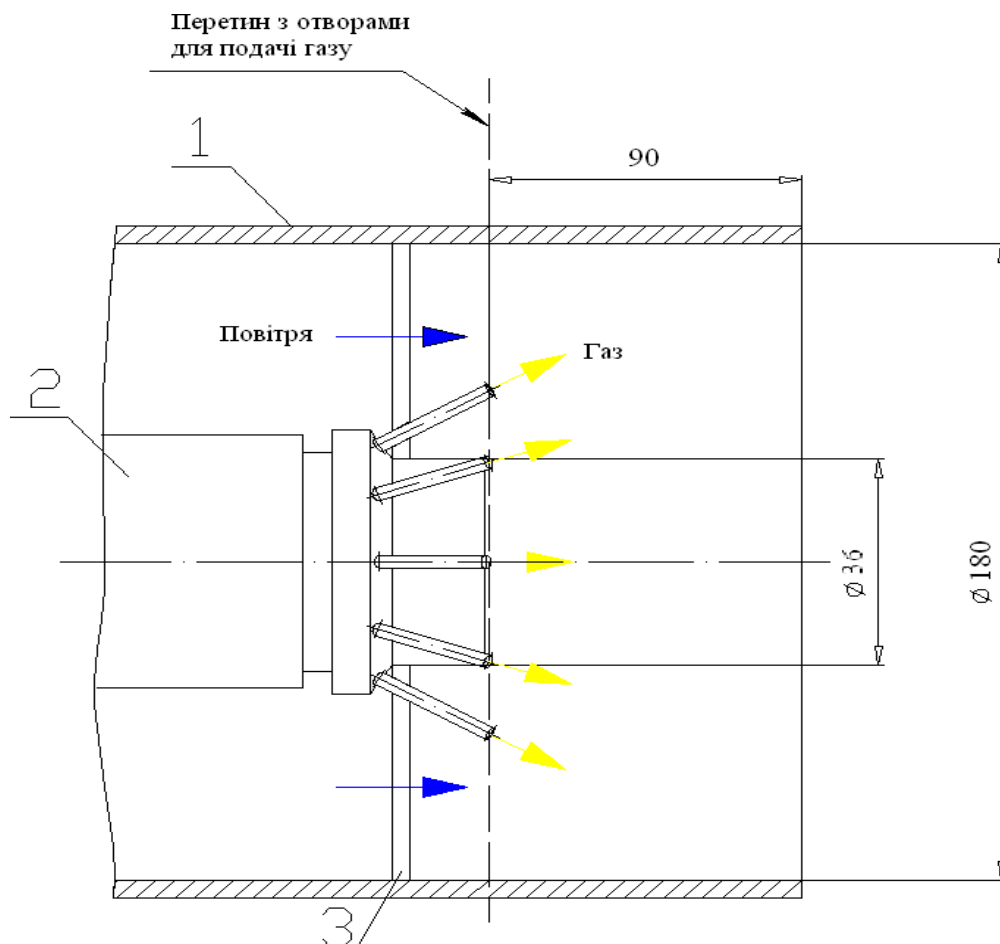


Рис. 3.3. Будова горловини блочного вентиляторного пальника:

1 – горловина; 2 – газовий колектор; 3 – диск.

Робота пальника та підготовка паливної суміші відбувається наступним чином. Дуттьове повітря нагнітається у циліндричну горловину та рухається у аксіальному напрямку, вказаному стрілкою синього кольору. Колектор, який виконує функції подачі природного газу у дуттьове повітря, розташований на осі горловини. Природний газ рухається по газовому колектору і через трубну систему подається у потік повітря окремими струменями, при цьому кут між повздовжньою віссю пальника та газовими трубами складає 22° .



Рис. 3.4. Горловина пальника з диском та труба газового колектору

Напрямок подачі вентилятором природного газу зображений стрілками жовтого кольору. Диск виконує функції стабілізатора полум'я, збільшує турбулізацію потоку і сприяє перемішуванню повітря та газу. На рис. 3.5 представлено конструкцію топки котла Johnston 125HP.

Складовою, що визначає теплотехнічну характеристику технологічний опис моделювання, є технологія формування паливної суміші при роботі пальника котла. Суміші притаманна певна якість, яка впливає на горіння. Паливом для котла є типовий природний газ із характеристиками:

- нижча теплота згорання $Q_n^p = 36,95 \text{ МДж/м}^3 \text{ н}$;
- склад (% по масі): $\text{CH}_4 - 90,0\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 - 2,5\%$; $\text{N}_2 - 7,5\%$.

Витрата газу $144,9 \text{ м}^3 \text{ н/год}$. Температура газу 276 К .

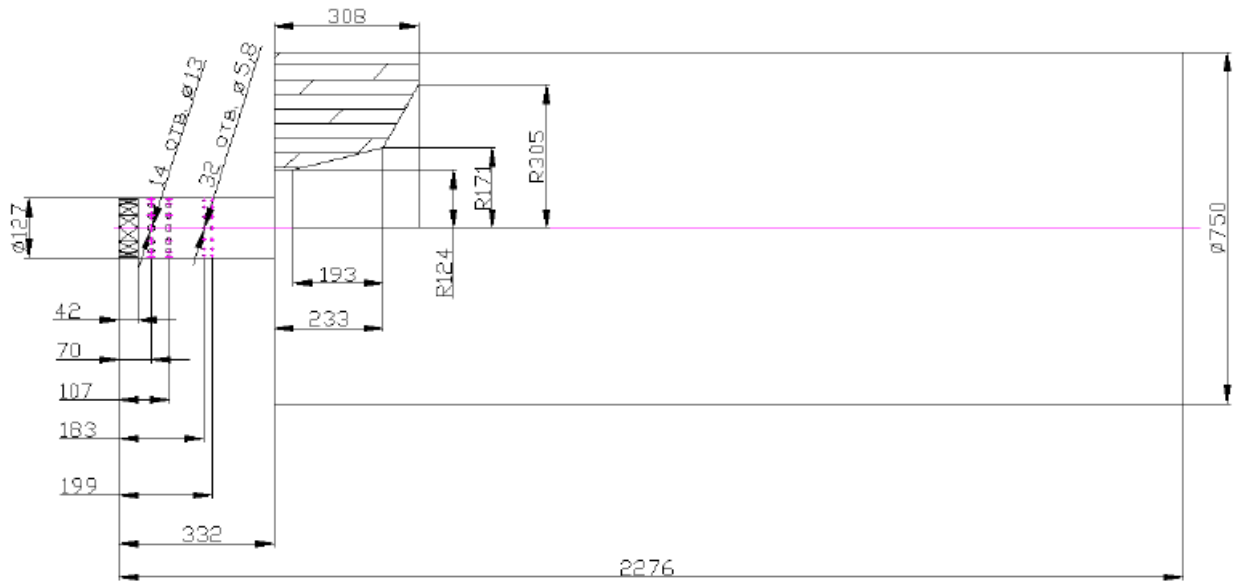


Рис. 3.5. Конструктивні розміри топки котла Johnston 125HP

На рис. 3.6 представлено конструкцію топок жаротрубно-димогарних котлів типових конструкцій та топки водотрубно-димогарного котла. Конструктивні розміри, не вказані на рис. 3.6 а, в є спільними та вказані на рис. 3.6 б.

У якості палива для топок котлів типових конструкцій та топки водотрубно-димогарного котла прийнятий природний газ газопроводу Угерско – Гнездиці – Київ:

$$- Q^p_n = 35,50 \text{ МДж/нм}^3;$$

– склад (% по масі): $\text{CH}_4 - 97,1\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 - 0,4\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 - 0,3\%$; $\text{N}_2 - 1,7\%$; $\text{CO}_2 - 0,5\%$.

Витрата газу $69,5 \text{ м}^3 \text{ н/год}$. Температура газу 276 К .

Для дуттьового повітря приймаються дані:

- температура дуттьового повітря 293 К ;
- коефіцієнт надлишку повітря у топці котла Johnston 125HP $\alpha = 1,15$;
- коефіцієнт надлишку повітря у топці котлів типових конструкцій та топки водотрубно-димогарного котла $\alpha = 1,08$;
- витрата дуттьового повітря у котлі Johnston 125HP складає $1499,7 \text{ м}^3 \text{ н/год}$;

– витрата дуттьового повітря у топках котлів типових конструкцій та у топці водотрубно-димогарного котла складає $705,6 \text{ м}^3 \text{ н/год}$.

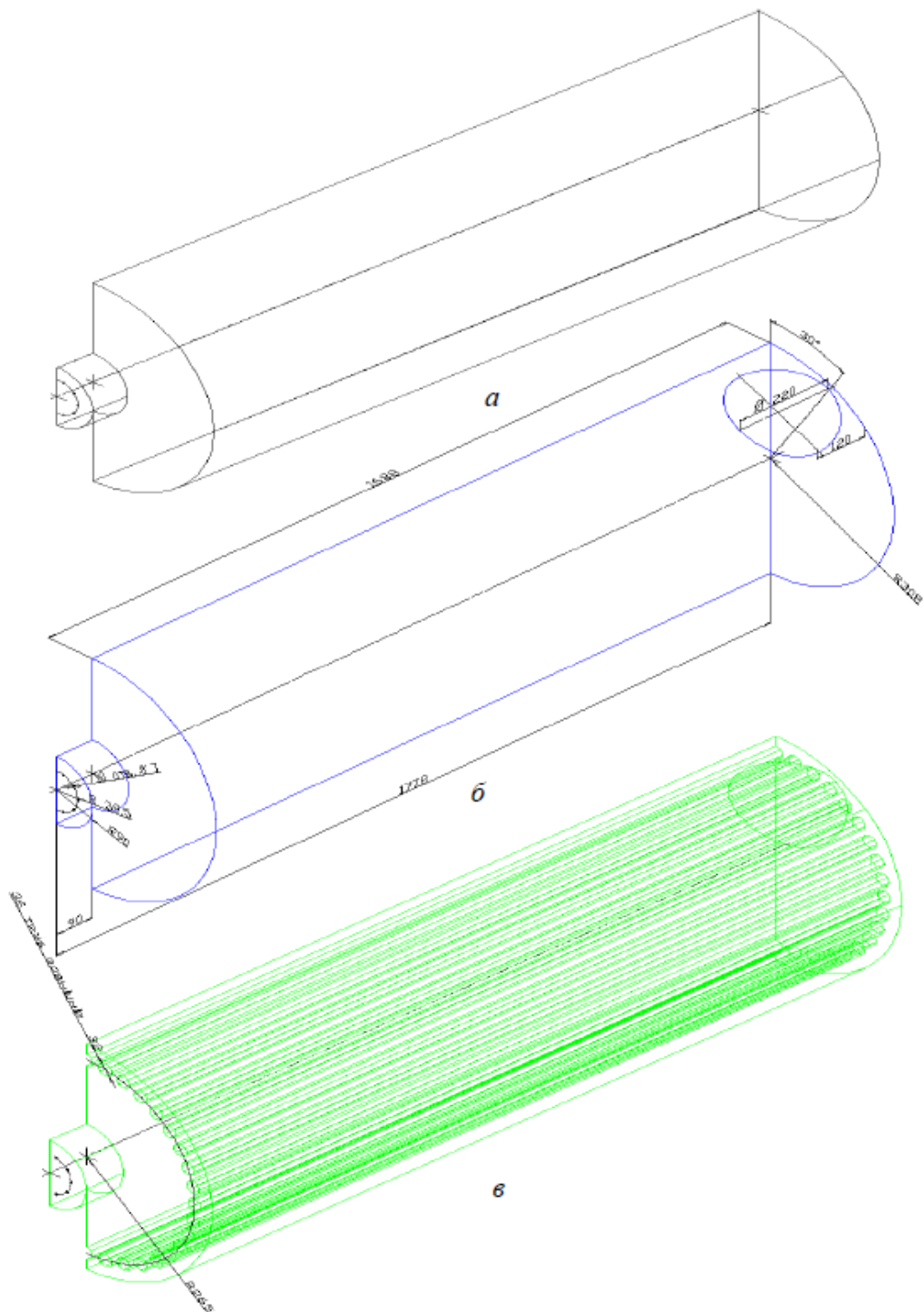


Рис. 3.6. Конструктивні розміри топок котлів типових конструкцій та топки водотрубно-димогарного котла:

а – з аксіальним виходом; б – з боковим виходом; в – топка водотрубно-димогарного котла.

Беручи до уваги технологічні особливості горіння природного газу у топках жаротрубно-димогарних котлів, слід виділити умови, які необхідно врахувати при створенні моделі:

- підготовка паливної суміші організується при подачі через газовий колектор пальника окремих струменів природного газу у рухомий потік дугтьового повітря, що направляєється від горловини пальника в сторону топкового простору і по мірі руху потоку у топковому просторі, струмені природного газу проникають у повітря, змішуються з ним, паливна суміш займається та вигорає у топковому просторі;

- горіння природного газу у жаровій трубі-топці характеризується наявністю променистого теплообміну, який супроводжується конвекцією (складний теплообмін);

- на поверхнях нагріву топки формуються прилеглі шари різної товщини;

- розподілення швидкості руху топкової середи як в аксіальному, так і у радіальному напрямках нерівномірне;

- у зонах, прилеглих до поверхонь екранних труб та в зоні розвитку факелу у топці водотрубно-димогарного котла спостерігається висока нерівномірність швидкості та температури.

3.2 Вихідні умови для числового комп'ютерного моделювання

Практично, числове комп'ютерне моделювання включає в себе будову кінцевоелементної сітки та розрахунок теплотехнічних параметрів у просторі такої сітки. Підготовка кінцевоелементної сітки необхідна для створення геометрії розрахункового об'єму. Розроблення сітки виконується у препроцесорі Gambit та поділяється на три етапи:

- створення розрахункової геометричної моделі;
- розпланування геометричної моделі на кінцеві елементи;
- визначення меж геометричної моделі.

Визначення конфігурації розрахункової геометричної моделі проводиться на основі конструктивних даних. Загальний контур моделі відтворює будову топкового об'єму та горловини пальника. Розрахункова модель відтворює і конфігурацію всіх геометричних граней топкового простору. Такими гранями при створенні моделі топки являються:

- отвори для подачі газу та дуттьового повітря;
- отвір (отвори) виходу димових газів за межі топки;
- стінки поверхонь нагріву;
- поверхні симетрії (при розплануванні моделі на симетричні складові).

Процес підготовки паливної суміші у пальнику характеризується точковою подачею палива і, як наслідок, виникненням нерівномірних концентрацій по периметру розташування отворів газового колектора. Природний газ продовжує рух у просторі топки окремими струменями, створюючи нерівномірні концентрації як у поперечних, так і в поздовжніх напрямках. Особливості роботи пальникового пристрою і хід процесів теплообміну не можуть бути описані за допомогою 2-х мірного простору і вимагають побудови 3-х мірних моделей.

Іншою важливою проблемою, яка часто виникає при створенні кінцевоелементних сіток, являється необхідність економії обчислювальних ресурсів комп'ютера. З цією метою топковий простір розбивається на симетричні складові, враховуючи симетрію технологічного процесу і розрахункового об'єму. Тому для економії обчислювальних ресурсів будова кінцевоелементної сітки та розрахунок моделі виконується у межах «напівоб'ємів» топок. Особливим випадком є розрахунок тестової моделі топки котла Johnston 125HP, що оснащена вихровим пальником. Кругообіжний рух продуктів горіння у такому випадку вимагає будови моделі топки не тільки у 3-х мірному просторі, але й у повному об'ємі. Створення геометричних моделей топок проводилося за допомогою САД програми (AutoCad 2008), що спрощувало та прискорювало роботу. Отримані

геометричні моделі були імпортовані у препроцесор Gambit універсального програмного комплексу ANSYS FLUENT.

Будова 3-х мірної кінцеелементної сітки проводилася згідно з рекомендаціями, наведеними у та для кожної із моделей визначалася згідно із геометричними даними, технологічними особливостями будови сіток і міркуваннями щодо економії обчислювальних ресурсів комп'ютера. Саме тому, при застосуванні розбивки об'єму за схемою Cooper, будова сіток включала прямі призматичні об'ємні елементи, які мають у основі чотириохкутники або трикутники (Hex/Wedge). У всіх інших випадках, коли застосування розбивки об'єму за схемою Cooper за технологічних умов роботи препроцесору Gambit становилося неможливим, сітка будувалася на основі трикутних пірамідальних об'ємних елементів (Tet/Hybrid) із застосуванням схеми TGrid.

За умов економії обчислювальних ресурсів та отримання кінцеелементних сіток підвищеної якості, геометричні моделі розбивалися на окремі складові об'єми. Отримані при розбивці складові об'єми заповнювалися кінцеелементними сітками за схемами Cooper або TGrid, але використання розбивки за схемою Cooper завжди залишалося пріоритетним.

Важливим моментом при будові сіток розрахункових геометричних моделей є необхідність враховувати зони із високою нерівномірністю теплофізичних параметрів. Технологія розрахунку теплофізичних параметрів та концентрацій хімічних складових у таких зонах вимагає створення кінцеелементної сітки із підвищеною густиною і забезпечує необхідну збіжність теплофізичних параметрів у розрахунках моделей. Температурні поля, які утворюються при горінні газового палива у жаровій трубі-топці, мають нерівномірну структуру. Найбільша нерівномірність температурного поля спостерігається у радіальному напрямку.

Якщо припустити подібність технологічних процесів при дифузійному горінні газу у жарових трубах-топках котлів і у якості масштабних величин

прийняти радіус топки $R_{\text{жт}}$ (для радіального напрямку), або її довжину $L_{\text{жт}}$ (для аксіального напрямку), то можливо визначити очікуване розташування зон з найбільшою нерівномірністю температури та швидкості в розрахункових геометричних моделях. Основні розміри, які визначають розташування зон з найбільшою нерівномірністю температури та швидкості.

Будовою моделей також слід передбачити згущення кінцевоелементної сітки у зоні початкового змішування повітря і газу (у зоні, яка примикає до горловини пальника).

Прилеглі гідродинамічні шари, які утворюються на стінках топок, являються складовими кінцевоелементної сітки і використовуються для моделювання конвективного теплообміну у пристінних зонах. Визначимо параметри прилеглих шарів. Аеродинаміка, яка утворюється у жаровій трубі-топці, формує прилеглі шари на всіх топкових поверхнях. Горіння факелу блочного вентиляторного пальника викликає ежекційний ефект і формує зони рециркуляції у фронтальній частині жарових труб-топок. У розрахунках параметрів прилеглих шарів моделей приймаємо наступні спрощення:

- розглядаємо циліндричну стінку кожної жарової труби як пласку поверхню;
- довжину зон рециркуляції у жарових трубах приймаємо таку, яка дорівнює половині довжини топки;
- товщину прилеглого шару вздовж поверхні нагріву приймаємо однаковою і таку, яка дорівнює половині максимальної товщини цього прилеглого шару;
- середню температуру газів у межах прилеглого шару приймаємо таку, яка дорівнює ефективній температурі топкової середи;
- значення критичного числа Рейнольдса, при якому на пласкій поверхні

відбувається перехід ламінарного режиму руху прилеглого шару в турбулентний приймаємо $Re_{кр} = 1 \cdot 10^5$.

Розрахунок параметрів прилеглих шарів проводимо за такою послідовністю:

- визначаємо критичну довжину прилеглого шару і оцінюємо режим руху топкових газів у прилеглих шарах;
- розраховуємо максимальну товщину прилеглого шару;
- встановлюємо товщину прилеглого шару вздовж поверхні нагріву.

Інші величини розраховуємо за такими залежностями.

Площу живого перетину топки S_T , визначаємо через еквівалентний діаметр.

Середня швидкість руху продуктів згорання у топковому просторі дорівнює

$$w_0 = \frac{Bp \cdot V_z \cdot \frac{273 + T_\phi}{273}}{3600 \cdot S_m}, \text{ м/с} \quad (3.1)$$

Критична довжина прилеглого шару складає

$$x_{кр} = Re_{кр} \cdot \nu / w_0, \text{ м} \quad (3.2)$$

Число Рейнольдса при максимальній довжині прилеглого шару на стіні топки

$$Re_{\max 1,2} = w_0 \cdot x_{\text{ст.}\phi e} / \nu_\phi \quad (3.3)$$

Розрахунки показують, що на стінках топки у прилеглому шарі зберігається ламінарний режим руху. Для розрахунку максимальної товщини ламінарного прилеглого шару використовуємо рівняння, відоме у гідродинаміці

$$\delta_n = x / Re^{0.5} \quad (3.4)$$

Розрахунок теплообміну у пристінній зоні жарових труб- топков котлів типових конструкцій у програмному комплексі ANSYS FLUENT виконується за допомогою полуемпіричних «пристінних функцій» (wall functions), які застосовуються для вирішення задач теплообміну без моделювання внутрішньої теплофізичної структури прилеглого шару при його ламінарному (в'язкісному) русі. У такому випадку у сітках виділяються окремі зони, які дорівнюють товщині прилеглих шарів. Внутрішня структура сітки в об'ємі таких зон відсутня.

Аеродинаміка, яка створюється при роботі топки водотрубно- димогарного котла, характеризується складним рухом продуктів згорання за наявності екранних труб, які омиваються потоком топкових газів. Значна доля теплоти, яка передається конвективним теплообміном у топці такої конструкції, викликає необхідність створити відповідні умови для імітації теплофізичних процесів, що протікають у просторі, який примикає до екранних труб. Будова кінцевоеlementної сітки у цьому просторі вимагає особливого підходу у моделюванні, ніж у випадку розрахунку жарової труби- топки котла типової конструкції і застосуванні «пристінних функцій». Екранний трубний пучок, розмішений у топковому просторі, створює складну аеродинамічну обстановку, при якій слід очікувати появи зон із мінімальними і максимальними швидкостями руху. Виникнення максимальної швидкості руху газів слід очікувати у топковому об'ємі, який примикає до огньових труб при русі газів через площу, яка приблизно дорівнює площі перетину огньових труб ($S_{ек.т} = 0,076 \text{ м}^2$). Із загального курсу теплообміну відомо, що рух газів через ряд труб можливо описати числом Рейнольдса, в якому характеристичним розміром виступає діаметр труб. Для визначення режиму руху газів при максимальній швидкості проводимо розрахунок числа Рейнольдса при фізичному стані продуктів горіння

(температура та кінематична в'язкість газів), який відповідає стану димових газів на виході із топки

$$Re_{\text{ек.м}}^{\text{max}} = \frac{Bp \cdot Vz \cdot (273 + \theta_m^{\text{II}}) \cdot d_{\text{ек.м}}^3}{3600 \cdot S_{\text{ек.м}} \cdot 273 \cdot \nu_m^{\text{II}}} = \frac{68,9 \cdot 11,22 \cdot (273 + 886) \cdot 0,032}{3600 \cdot 0,076 \cdot 273 \cdot 142 \cdot 10^{-6}} = 2703 \quad (3.5)$$

Загалом, рух димових газів у зоні розташування екранних труб можливо вважати подібним до поперечного обтікання окремого циліндру турбулентним потоком при значеннях $Re = 0 \dots 3000$. З теорії теплообміну відомо, що в такому діапазоні чисел Рейнольдса можливо виникнення трьох в'язкісних режимів:

- обтікання без відділення прилеглого шару від поверхні циліндру (поверхні екранної труби) при $Re < 1$;
- рівномірний і стабільний вихровий відрив прилеглого шару у кормовій зоні циліндру при $1 < Re < 10$;
- утворення у кормовій зоні нестабільних вихорів, які періодично відриваються від циліндру та надалі уносяться потоком при $10 < Re < 10^5$.

В будь-якому випадку на лобовій частині циліндру утворюється ламінарний прилеглий шар, товщина якого поступово збільшується по твірній поверхні. Точка відриву ламінарного прилеглого шару знаходиться при значенні кута обтікання $\varphi \approx 82^\circ$ і в таких режимах практично не залежить від значення числа Рейнольдса. Задача моделювання відриву прилеглого шару від поверхні стінки у програмному комплексі ANSYS FLUENT здійснюється за допомогою так званого «моделювання у пристінній зоні» (near - wall model approach), при якому застосовується суцільне моделювання зони, що примикає до стінки. Імітацію турбулентного потоку, який набігає на екранні труби і формує на них ламінарні прилеглі шари, розробник комплексу ANSYS FLUENT пропонує створювати за допомогою «двохшарової моделі» («two-layer model»).

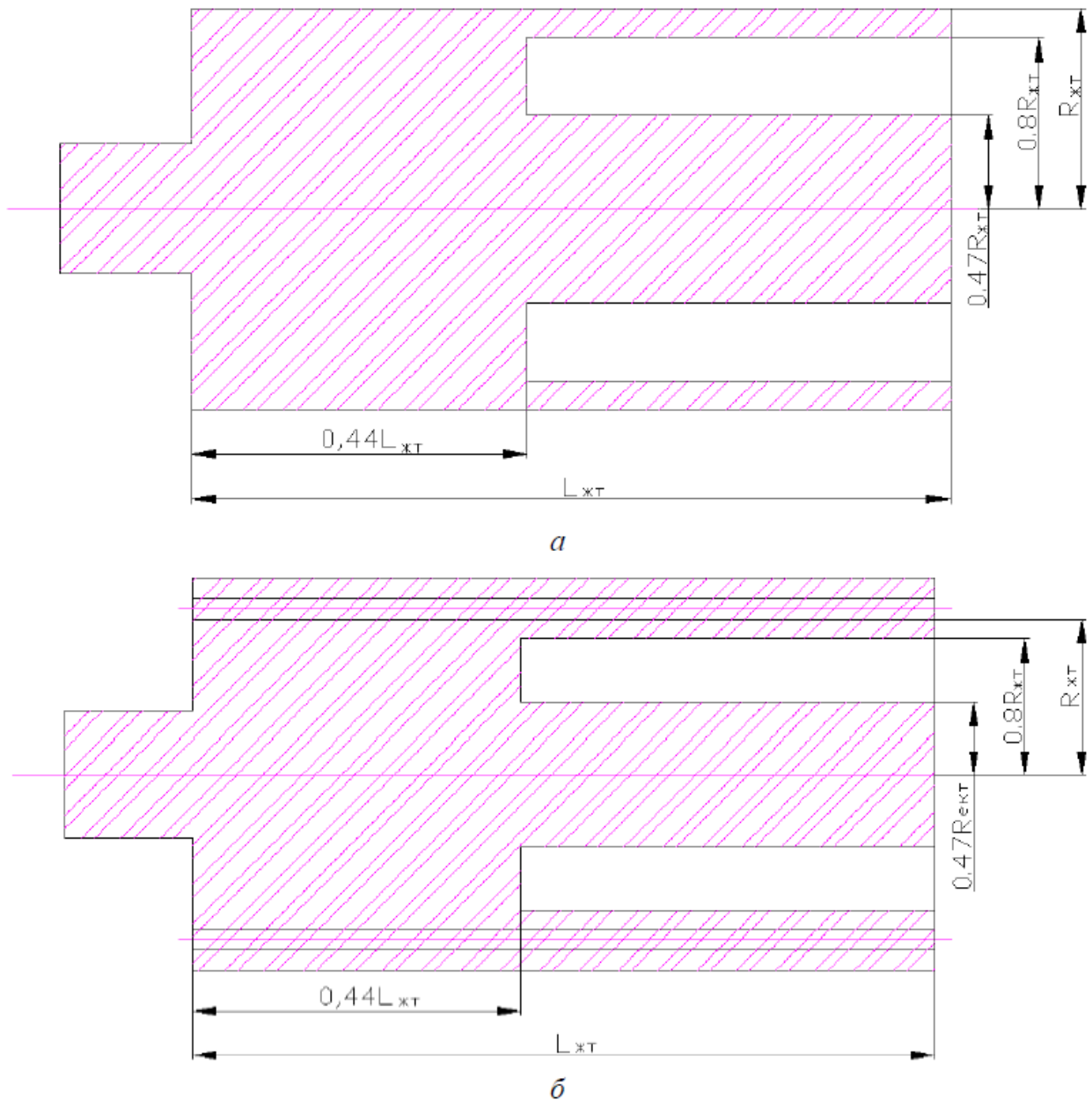


Рис. 2.9 Очікуване розташування зон із високою нерівномірністю швидкості та температури у поперечному перетині:

а – топки котла Johnston 125HP та топок котлів типових конструкцій;

б – топки водотрубно-димогоарного котла.

Така модель вимагає побудови сітки з підвищеною густиною у місцях появи в'язкісних прилеглих шарів, зокрема це стосується зон розташування труб та місць формування вихорів (зони рециркуляції топкових газів). Будова структури прилеглих шарів на стінках теплообмінних поверхонь у препроцесорі Gambit проводиться командою «прилегли шари» («boundary

layers»), або у відповідних зонах будується сітка з підвищеною густиною. Максимальну товщину прилеглого шару на трубах екранного пучка можливо розрахувати на підставі даних роботи, роблячи наступні припущення:

– мінімальне значення числа Рейнольдса, за якого можливе формування прилеглого шару $Re_{\min} = 1$;

– мінімальна температура топкових газів близька до температури стінок топки і дорівнює середній температурі мережної води у корпусі котла, тобто $\approx 80^\circ\text{C}$. Тоді швидкість руху топкової середи при Re_{\min} і коефіцієнті кінематичної густини димових газів при температурі газів 80°C складе:

$$w_{\min} = \frac{Re_{\min} \cdot \nu_{80}}{d_{\text{ект}}^3} = \frac{1 \cdot 18 \cdot 10^{-6}}{0,032} = 0,0006 \text{ м/с.}$$

Максимальна товщина прилеглого шару на криволінійній поверхні, близькій по формі до труби круглого перетину, складе

$$\delta_{\text{г}}^{\max} = \frac{2,5 \cdot l}{\sqrt{\frac{w_{\min} \cdot l}{\nu_{80}}}} = \frac{2,5 \cdot 0,032}{\sqrt{\frac{0,0006 \cdot 0,032}{18 \cdot 10^{-6}}}} = 0,080 \text{ м}$$

де l – характеристичний розмір криволінійної поверхні (дорівнює зовнішньому діаметру екранної труби $d_{\text{ект}}^3$). Отримане значення товщини прилеглого шару практично означає, що вся зона, яка примикає до екранних труб і надалі у радіальному напрямку розповсюджується на простір топки водотрубно-димогарного котла між екранними трубами та стінками, знаходиться у в'язкій зоні руху продуктів згорання. Розрахунок теплофізичних параметрів у зонах із ламінарним рухом (зазвичай при $y^+ \approx 1$) можливий за умов будови у пристінних зонах кінцевоелементної сітки підвищеної густини і застосування удосконаленого розгляду пристінних зон («enhanced wall treatment») у межах традиційної «двошарової зональної моделі» («two-layer zonal model») в напрямку, перпендикулярному поверхні труб. Таку область існування в'язкісного руху ($Re_y < 200$) необхідно розбити

сіткою не менше як на 10 вічок. Для будови кінцевоелементних сіток топок приймаємо середні значення товщини прилеглих шарів:

- на боковій стінці топки котла Johnston 125HP – 3 мм;
- на боковій стінці топок котлів типових конструкцій – 3,5 мм;
- на фронтальній та задній стінках топок котлів типових конструкцій – 2 мм;
- на боковій стінці топки водотрубно-димогарного котла – 3 мм;
- на фронтальній та задній стінках топки водотрубно-димогарного котла – 1,5 м.

Викладені розрахунки дозволяють побудувати кінцевоелементні сітки для топок жаротрубно-димогарних котлів типових конструкцій та топки водотрубно- димогарного котла тепловою потужністю 63 кВт.

Граничні умови моделювання (рис 2.10) визначалися даними, які входять у теплові розрахунки топок. Основні спрощення, прийняті при будові моделей:

- температура топкових поверхонь нагріву прийнята постійною, що припустимо.
- рух дуттьового повітря через турбулізаційний диск пальника не моделювався, турбулізація потоку в пальнику завдавалася ступенем турбулентності.

Моделювання утворення викидів NO_x у програмному комплексі ANSYS FLUENT проводиться за допомогою моделей, які враховують частковий вміст NO_x у димових газах (rate models).

Оскільки горіння природного газу у топці котла супроводжується формуванням головним чином «термічних» та «швидких» оксидів азоту, то надалі у моделюванні застосовувалися саме такі опції. Характерною особливістю програмного комплексу є те, що автори комплексу ANSYS FLUENT розглядають моделювання утворення викидів NO_x у якості

допоміжного засобу при виявленні тенденцій із зміни кількості утворених NO_x в залежності від змін у технологічних процесах.

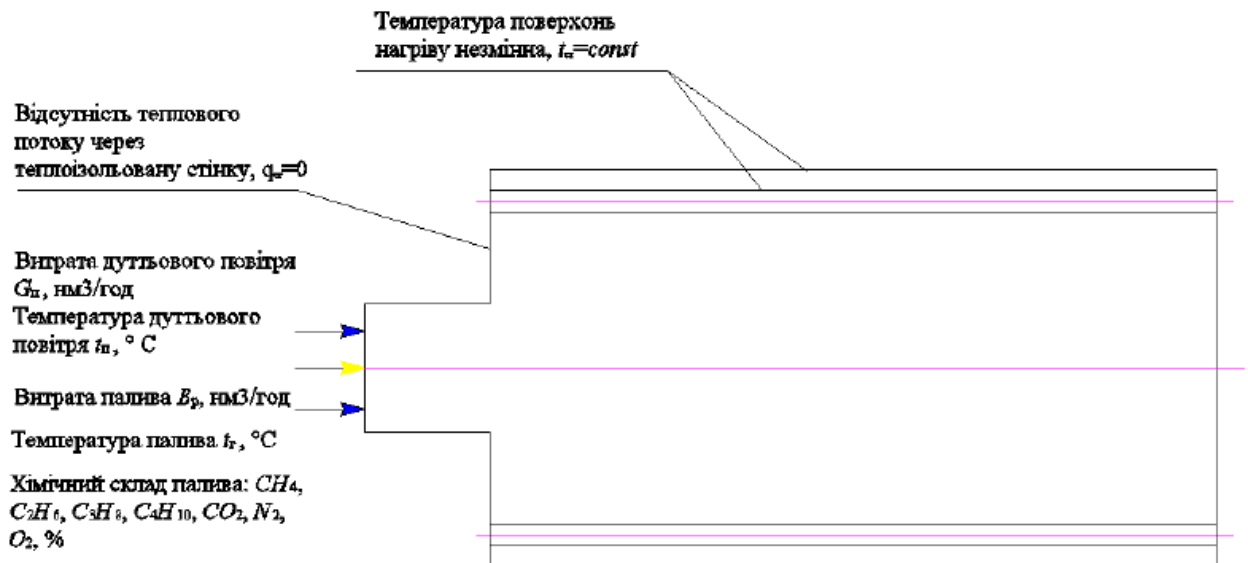


Рис. 3.10 Опис граничних умов комп'ютерного моделювання теплообміну у жарових трубах-топках у комплексі ANSYS FLUENT для водогрійного котла

Точне кількісне визначення концентрацій NO_x у продуктах згорання при моделюванні не гарантується. Визначення концентрацій радикалів кисню ([O] Mode) проводилося за допомогою методу надрівноважних концентрацій (Partial Equilibrium Approach). Даний метод визначення концентрації атомарного кисню показав кращу збіжність змодельованих кількісних показників утворених NO_x із експериментальними даними. Визначення концентрацій гідроксильного радикалу ([OH] Mode) також велося по методу надрівноважних концентрацій.

Технологічний опис моделювання роботи водотрубно-димогарного котла на частковому навантаженні (1-й ступінь горіння при надлишку дуттьового повітря $\alpha = 1,2$) відрізнявся від технологічного опису моделювання котла при роботі на розрахунковому навантаженні лише

відповідним зменшенням (збільшенням) швидкостей руху газу (дутьового повітря).

Програмний комплекс ANSYS FLUENT дозволяє отримувати дані у графічній або числовій формі. Зображення у графічній формі виконувалися за допомогою типових перерізів, умовно зображених на рис. 3.11.

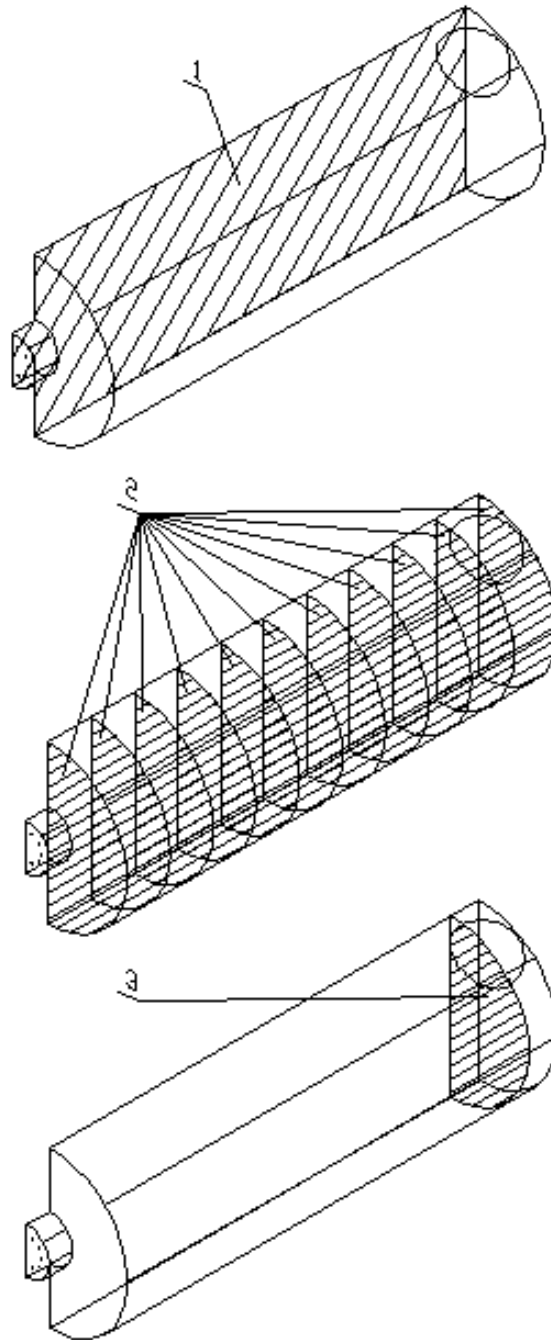


Рис. 3.11. Перерізи топкового простору

Перерізи мають наступні характеристики.

Переріз типу 1 отриманий за допомогою розбиття топкового простору площиною, яка вертикально проходить через вісь топкового простору і ділить топковий простір на дві симетричні половини.

Переріз типу 2 складається із 11-ти вертикальних перетинів, паралельних передній та задній стінці топки. Переріз типу 2 отриманий шляхом розбиття топкового простору на 10 ділянок, однакових по довжині. Переріз типу 3 одержаний за рахунок перетину топки вертикальною площиною, паралельною передній та задній топковим стінкам. Перетин проходить через центр вихідного топкового отвору.

Графічні зображення, отримані при моделюванні, для зручності аналізу оснащені однаковими параметричними шкалами, розташованими у нижній частині рисунків. Числові результати моделювання представлені у вигляді таблиць, діаграм та графіків.

Результати верифікації технологічного опису моделювання теплообміну у жаровій трубі-топці при вирішенні тестового завдання моделювання топкового теплообміну на прикладі котла Johnston 125HP наведені на рис. 3.11. На цьому рисунку наведені значення температури топкової середи на геометричній осі топки в залежності від відстані точки виміру від місця встановлення пальника для різних варіантів технологічного опису. Застосовані наступні варіанти технологічного опису:

- радіаційна модель променистого теплообміну P-1;
- дискретно-ординатна модель променистого теплообміну DO;
- стандартною дискретизацією розрахункових кутів при другому рішенні (Second Order Upwind);
- дискретно-ординатна модель променистого теплообміну DO із стандартною дискретизацією розрахункових кутів при другому рішенні (Second Order Upwind).

4 РЕЗУЛЬТАТИ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ У ТОПКОВОМУ ПРОСТОРИ КОТЛА

4.1 Розрахункові значення температурних характеристик топки

Результати розрахунку варіантів технологічного опису при застосуванні дискретно-ординатної моделі променистого теплообміну DO із стандартною та підвищеною дискретизацією розрахункових кутів між собою практично не відрізнялися. Максимальна розбіжність між даними у відповідних точках не перевищувала 2...3°.

Поля температури наведені на рис. 4.1 та 4.2. Епюри швидкостей димових газів із зображенням проекції вектору швидкості на вісь X наведені на рис. 4.3. Дифузійний факел формує у топках нерівномірне поле температури. Зони рециркуляції газів охоплюють значні об'єми топкового простору. Зони примикають до кореню факела. Температура димових газів в зонах рециркуляції складає 1000...1100 К. Поля температури на рисунках 4.1 а, б та 4.2 а, б відрізняються незначно, за виключенням того, що у топці з боковим виходом максимум температури зміщений у напрямку задньої стінки. Остаточний перехід від горіння у струменях до горіння фронтом у всіх топках відбувається у першій третині довжини. Присутність екранного трубного пучка у топці водотрубно-димогарного котла змінює теплообмін та аеродинаміку, властиву топкам жаротрубно-димогарних котлів типових конструкцій. Інтенсифікація теплообміну у периферійних областях простору топки призводить до швидкого охолодження, зменшення питомого об'єму димових газів та їх руху в напрямках периферії. Як наслідок, скорочується об'єм зон рециркуляції, які примикають до кореня факелу.

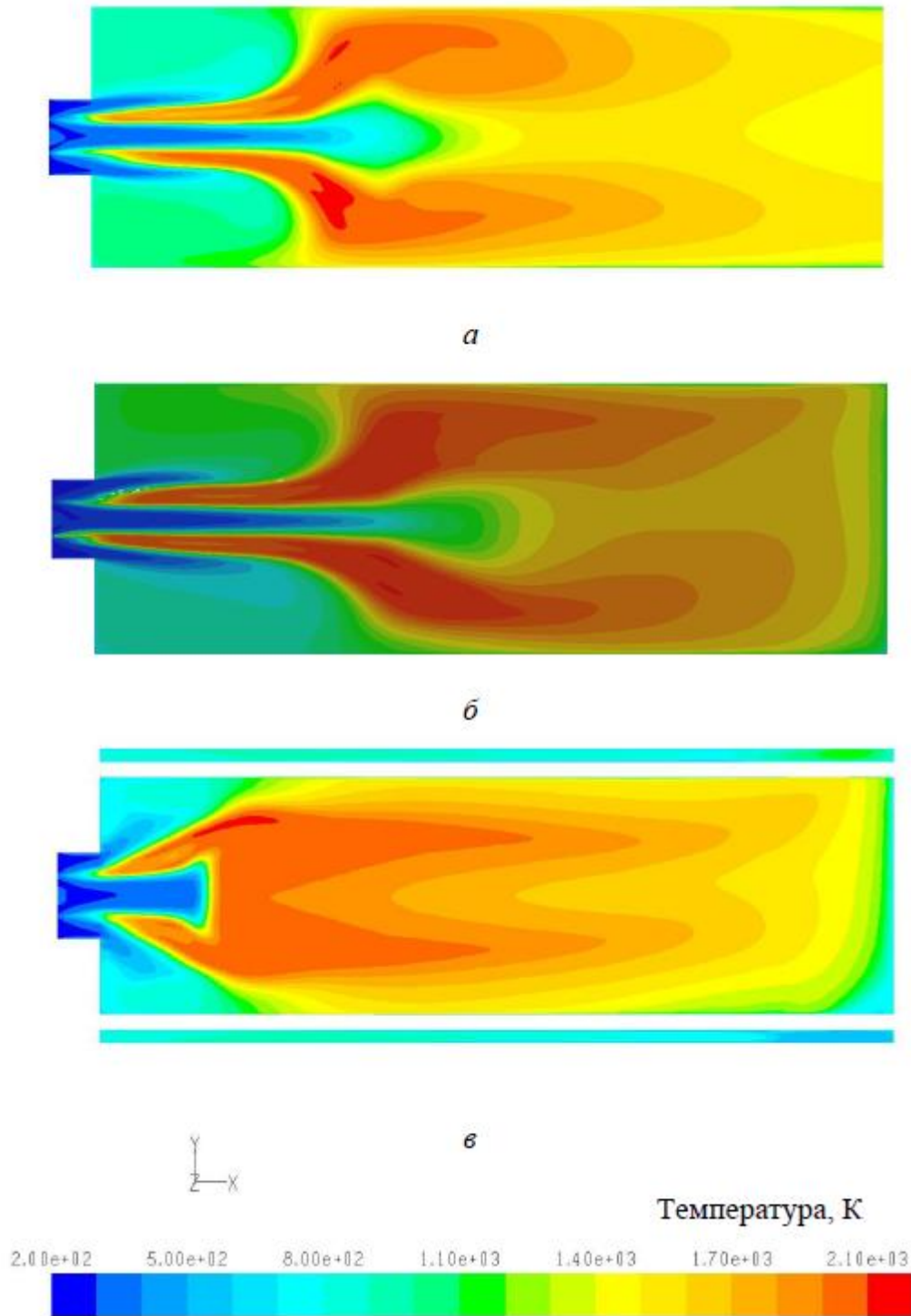


Рис. 4.1. Поля температуры, переріз типу 1:
 а – топка з аксіальним виходом; б – топка з боковим виходом; в – топка водотрубно-димогарного котла

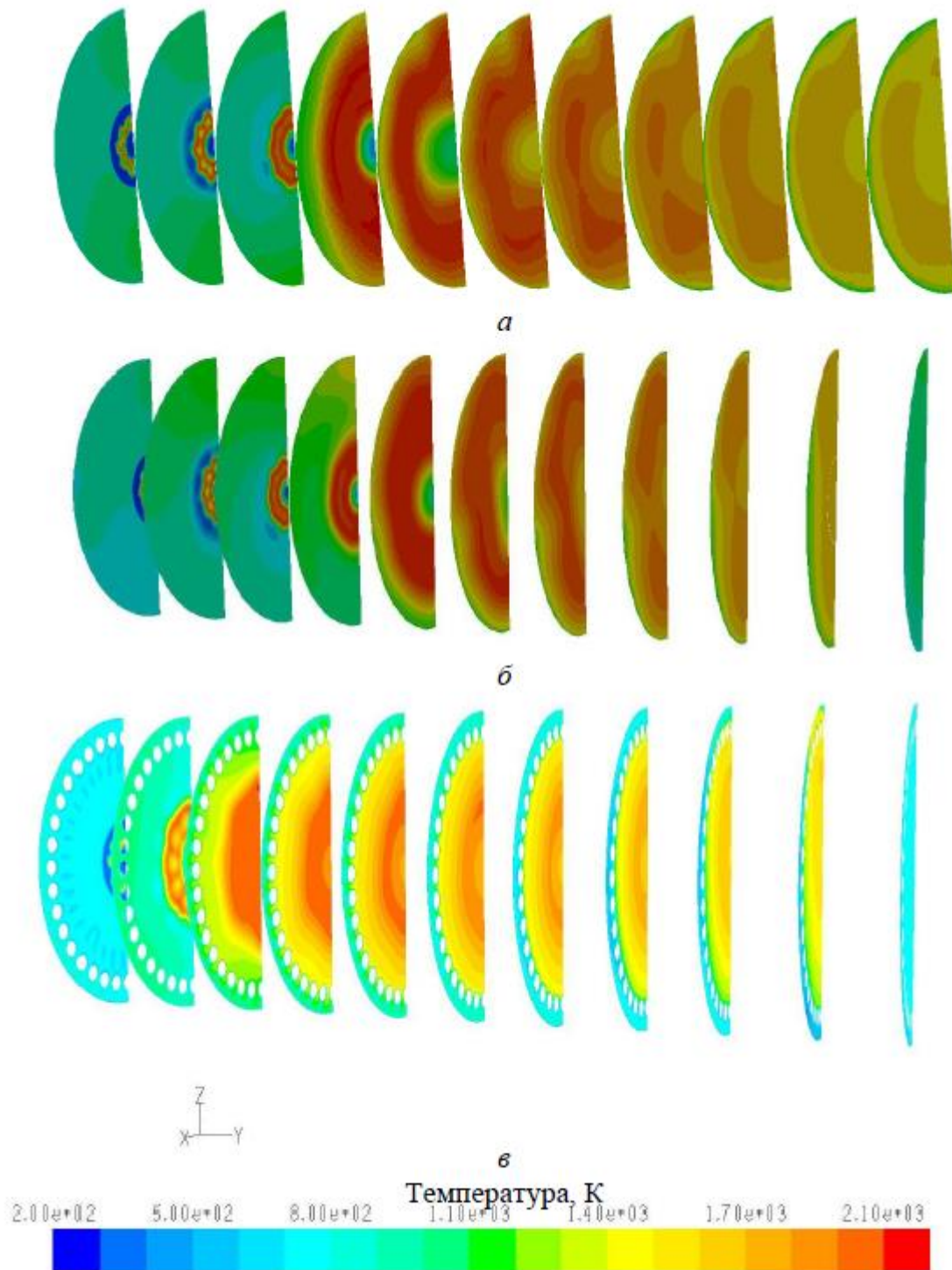


Рис. 4.2. Поля температуры, переріз типу 2:
 а – топка з аксіальним виходом; б – топка з боковим виходом; в – топка водотрубно-димогарного котла

Розташування зони максимальної температури топкових газів являється важливою характеристикою котла і має особливе значення у теплових розрахунках топків за методикою ЦКТИ.

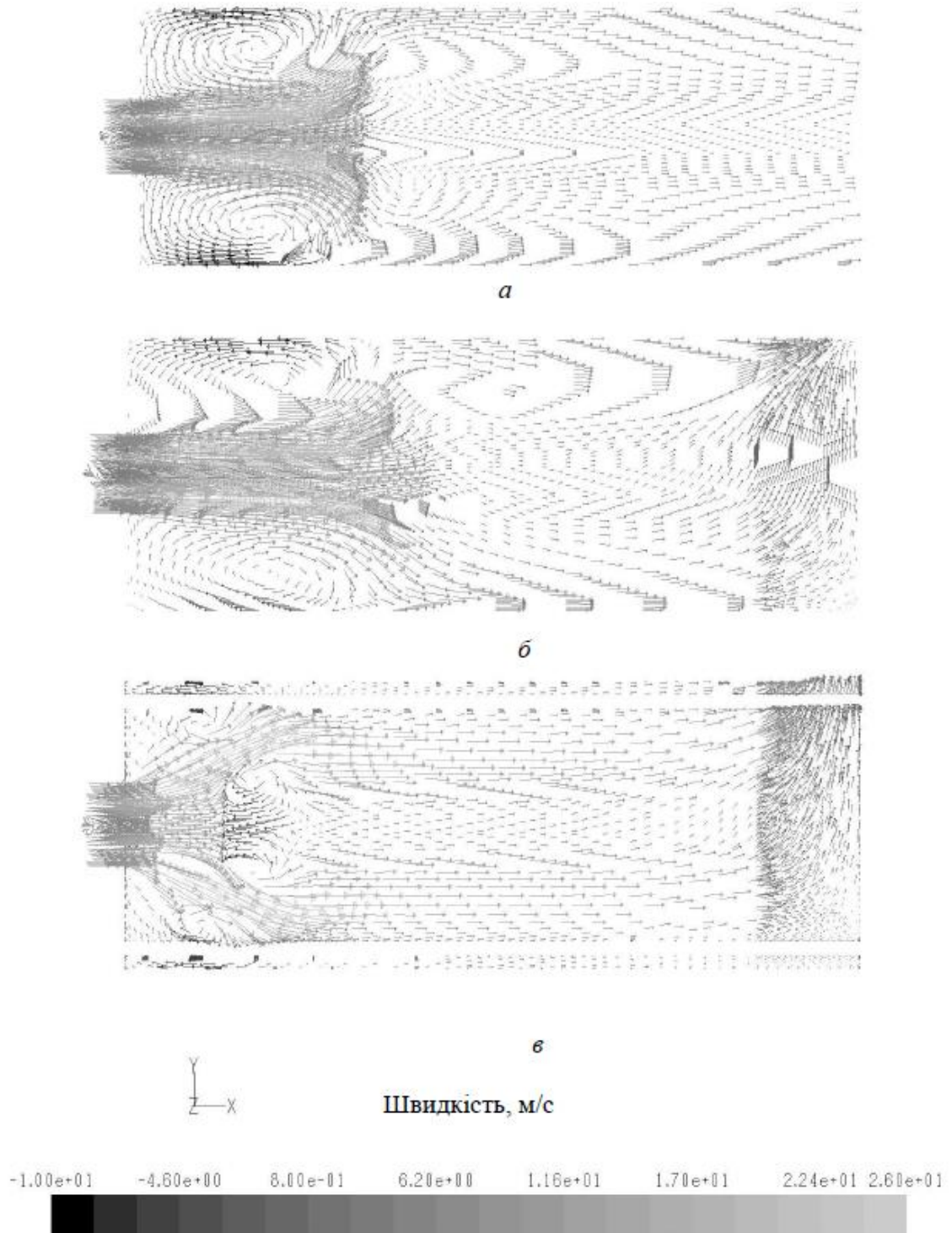


Рис. 4.3. Епюри швидкостей потоку топкових газів, переріз типу 1:
а – топка з аксіальним виходом; б – топка з боковим виходом; в – топка водотрубно-димогарного котла

У топці водотрубно-димогарного котла появляється додаткова зона рециркуляції, яка знаходиться у першій чверті топкового об'єму та примикає до середини факелу. Завдяки наявності охолоджуваної частини передньої стінки вдалося знизити температуру у фронтальній частині топки водотрубно-димогарного котла. Максимальна температура факелу для всіх топок коливається у вузькому діапазоні 2005...2019 К.

На рис. 4.2 наведені значення середньої температури (Area- Weight Average), розраховані у поперечних перетинах топкового об'єму, розміщених перпендикулярно осі топки. Відстань між фронтальною топковою стінкою і кожним перетином представлена у відносних одиницях L/d_T , де L – відстань між фронтальною топковою стінкою та центром вихідного топкового отвору по твірній бокової стінки жарової труби, d_T – діаметр горловини пальника. Розглядаючи дані на рис. 4.2 можливо відмітити, що у порівнянні із топками котлів типових конструкцій горіння у топці водотрубно-димогарного котла відбувається при менших значеннях середньої температури. Розподіл температури у топковому об'ємі водотрубно-димогарного котла більш рівномірний. Зона максимальної температури у топках котлів типових конструкцій розташована біля середини довжини топкового простору. Зона максимальної температури у топці водотрубно-димогарного котла зміщена у напрямку фронту на 10%.

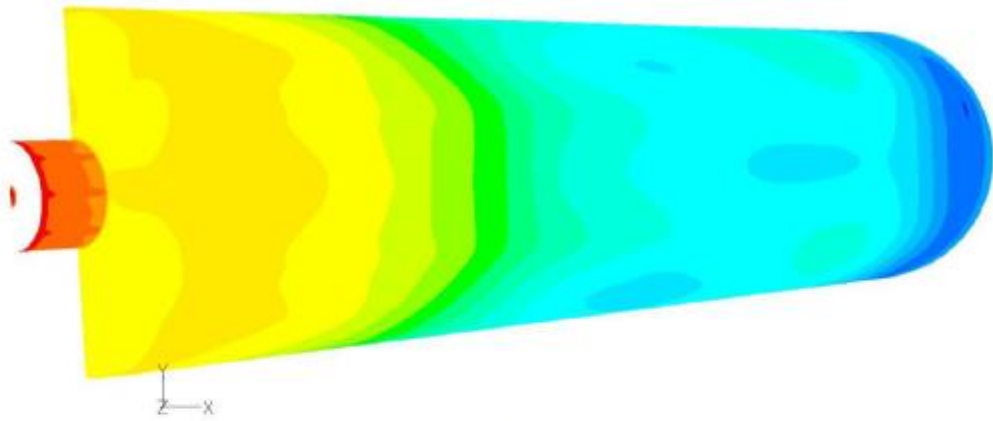
4.2 Розрахункові значення теплообмінних та технологічних параметрів топки

У топках із зміною напрямку руху димових газів (топка з боковим виходом та топка водотрубно-димогарного котла) спостерігається зростання частини теплоти, що передається за рахунок конвекції. Частина теплоти, яка передається випромінюванням, у топці водотрубно-димогарного котла дорівнює 57%.

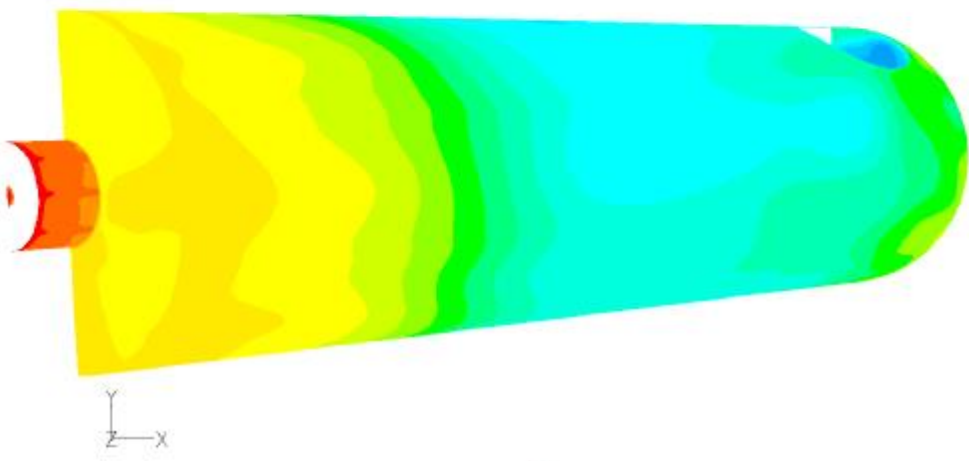
Важливим чинником, який визначає надійність роботи водогрійного котла, є відсутність кипіння води в поверхнях нагріву. Робота дозволила отримати нові дані і розширити аналіз теплообміну в поверхнях нагріву жаротрубно-димогоарного котла. Нагрів мережної води у водогрійних жаротрубно-димогоарних котлах, як правило, проходить при низьких параметрах теплоносія: максимальна температура мережної води у водяному просторі котла складає 90°C , а максимальний тиск не перевищує $0,58\text{ МПа}$. Як зазначено вище, жаротрубно-димогоарні котли мають значний осадковий об'єм. Рух води у водяному просторі відбувається шляхом природної конвекції. У топковій екранній системі водотрубно-димогоарного котла рух води проходить при примусовій конвекції.

Передача теплоти топковим поверхням нагріву у котлах типових конструкцій супроводжується значними змінами теплового потоку: розподіл потоку нерівномірний і має місцевий характер (рис. 4.4 а, б). На рис. 4.4 а видно, що у випадку з топкою з аксіальним виходом продуктів згорання зони максимального питомого теплового потоку займають значну площу та зсунуті у напрямку тилу топки. Різниця між максимальною та мінімальною величинами питомого теплового потоку досягає майже п'ятикратної величини ($140 \cdot 10^3\text{ Вт/м}^2$ проти $30 \cdot 10^3\text{ Вт/м}^2$). Максимальне значення теплового потоку складає 140767 Вт/м^2 . У випадку з топкою з боковим виходом (рис. 4.4 б) зони з максимальним тепловим потоком локалізовані, але також розташовані в області, яка примикає до тилу топки.

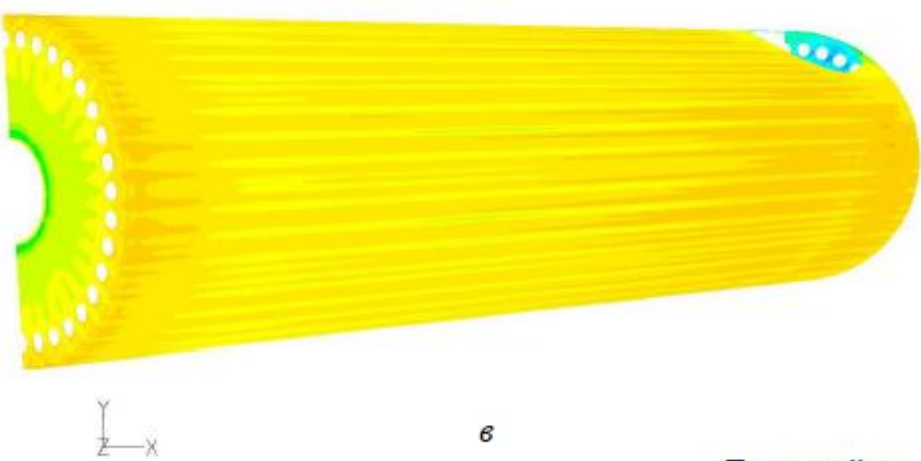
Зони кипіння на поверхнях нагріву, розташованих в топці водотрубно-димогоарного котла, не виявлені. Поля температури металу поверхонь нагріву мають конфігурацію, подібну до конфігурації теплових потоків, зображених на рис. 4.4. і розташування ділянок із максимальною температурою відповідає розташуванню ділянок із максимальним тепловим потоком.



a



б



в



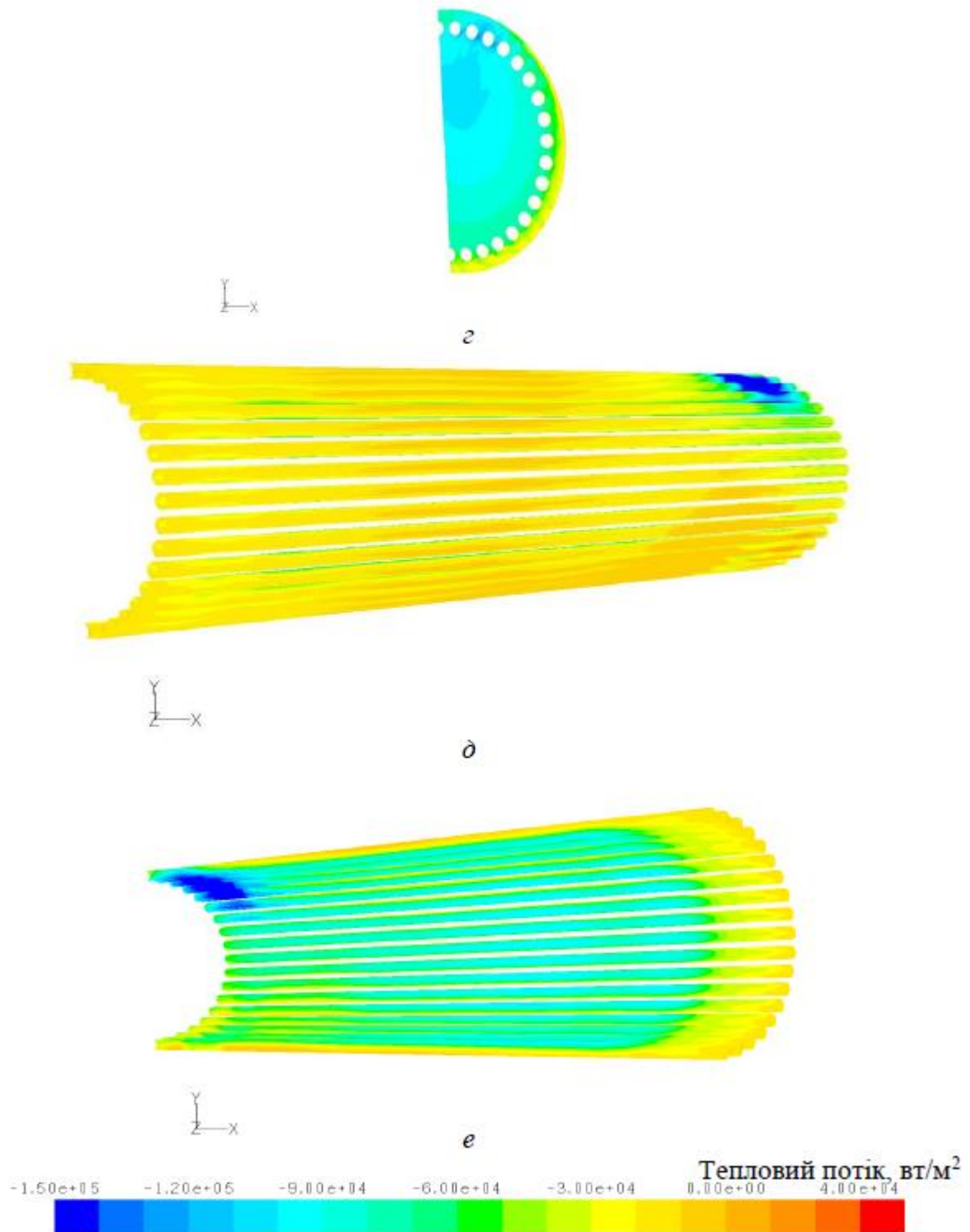


Рис. 4.4. Сумарний тепловий потік:
а – топка з аксіальним виходом; б – топка з боковим виходом; в...е –
поверхні нагріву топки водотрубно-димогоарного котла.

Встановлені середні значення питомого теплового потоку, який передаються топковим поверхням шляхом радіаційного випромінювання, конвективним теплообміном та теплопровідністю. У порівнянні з іншими топками, спостерігається збільшення частини теплоти, яка передається конвекцією, у тепловому балансі топки водотрубно-димогарного котла до 43%. Поверхня топкової стінки водотрубно-димогарного котла, по відношенню до поверхні трубного пучка, працює при значно меншому теплосприйманні (15 проти 42 кВт/м²), що важливо для запобігання виникненню в жаровій трубі небажаних термічних напружень.

Підігрів води у трубному екранному пучку водотрубно-димогарного котла становить $\approx 8^\circ$. Завдяки потраплянню у водяний простір підігрітої води, підвищується температура у водяному просторі котла та в зоні розташування димогарних труб. Тому конструкція котла допускає роботу при мінімальній температурі мережної води на вході в котел 325 К без ризику виникнення умов для випадіння кислотного конденсату в димогарних трубах. У той час мінімальна допустима температура на вході в жаротрубно-димогарний котел типової конструкції не може бути нижчою 333 К.

Максимальне значення питомого теплового потоку складає 121787 Вт/м². Такий розподіл теплового потоку у топках котлів типових конструкцій створює умови для теплообміну при вільній конвекції і для теплообміну при бульбочковому кипінні. Значення критичного теплового потоку при кипінні на поверхні жарової труби в діапазоні тиску води від 0,1 до 0,6 МПа (робочий діапазон тиску мережної води у водному просторі жаротрубно-димогарних котлів систем централізованого тепlopостачання) складає $q_{кр1} \approx (1,1 \dots 1,6) \cdot 10^6$ Вт/м². Значення критичного теплового потоку слабо залежить від тиску води у межах вказаного діапазону. Розвинений режим кипіння виникає при теплових потоках $q > 0,1 \div 0,2 \cdot q_{кр1}$. Це означає, що для досягнення кипіння необхідно, що би значення питомого теплового потоку на поверхнях нагріву перевищувало 110 кВт/м². Виходячи з такої оцінки, формування зон бульбочкового кипіння можливе на окремих

ділянках топкових поверхонь у жаротрубно-димогарних котлах типових конструкцій.

Режим руху мережної води в поверхнях нагріву топки водотрубно-димогарного котла створює інші умови теплообміну, оскільки в екранному трубному пучку рух води проходить при примусовій конвекції. Значна частина площі бокової стінки жарової труби водотрубно-димогарного котла знаходиться у тіні трубного пучка. Моделювання і розрахунки показали, що теплообмін у внутрішньому просторі труб екранної системи і на поверхні задньої кільцевої водяної камери відбувається при турбулентному русі води ($Re > 5500$). Розподіл питомого теплового потоку на поверхнях нагріву топки водотрубно-димогарного котла наведений на рис. 4.4. Рис. 4.4 в...е є зображенням стінки топки, задньої стінки, екранних труб (вид ззовні топки), екранних труб (вид з середини топки) відповідно. З причини часткового розташування поверхні бокової стінки у тіні трубного пучка, бокова стінка топки водотрубно-димогарного котла (рис. 4.4 в) працює при значно менших, порівняно із топками котлів типових конструкцій, значеннях питомого теплового потоку, який коливається у межах $1 \cdot 10^3 \dots 3 \cdot 10^3$ Вт/м². Максимальні значення питомого теплового потоку (244856 Вт/м²) виявлені на поверхні труб екранного пучка у зоні, яка примикає до вихідного топкового отвору. У такому випадку, для появи кипіння в трубах екранного пучка значення питомого. Характерною відмінністю водотрубно-димогарного котла від котлів типових конструкцій є наявність в топці системи екранних труб, що працюють в складних термічних умовах. Конструкція топки поставила вимогу оцінки надійності її роботи за допомогою використання матеріалів моделювання. Жорсткість конструкції, яка обмежує експлуатаційні можливості жаротрубно-димогарних котлів, привертала увагу протягом тривалого часу. З цієї причини поверхні нагріву жаротрубно-димогарних котлів, як правило, виготовляються з м'якої і пластичної низьковуглецевої сталі. Термічні напруження та пошкодження, що виникають в таких котлах і приводять до аварійних зупинок, вивчалися

багатьма авторами і відображені в нормативній документації. Фактори, які спричиняють пошкодження металу поверхонь нагріву жаротрубно-димогарних котлів, можна розділити на такі групи:

- термодформаційне старіння;
- механічна втома;
- місцеві пошкодження, викликані високими температурними градієнтами;
- пошкодження, що виявляються при дії циклічних теплових навантажень, пов'язані із наявністю місцевих механічних дефектів і концентраторів напруги. У загальному випадку, жаротрубно-димогарний котел можна розглядати як конструкцію, що складається з механічно сполучених елементів (термомеханічних пар). Елементи пар працюють в різних температурних умовах. Термомеханічними парами, наприклад, можна вважати жарову трубу з обичайкою котла, або димогарні труби з обичайкою.

Пружно-пластичні деформації, що виникають в елементах жаротрубно-димогарних котлів при періодичних включеннях в роботу пальника, мають циклічний характер. Напруження, які створюються тиском води у водяному просторі, практично мають постійне значення. Топка водотрубно-димогарного котла включає термомеханічну пару – труби екранної системи і жарову трубу. Розглядаючи топку з врахуванням теорії опору матеріалів, для даної конструкції можна прийняти модель навантаження, що складається з тонкостінного циліндра (жарової труби), закріпленого між двома стінками (кільцевими трубними дошками). Стінки сполучені повздовжніми зв'язками (трубами екранної системи). Зв'язки кріпляться до стінок фронтальними зварними швами. Сумарна площа перетину повздовжніх зав'язків перевищує площу перетину циліндра. Циліндр знаходиться під дією зовнішнього тиску P (тиск мережної води).

ВИСНОВКИ

1. Встановлено, що відтворення топкового теплообміну на фізичних моделях не уявляється можливим: спостерігаються розбіжності у критеріальних показниках (числа Больцмана, Бугера, Рейнольдса) жарових труб-топок порівняно із відповідними показниками, розрахованими для фізичних моделей. Особливо великі розбіжності складаються у числах Рейнольдса (більше ніж на порядок).

2. Наявність охолоджуваного екранного трубного пучка у жаровій трубі-топці котла, згідно з результатами моделювання, змінює технологічний режим топки, наслідком чого є:

- формування рівномірного розподілу теплових потоків, усунення кипіння води в топкових поверхнях нагріву і запобігання виникненню додаткових термічних напружень;

- збільшення загального теплосприймання топки на 56% та зростання при цьому частки теплоти, переданої конвективним теплообміном на 22%;

- зменшення рівня температури у топковому просторі і скорочення концентрації оксидів азоту на 45...50%;

- запобігання умовам виникнення низькотемпературної корозії за рахунок підігріву води у трубному пучку на 8°.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Современный уровень и основные пути развития отопительного котлостроения (зарубежного и отечественного) Обзор / ЦНИИТЭСТРОМ; [сост. Д. Я. Борщов; ред. А. А. Бирюков]. – Москва: Министерство промышленности строительных материалов СССР, 1968. – Вып. 85. – 37 с.
2. Viessmann H. Viessmann Heizungshandbuch. Stuttgart: Gentner Verlag, 1987. 660 p.
27. Boiler Room Guide / Cleaver Brooks Inc – Thomasville, USA, 2011. – 88 p.
3. Миrowsки А., Ланге Г., Елень И. Материалы для проектирования котельных и современных систем отопления. Viessmann. Краков: Viessmann, 2005. 293 с.
4. Boiler selection considerations. Cleaver-Brooks Reference Center. URL: <http://www.cleaver-brooks.com/Reference-Center/Boiler-Basics/Boiler - Selection.aspx> (Last access: 15.11.2021).
5. Hicks D., Thurlow G. G. The future of fuel utilization in shell boilers. Proc. of a conference held by the Institute of Fuel, May, 1963, Netherlands, Amsterdam. The Royal Institution of Engineers. Amsterdam, 1964. P. 51 – 60.
6. Слепченко В. С., Быстров В. Д., Зак М. Л., Палей Е. Л. Отопительные котельные малой мощности. Новости теплоснабжения. 2004. № 9. С. 24 – 34.
7. Щелоков Я. М., Антропов Г. В., Сизоненко А. А. Водно-химические режимы систем коммунального теплоснабжения. Новости теплоснабжения. 2004. №8. С. 21 – 25.
8. Васильев А. В., Антропов Г. В., Сизоненко А. А. Сравнительный анализ эффективности паровых и водогрейных котлов для промышленных и отопительных котельных. Промышленная энергетика. 2003. №9. С. 18 – 24.
9. Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації: у 2 т./ НАН України, Інститут технічної теплофізики. ; ред. А. А. Долінський, Б. І. Басок, Є. Т. Базєєв, І. А. Піроженко. – Київ, : ТОВ «Поліграф-Сервіс», 2007 – Т. 1. – 392 с.

10. Energy balance sheets Statistical books ISSN 183 -2010-2011 [Electronic resource] // European Commission: Departments (Directorates-General) and services: Eurostat (ESTAT): [site] Luxembourg, 2011. URL: <http://ec.europa.eu/eurostat/documents/3217494/5776405/KS-EN-13-001-EN.PDF/dda45f01-c4c1-4b5c-9cac70fe10122956> (Last accessed: 22.11.2021).
11. Carson A. H. Current practice in steam generation. Transactions. 1961. №6. P. 39–41.