

«НВОІЛ»
(шифр)

**«ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГАЗОВОГО ПАЛЬНИКА
КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА КУП-70-4,0-440»**

Спеціальність:
«Енергетичне машинобудування»

2020/2021

АНОТАЦІЯ

наукової роботи під шифром «НВОІЛ»

Актуальність. Сучасний розвиток енергетики пов'язаний з постійним ростом споживання традиційних джерел енергії. Зі збільшенням питомої потужності парових, газових установок також зростає використання органічного палива, тому питання підвищення економічності енергетичних установок є актуальними.

Необхідність створення форсованих пристроїв для спалювання палива, викликана розвитком газотурбінної, реактивної та ракетної техніки. Процес горіння палива давно застосовуються у техніці, але до останнього часу сам механізм цього процесу та фактори, які впливають на нього, були вивчені цілком недостатньо.

На сучасному етапі розвитку програмного забезпечення є можливість дослідити процеси горіння, з використанням сучасних *CFD* пакетів, які дають можливість більш ретельно розглянути всі процеси, що проходять в енергетичних установках, хоч і ведуть до складніших обчислень процесів течії рідин і газів, процесів горіння.

Мета роботи. Аналіз розрахункових моделей горіння, вибір розрахункової моделі для подальшого розрахунку і оптимізації роботи газового пальника котла-утилізатора КУП-70-4,0-440.

Завдання наукової роботи. Основні завдання наукової роботи полягали в наступному:

1. Проведення аналізу основних рівнянь і моделей горіння, вживаних в сучасних *CFD* пакетах програм.
2. Формування задачі і створення розрахункової моделі пальника з використанням *CFD*-коду.
3. Проведення розрахунків і визначення оптимальної конструкції пальника, встановленого в котлі-утилізаторі КУП-70-4,0-440.

Методи дослідження. Теоретичні положення наукової роботи базуються на фундаментальних основах теорії теплообміну, конвективного теплообміну, фізико-хімічних процесів при горінні і газифікації. Достовірність результатів дослідження наукової роботи забезпечується коректною постановкою завдання, застосуванням методів дослідження, використанням основних законів збереження й перетворення енергії, застосування фундаментальних закономірностей технічної термодинаміки, теорії теплообміну.

Загальна характеристика наукової роботи. Наукова робота містить вступ, моделювання і оптимізація газового пальника котла-утилізатора КУП-70-4,0-440, дослідження та оптимізація конструкції пальника, висновки список джерел інформації. Загальний обсяг сторінок – 29, кількість рисунків – 16, таблиць – 2, використаних наукових джерел – 8.

Ключові слова: парогазовий цикл, котел-утилізатор, газова турбіна, паливний пристрій, процес горіння, пальник, окислювач, паливо, розрахункова модель.

ЗМІСТ

Вступ.....	3
1 Моделювання і оптимізація газового пальника котла-утилізатора	
КУП-70-4,0-440.....	5
1.1 Основні рівняння і моделі горіння, вживані в сучасних <i>CFD</i> пакетах програм	5
1.2 Побудова розрахункової сітки.....	9
1.3 Особливості роботи топки і пальників котла.....	10
1.4 Конструкція паливного пристрою котла КУП-70-4,0-440.....	11
1.5 Початкові параметри палива та окислювача	12
1.6 Розрахункова модель пальника	13
2 Дослідження та оптимізація конструкції пальника	18
2.1 Побудова, розрахунок і аналіз моделей пальника.....	18
2.2 Аналіз конструкцій пальників на основі концентрацій кінцевих продуктів згоряння	24
Висновки	27
Список джерел інформації	29

ВСТУП

Виробництво електроенергії є одним з основних показників економічного рівня країни. Розвиток країни вимагає випереджаючого зростання енергетики. В той же час випереджаючі темпи зростання енергетики необхідні для загального прогресу в розвитку техніки, зростання енергоозброєності і підвищення продуктивності праці. Аналізуючи виробництво електроенергії України, можна встановити, що близько 47 % всієї енергії виробляється на ТЕС. Ця частка збережеться й надалі приблизно на цьому ж рівні. Незважаючи на широкий розвиток АЕС і ГЕС, в найближчі 10 – 15 років основними джерелами електроенергії залишаться ТЕС на органічному паливі. Зважаючи на стрімке зменшення запасів органічного палива і, відповідно, зростання цін на нього, доцільно і необхідно разом з наростаючими потребами і потужностями прагнути підвищення економічності енергетичних установок.

Так як більша частина енергетичного обладнання в Україні вже морально і фізично зношена, то зараз для енергетики держави дуже актуальна задача реконструкцій та модернізацій цього устаткування.

За експертними оцінками в Україні налічується близько 2000000 паливно-спалюючих пристроїв (теплогенератори, сушила, печі різного призначення; контактні водонагрівачі, котли і т.д.), які споживають близько 80 млрд. т природного газу в рік.

Особливу групу енергогенерувального устаткування складає 240 (промислових теплових електричних централей) ПТЕЦ загальною потужністю 3000 МВт, у тому числі: в хімічній промисловості 10 ПТЕЦ-(10 МВт), металургійній - 22 ПТЕЦ (900 МВт), цукровій - 180 ПТЕЦ (1000 МВт). Більшість з них має низький ККД, оскільки працюють більше 30-40 років. Могутнім споживачем природного газу є промислові і опалювальні котельні (більше 200000 котлів), причому їх ККД (по загальних теплових балансах) складає в середньому близько 75 %. Переважна кількість конструкцій печей різного призначення морально застаріли (більшість з них була спроектована під

тверде паливо), відрізняються низькою маневреністю, низьким значенням ККД, високим рівнем токсичності.

Таке положення характерне для всіх типів огнетехнічного устаткування (ОУ) в різних галузях національної економіки. Як відомо, основним елементом огнетехнічного устаткування є паливний пристрій, робочий процес якого визначає економічність, надійність і екологічну безпеку об'єкту в цілому. Комплекс аеро-, термохімічних процесів, який служить в основі роботи газотурбінної установки (ГУ), є найскладнішим в техніці, недостатньо вивченим і не піддається точним розрахункам. Проте потреби виробництва підштовхують до пошуку відповідних підходів, що дозволяють вже зараз створювати ГУ необхідної ефективності. Для цього необхідно дещо змінити відношення до технології спалювання, як до сукупності фізико-хімічних процесів забезпечуючих ефективно перетворення хімічної енергії палива в продукти згоряння необхідної якості [1,2].

Цілком зрозуміло, що необхідно найретельнішим чином відпрацювати технології спалювання. Оскільки на сьогоднішній день поліпшення показників економічності добиваються за рахунок погіршення екологічних характеристик, зниження рівня надійності, звуження діапазону робочого регулювання. Такий підхід явно не задовільний.

Все це висуває більш жорсткі вимоги перед розробниками і проектувальниками. Задоволення цих вимог можливо при більш ретельному розгляді всіх процесів, що проходять в енергетичному устаткуванні.

1 МОДЕЛЮВАННЯ І ОПТИМІЗАЦІЯ ГАЗОВОГО ПАЛЬНИКА КОТЛА-УТИЛІЗАТОРА КУП-70-4,0-440

1.1 Основні рівняння і моделі горіння, вживані в сучасних *CFD* пакетах програм

Техніка нашого часу характеризується зростанням теплових навантажень, температур, швидкостей теплоносіїв і інших параметрів. У зв'язку з постійним збільшенням енергоспоживання (а, отже, нарощуванням потужностей) і зменшення запасів органічного палива у всьому світі, що приводить до зростання цін на нього, підвищення коефіцієнта корисної дії теплових машин на сьогоднішній день є дуже важливою задачею. Не менше важливим аспектом є екологія. Українці необхідно максимально понизити шкідливу дію на оточуюче середовище. Все це висуває більш жорсткі вимоги перед розробниками і проектувальниками. Задоволення цих вимог можливо при більш ретельному розгляді всіх процесів, що проходять в енергетичних установках, а це веде до складніших обчислень процесів течії рідин і газів, процесів горіння.

Ця можливість реалізована в сучасних *CFD* пакетах програм, що дозволяють вирішувати повні рівняння руху і енергії. Дана робота присвячена дослідженню процесів горіння, з використанням сучасних *CFD* пакетів.

В цілому, процес що цікавить нас є дуже складним, оскільки поєднує в собі аеродинаміку суміші що рухається з деякою швидкістю, на що накладається власне процес горіння, а також тепло і масообмін при хімічних перетвореннях.

Аеродинаміці горіння в чистому вигляді найбільш відповідає обмежена схема, при якій швидкість хімічних реакцій вважається нескінченно великою.

Аеродинамічна частина містить в собі рішення повних рівнянь Нав'є-Стокса, що описують рух рідини.

Процес горіння – це швидкий процес окислення палива, що супроводжується значним виділенням тепла і підвищенням температури. Горіння – це складне поєднання хімічних і фізичних явищ. Хімічні явища є

реакціями окислення палива. Фізичні процеси (перемішування, відведення і підведення тепла і ін.) готують і супроводжують ці хімічні реакції.

При горінні відбувається цілий ряд хімічних перетворень, протікає велике число реакцій з утворенням проміжних речовин і їх подальша взаємодія. Наведемо частину рівнянь для горіння метану, що описують взаємодії тільки горючих речовин. [1,2]

Таблиця 1.1 – Хімічні реакції

Номер етапу	Хімічні реакції	Номер етапу	Хімічні реакції
1	$\text{CH}_4 + \text{O}_2 = \text{CH}_3 + \text{HO}_2$	26	$\text{CH}_2\text{O} + \text{H} = \text{HCO} + \text{H}_2$
2	$\text{CH}_4 + \text{H} = \text{CH}_3 + \text{H}_2$	27	$\text{CH}_2\text{O} + \text{O} = \text{HCO} + \text{OH}$
3	$\text{CH}_4 + \text{O} = \text{CH}_3 + \text{OH}$	28	$\text{HCO} + \text{OH} = \text{CO} + \text{H}_2\text{O}$
4	$\text{CH}_4 + \text{OH} = \text{CH}_3 + \text{H}_2\text{O}$	29	$\text{HCO} + \text{H} = \text{CO} + \text{H}_2$
5	$\text{CH}_3 + \text{O} = \text{CH}_2\text{O} + \text{H}$	30	$\text{HCO} + \text{O} = \text{CO}_2 + \text{H}$
6	$\text{CH}_3 + \text{OH} = \text{CH}_2\text{O} + \text{H}_2$	31	$\text{HCO} + \text{O}_2 = \text{CO} + \text{HO}_2$
7	$\text{CH}_3 + \text{OH} = \text{CH}_2 + \text{H}_2\text{O}$	32	$\text{CO} + \text{OH} = \text{CO}_2 + \text{H}$
8	$\text{CH}_3 + \text{H} = \text{CH}_2 + \text{H}_2$	33	$\text{CO} + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{O}$
9	$\text{CH}_2 + \text{H} = \text{CH} + \text{H}_2$	34	$\text{CO} + \text{HO}_2 = \text{CO}_2 + \text{OH}$
10	$\text{CH}_2 + \text{OH} = \text{CH}_2\text{O} + \text{H}$	35	$\text{H}_2 + \text{O}_2 = 2\text{OH}$
11	$\text{CH}_2 + \text{OH} = \text{CH} + \text{H}_2\text{O}$	36	$\text{OH} + \text{H}_2 = \text{H}_2\text{O} + \text{H}$
12	$\text{CH} + \text{O}_2 = \text{HCO} + \text{O}$	37	$\text{H} + \text{O}_2 = \text{OH} + \text{O}$
13	$\text{CH} + \text{O} = \text{CO} + \text{H}$	38	$\text{O} + \text{H}_2 = \text{OH} + \text{H}$
14	$\text{CH} + \text{OH} = \text{HCO} + \text{H}$	39	$\text{OH} + \text{HO}_2 = \text{H}_2\text{O} + \text{O}_2$
15	$\text{CH} + \text{CO}_2 = \text{HCO} + \text{CO}$	40	$\text{H} + \text{HO}_2 = 2\text{OH}$
16	$\text{CH}_2 + \text{CO}_2 = \text{CH}_2\text{O} + \text{CO}$	41	$\text{O} + \text{HO}_2 = \text{O}_2 + \text{OH}$
17	$\text{CH}_2 + \text{O} = \text{CO} + 2\text{H}$	42	$2\text{OH} = \text{O} + \text{H}_2\text{O}$
18	$\text{CH}_2 + \text{O} = \text{CO} + \text{H}_2$	43	$2\text{H} + \text{H}_2 = 2\text{H}_2$
19	$\text{CH}_2 + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}$	44	$2\text{H} + \text{H}_2\text{O} = \text{H}_2 + \text{H}_2\text{O}$
20	$\text{CH}_2 + \text{O}_2 = \text{CH}_2\text{O} + \text{O}$	45	$2\text{H} + \text{CO}_2 = \text{H}_2 + \text{CO}_2$
21	$\text{CH}_2 + \text{O}_2 = \text{CO}_2 + \text{H}_2$	46	$\text{H} + \text{HO}_2 = \text{H}_2 + \text{O}_2$
22	$\text{CH}_2 + \text{O}_2 = \text{CO} + \text{H}_2\text{O}$	47	$2\text{HO}_2 = \text{H}_2\text{O}_2 + \text{O}_2$
23	$\text{CH}_2 + \text{O}_2 = \text{CO} + \text{OH} + \text{H}$	48	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{H} = \text{HO}_2 + \text{H}_2$
24	$\text{CH}_2 + \text{O}_2 = \text{HCO} + \text{OH}$	49	$\text{H}_2\text{O}_2 + \text{OH} = \text{H}_2\text{O} + \text{HO}_2$
25	$\text{CH}_2\text{O} + \text{OH} = \text{HCO} + \text{H}_2\text{O}$	–	–

Такий довгий ланцюжок хімічної реакції, говорить про складність процесу горіння. Все це закладено в сучасні *CFD* пакети програм.

Розглянемо модель *Non-Premixed Combustion*, яка повністю відповідає нашим вимогам.

В моделі *Non-Premixed Combustion* паливо і окислювач входять в зону реакції двома різними потоками, на відміну від *Premixed* моделі, в якій реагенти змішані на молекулярному рівні перед процесом горіння. Приклади *Non-Premixed* згоряння включають горіння метану, розпилувальні вугільні печі, та дизельні двигуни внутрішнього згоряння.

В цій моделі передбачається, що вся термохімія процесу може бути зведена до єдиного параметру – частка суміші. Частка суміші, позначена f , є масовою часткою, яка виділена з паливного потоку. Іншими словами, це – місцева масова частка спалених і неспалених паливних елементів потоку (С, Н, і т.п.) у всіх різновидах (CO_2 , H_2O , O_2 , і т.п.). Такий підхід витончений, тому що атомні елементи укладені в хімічних реакціях. У свою чергу, частка суміші – консервативна скалярна величина, і тому його управляюче транспортне рівняння не має початкових меж. Процес горіння спрощується і зводиться до проблеми змішування. Після того, як відбулося змішування, система може бути змодельована як така, що знаходиться в хімічній рівновазі, або біля хімічної рівноваги, яка відповідає ламінарній моделі *Flamelet*.

Модель *Non-Premixed* вирішує рівняння руху для одного або двох консервативних скалярів. Рівняння для індивідуальних елементів не розв'язуються. Натомість, концентрації окремих елементів задаються в частковому співвідношенні від всієї суміші.

Non-Premixed підхід був створений для моделювання турбулентного дифузійного поширення полум'я з великою швидкістю течії хімічних реакцій. Ця модель дозволяє передбачити проміжні елементи, ефекти роз'єднання, і точні турбулентнохімічні зв'язки. Але цей підхід застосовується в тому випадку, якщо, по-перше, потік турбулентний, по-друге, система реакції включає потоки палива та окислювача, і, нарешті, хімічна кінетика повинна бути такою швидкою, щоб потік знаходився в хімічній рівновазі або близько до неї.

Основою *Non-Premixed* підходу моделювання є те, що під деяким набором спрощень, миттєвий термохімічний стан рідини пов'язаний з консервативною скалярною величиною, відомою як частка f суміші. Частка суміші може бути записана у вигляді атомної масової частки як

$$f = \frac{z_i}{z_{i, fuel}}, \quad (1.1)$$

де z_i – елементна масова частка для деякого елемента i .

Якщо коефіцієнти розповсюдження для всіх елементів рівні, то рівняння (1.1) ідентичне для всіх елементів, і визначення частки суміші унікальне. Частка суміші, таким чином, є елементною масовою часткою, яка виділена з паливного потоку. Ця масова частка включає всі елементи паливного потоку, включаючи інертні компоненти типу N_2 , і будь-які компоненти окислення, змішаних з паливом, типу O_2 .

Сума всіх часток суміші в системі (паливо і окислювач) завжди дорівнює 1:

$$f_{fuel} + f_{ox} = 1. \quad (1.2)$$

Таким чином, знаючи деяку величину f можна обчислити будь-яку концентрацію окремого елемента суміші.

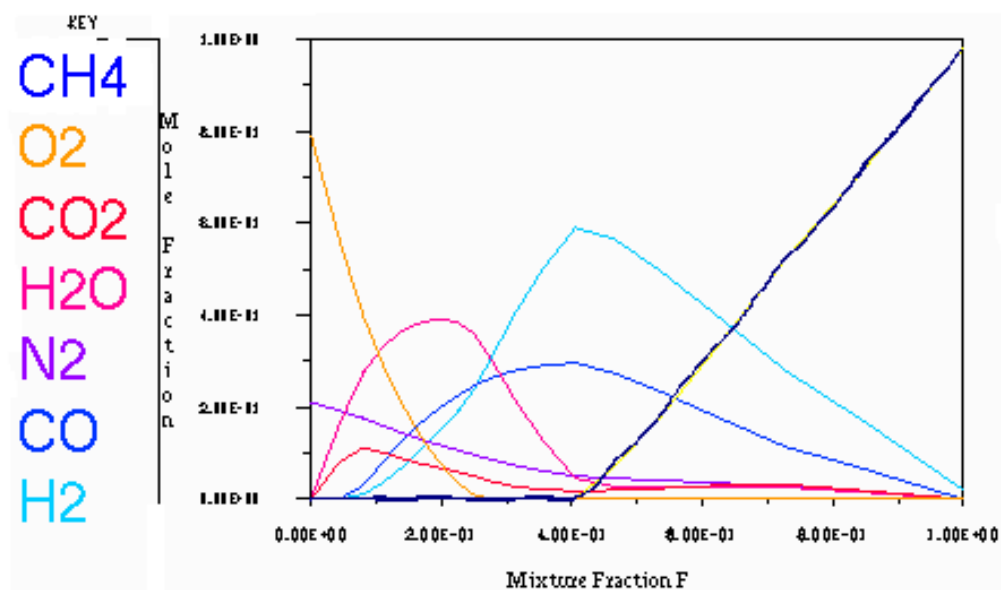


Рисунок 1.1 – Концентрації компонентів

Такий підхід дозволяє розрахувати концентрацію будь-якого елемента в будь-якій точці, що цікавить.

На рис. 1.1 представлено співвідношення мольних часток речовин і змішаної частки суміші f .

1.2 Побудова розрахункової сітки

Для подальшого обчислення необхідно виділити деяку геометричну модель, яка б описувала максимально точно реальний об'єкт. Для створення розрахункових моделей, які призначаються для подальшої їх обробки на ЕОМ, служить цілий низка програмних продуктів. Одними з найпоширеніших є *SolidWorks*, *AutoCAD*, які використовуються для побудови геометричної моделі. Розрахункова сітка (кінцевих елементів або кінцевих об'ємів) успішно може бути створена в програмі *Gambit* фірми *FLUENT*. Розрахунок проводиться в програмах *FLUENT*, *CFX* та інших. В даній роботі використовувався подібний *CFD* пакет.

Після того, як створити геометричну модель, тоді можна покривати виділену поверхню розрахунковою сіткою. Існують різні види розрахункових сіток. Вибір однієї з них залежить від геометрії заданої поверхні і від необхідної точності обчислень. *Gambit* пропонує цілий набір типів сіток, таких як *Map*, *Submap*, *Pave*, *Tri Primitive*. До того ж кожна з них може складатися з елементів квадратного, трикутного або змішаного вигляду. Найбільш часто використовуються сітки *Map* і *Pave*. Перша призначена для простих прямолінійних об'єктів, а друга для складніших, що містять в собі криволінійні поверхні і поверхні змішаного типу.

Наприклад, для забивання сіткою області представленої на рис. 1.2, скористаємося сіткою аналогічній сітці *Pave*, оскільки задана область має криволінійні поверхні.

Щоб підвищити точність обчислень, необхідно задавати більш густу сітку на тих ділянках, на яких велика швидкість зміни параметрів, і на тих які представляють для нас найбільший інтерес. Припустімо, розглядається задача

обтікання кулі. Якесь тіло у вигляді кулі розташовується в трубі і його обтікає потік. Нас цікавить процеси, що відбуваються на поверхні кулі (див. рис. 1.2). Отже, необхідно згущувати сітку саме поблизу поверхні кулі, а на периферії залишити без зміни. Таким чином ми одержуємо більш точний результат в тій зоні, яка нас цікавить, і знижуємо витрати обчислювальних ресурсів за рахунок більш грубого обчислення зон що нас не цікавлять.

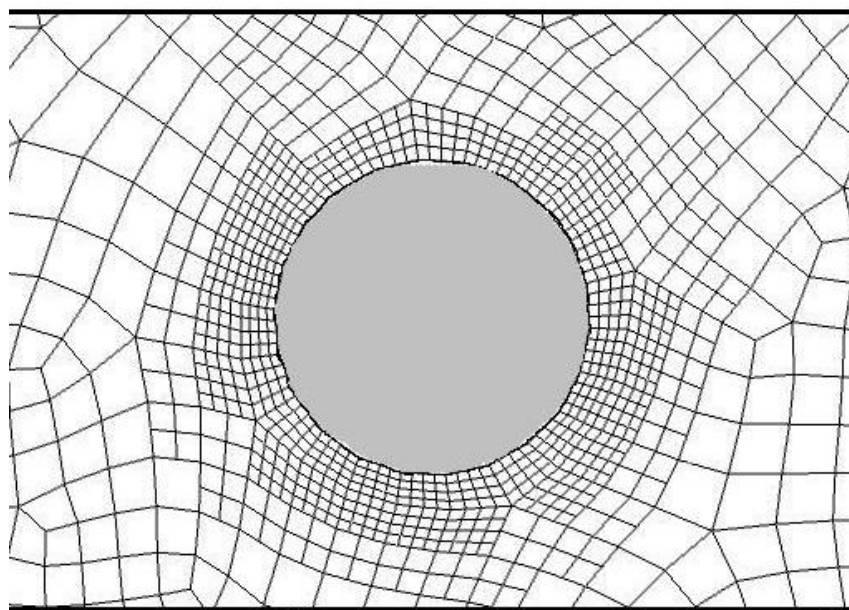


Рисунок 1.2 – Розрахункова сітка

1.3 Особливості роботи топки і пальників котла

Використання газових турбін у складі парогазових установок є одним з перспективних напрямків удосконалювання технології вироблення електричної і теплової енергії на електростанціях.

В установках такого типу часто здійснюється додаткове спалювання палива безпосередньо перед котлом у середовищі газів, що відходять від газової турбіни і містять від 15 до 18% кисню, тобто малоактивних окислювачів.

Знижений зміст кисню в газах, що скидаються, ускладнює встановлення і контроль оптимального режиму горіння при утилізаційному режимі з допалом,

у зв'язку, з чим необхідне проведення більш повного газового аналізу (O_2 , CO , NO_x).

У цих умовах дуже тверді вимоги пред'являються до пальних пристроїв. Вони повинні забезпечувати повноту згоряння палива, стійкість горіння при високих швидкостях потоку, що набігає, надійне запалення, створення рівномірного температурного поля після пальників, малий гідравлічний опір і короткий факел.

Цим умовам відповідають мікрофакельні пальники. Прототипом прийнятої в проекті мікрофакельного пальника (МФП) є пальник камери згоряння ГТУ [3].

На котлі КУП-70-4,0-440 встановлені два блоки мікрофакельних пальників – по одному на кожній напівтопці. Кожен пальник розташований у газоповітряному коробі, і оснащений пелюстковими шиберами, що дозволяють регулювати довжину факела, коефіцієнт надлишку повітря і концентрацію окислів азоту (NO_x) за котлом.

1.4 Конструкція паливного пристрою котла КУП-70-4,0-440

Пальний пристрій являє собою газоповітряний короб перетином 1250x3200 мм, у якому встановлені три блоки мікрофакельних пальників і пелюсткові шибери, що встановлені в каналах вторинного повітря (окислювача).

Газовий регістр являє собою колектор $\varnothing 159 \times 6$ мм, у який уварені 25 камер із завихрювачами для змішання газу з первинним повітрям. Діаметр камери – 108x6 мм.

У кожній камері встановлені під кутом 45° (аксіальні лопатки для попередньої підготовки газоповітряної суміші. Подача природного газу до шибера змішання здійснюється за допомогою газового колектора $\varnothing 108 \times 4$ мм через 25 отворів $\varnothing 10$ мм. Камери змішання прохолоджуються потоком природного газу.

У байпасному каналі розташований шибер для регулювання потоку температури перегрітої пари.

Камери змішування паливників виконуються зі сталі 18Х20НТ, інші частини пального пристрою – зі сталі 09М2С.[4,7]

1.5 Початкові параметри палива та окислювача

Оскільки окислювачем є скидні газы газової турбіни, то його склад відрізняється від повітря. Зрозуміло, що зміст кисню буде нижчим, оскільки частина його згоріла в камері згорання газової турбіни. До того ж газы, що відходять, містять деяку концентрацію оксидів азоту NO_x , які допалюють в котлі-утилізаторі, що приводить до зниження шкідливих викидів.

До того ж температура окислювача після газової турбіни дорівнює $365\text{ }^\circ\text{C}$. Також окислювач має деяку швидкість, яка за допомогою шиберів на вході в жарову трубу палиника дорівнює 20 м/с .

Відсотковий склад окислювача представлений в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Склад окислювача

N_2	CO_2	H_2O	O_2
73,9 %	6 %	3 %	16,2 %

Паливом є газ метан. Хімічна формула якого CH_4 . Спочатку температура газу, що подається до колекторів, дорівнює $20\text{ }^\circ\text{C}$. В паливній пристрої він подається вже з середньою температурою $150\text{ }^\circ\text{C}$. Це пояснюється тим, що природний газ служить не тільки паливом, але і охолоджувачем камер згорання, внаслідок чого відбираючи теплоту від жарових труб, сам нагрівається.

1.6 Розрахункова модель пальника

Щоб проводити правильно дослідження або розрахунок будь-якого елемента установки, необхідно, в першу чергу, правильно визначити розрахункову модель. З огляду на те, що часто буває досить складно, а іноді і не можливо охопити в повному об'ємі необхідний об'єкт через брак обчислювальних потужностей, є доцільним виділення спрощеної моделі. Але цей процес досить складний, оскільки вибрана модель повинна з необхідною і якомога більшою точністю відображати властивості і фізику реального об'єкту. Для цього необхідно досить ретельно вибирати геометрію і спосіб задання граничних умов.

Ця робота заснована на реально існуючій установці і полягає в оптимізації паливного пристрою котла-утилізатора, призначеного для вироблення перегрітої пари при спільній роботі з газотурбінним двигуном (ГТД) ДЖ-59 ЛС у складі енергоблоку ГТЕ-15, встановленого на ТЕЦ Рубежанського картонно-тарного комбінату в місті Рубіжне.

В науковій роботі проведено дослідження газового пальника котла утилізатора КУП-70-4,0-440, що працює у складі цього енергоблоку і запропоновані можливі шляхи його модернізації.

Схема оригіналу пальника представлена на рис. 1.3.

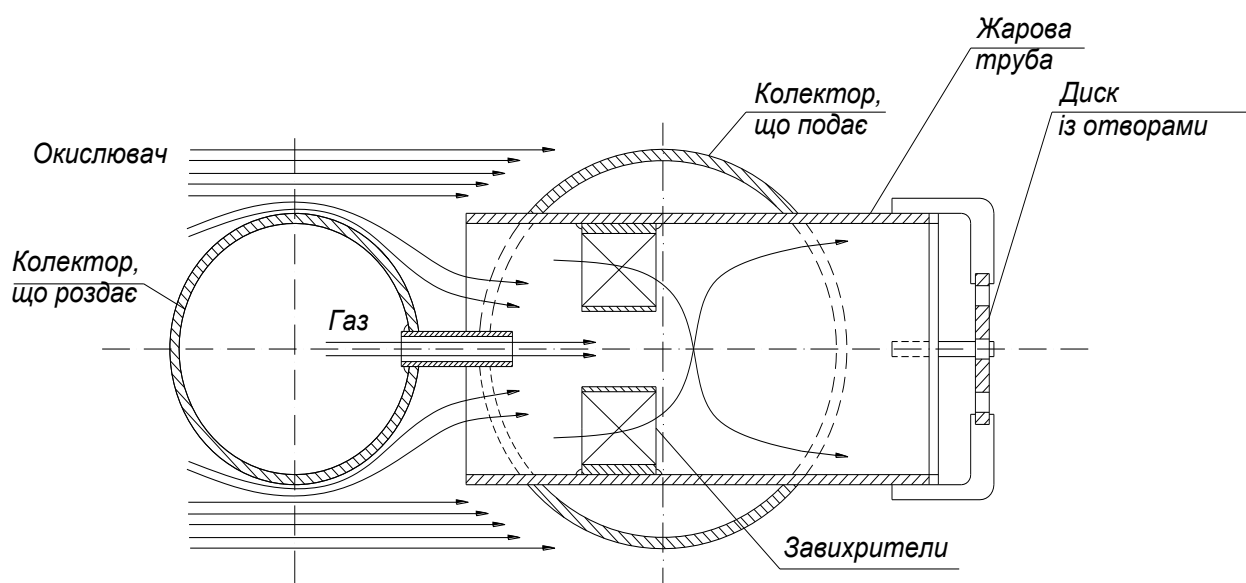


Рисунок 1.3 – Короткофакельний газовий пальник

Жарова труба пальника вварена до колектору, що подає паливо, чим забезпечується її кріплення. Газ, що подається в колектор, забезпечує охолодження жарової труби, оскільки має більш низьку температуру. З колектора, що подає, газ потрапляє в розподільний колектор, звідки через газовий штуцер витікає всередину пальника із швидкістю 121 м/с. [5,6]. Зовні пальник обтікає газами газової турбіни, які грають роль окислювача. Окислювач втягується всередину жарової труби за допомогою ежекції від газового струменя. Усередині жарової труби встановлені лопатки, які закручують потік, сприяючи кращому перемішуванню палива і окислювача, а, отже, і кращому процесу горіння. На виході з жарової труби встановлена аеродинамічна перешкода у вигляді диска, при обтіканні якого утворюються вихрові зони, що забезпечують додаткове перемішування. Отвори в диску служать для того, щоб віднести полум'я на деяку відстань від диска, оскільки температури перевищують 1200 °С і матеріал диска не витримує, що приводить до прогорання диска і частих дорогих ремонтних робіт.

Після того, як була створена геометрія моделі, необхідно нанести розрахункову сітку. Для цього необхідно в першу чергу визначити області, які підлягають обчисленню. Це представлено на рис. 1.4.

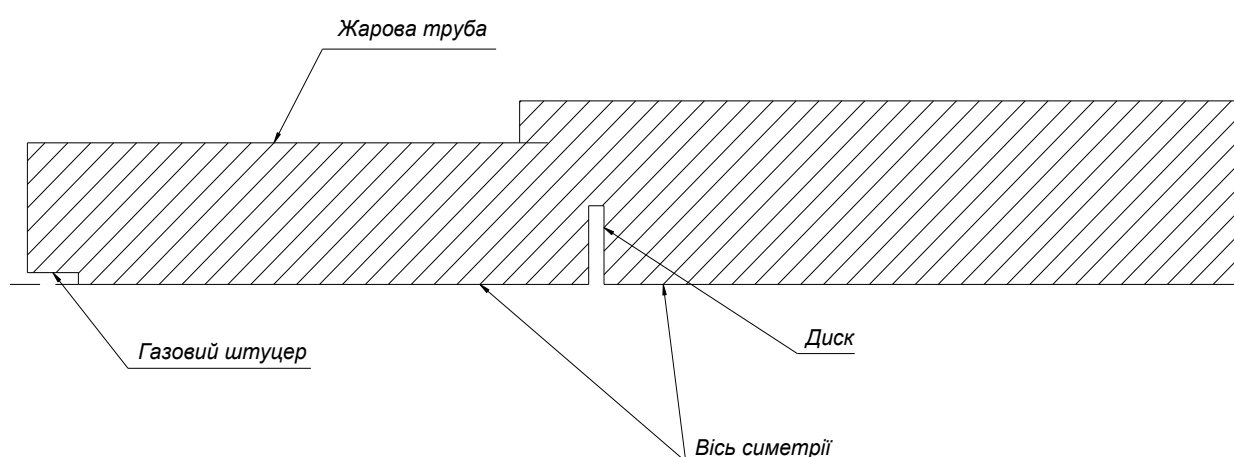


Рисунок 1.4 – Розрахункова область

Спочатку, покладаючись на початкові дані (швидкість потоку окислювача на вході в жарову трубу постійна і дорівнює 20 м/с), для дослідження була виділена *модель 1*, представлена на рис. 1.5. Для спрощення розрахунків було ухвалено рішення розглядати не тривимірну, а двовимірну вісісиметричну задачу.

Модель 1 була використана проектувальниками при розробці пальника. Вважалось, що швидкість окислювача постійна по радіусу жарової труби (20 м/с) і встановлюється за рахунок ежекції від струменя газу, що витікає із швидкістю 121 м/с (ці дані отриманні з попереднього розрахунку пальника котла-утилізатора КУП-70-4,0-440).

При цьому абсолютно не враховувався гідравлічний опір, утворений газовими колекторами, і, відповідно, їх вплив на потік. Але необхідно було перевірити можливість використання даної моделі.

Таким чином, для порівняння була взята друга розрахункова модель, геометрія якої хоч і складніша, але враховує в деякій мірі вплив колектора, що подає і розподільчого колекторів. Ця модель представлена на рис. 1.6.

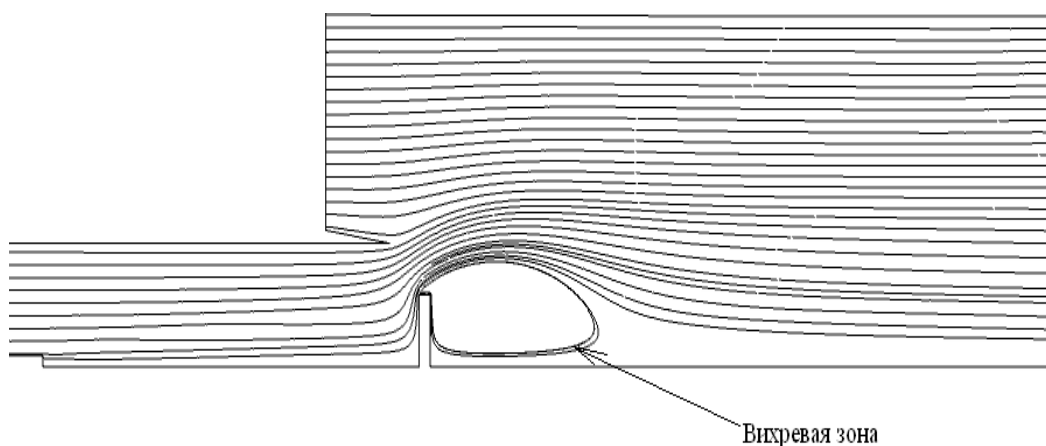


Рисунок 1.5 – *Модель 1*. Без урахування впливу колекторів

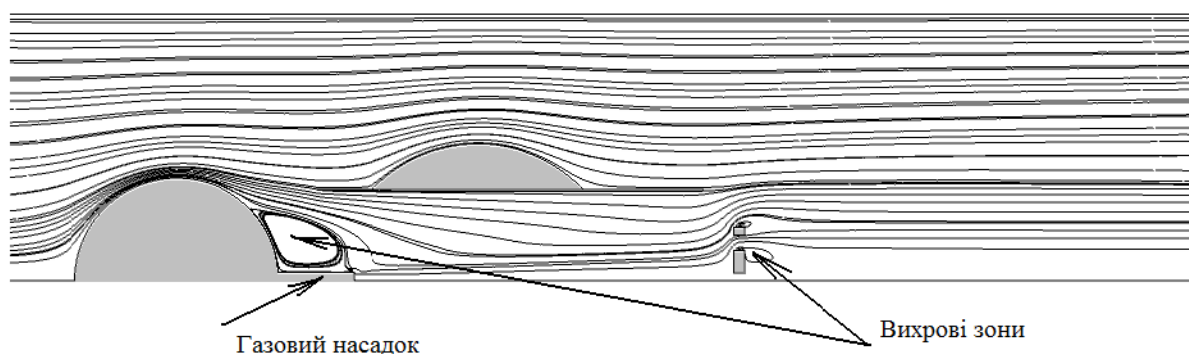


Рисунок 1.6 – Модель 2. З урахуванням впливу колекторів

Як видно, характер течії на вході в жарову трубу значно відрізняється від попередньої моделі. Потік не рівномірний. За колекторами чітко видно застійні зони, з чого можна зробити висновок, що зміна швидкості потоку по радіусу жарової труби досить істотна. Таким чином, використання першої моделі не бажано.

Модель 2 все ж таки має свої недоліки. Зважаючи на те, що розв'язується не тривимірна, а двовимірна вісісиметрична задача, то розподільчий колектор представляється не циліндром, як це є насправді, а кулею. Якщо радіус кулі дорівнюватиме радіусу циліндра, то опір кулі буде менше. Отже, для максимально можливого наближення до реальності необхідно замінити циліндр кулею більшого радіусу.

Зробимо допущення, що характер обтікання циліндра рівносильний характеру обтікання кулі того ж об'єму, що і циліндр. Обчислимо радіус кулі. Для цього обчислюємо об'єм виділеного циліндра з висотою, яка дорівнює зовнішньому діаметру жарової труби:

$$V_u = \pi \times R_u^2 \times H = 3,14 \times 0,054^2 \times 0,108 = 0,00099 \text{ м}^3. \quad (1.3)$$

Обчислимо радіус кулі:

$$V_u = \frac{4}{3} \pi R_u^3, \quad (1.4)$$

$$V_u = V_u, \quad (1.5)$$

$$R_u = \sqrt[3]{\frac{3 \times V_u}{4 \times \pi}} = 0,0618 \text{ м}. \quad (1.6)$$

Колектор, що подає залишаємо без змін, оскільки його вплив не суттєвий.

Таким чином отримали початкову модель для розрахунків.

Наступним етапом задамо граничні умови.

Згідно початковим даним, на вході задаємо швидкість потоку окислювача 20 м/с з температурою 638 К. Швидкість витікання газу зі штуцера 121 м/с, і температура 423 К. На виході задаємо тиск рівний тиску в котлі $1,04 \cdot 10^5$ Па. Всі подальші розрахунки проводитимуться без урахування теплообміну із стінками.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ПАЛЬНИКА

2.1 Побудова, розрахунок і аналіз моделей пальника

В процесі пошуку оптимальної конструкції пальника розглядалися шість варіантів моделей:

- 1 Жарова труба з суцільним диском, $D = 0,032$ м.
- 2 Жарова труба з суцільним диском, $D = 0,048$ м.
- 3 Жарова труба з суцільним диском, $D = 0,056$ м.
- 4 Пальник з несучільним диском, на відстані від жарової труби: $S = 6$ мм.
- 5 Пальник з несучільним диском, на відстані від жарової труби: $S = 16$ мм.
- 6 Пальник з несучільним диском, на відстані від жарової труби: $S = 36$ мм.

Розглянемо, як проходить процес горіння у першому з шести варіантів рис 2.1 – модель 1.

На рисунках кольором показана зміна температур згідно колірному ряду. Синій колір відповідає мінімальному значенню температур в даній зоні, а червоний – максимальному.

Бачимо, що максимальні температури зупинилися на відмітці 1670 °С. За даними розрахунку довжина факела має довжину близько $0,98 - 1,1$ м. Довжина факела залежить від якості приготування горючої суміші. В даному випадку якості перемішування окислювача і палива. Перемішування палива з окислювачем в цій моделі більшою мірою відбувається завдяки вихровій зоні за диском. Температури на поверхні диска в зоні вихорів досягають величин 1035 °С – 1060 °С. Такі температури підвищують вимоги до жароміцності матеріалу для диска.

Зрозуміло, що для зменшення довжини факела необхідно забезпечити більш краще перемішування. Для цього була створена модель з диском збільшеного діаметру – модель 2 (рис. 2.2). Призначення диска із збільшеним діаметром – збільшити вихрову зону за ним.

В результаті діапазон максимальних температур виріс від 1670 °С до 1715 °С. Це говорить про більш якісний процес горіння, оскільки відомо, що максимальні температури досягаються при повному згорянні горючих речовин. Але також збільшилися температури біля поверхні диска і склали 1150 °С – 1210 °С. Не дивлячись на те, що була досягнута помітно краща якість процесу горіння, завдяки збільшенню вихрової зони, довжина факела знизилася не сильно і склала 0,9 – 0,97 м.

Створимо наступну модель з суцільним диском, діаметр якого складає 0,056 м – *модель 3* (рис. 2.3).

Після створення третьої моделі, ми бачимо, що максимальна температура досягла відмітки 1800 °С, але при цьому не збільшилась температура на поверхні диска. Також зменшилась довжина факела до 0,75 м. Можливо ще збільшити діаметр диска, але треба враховувати і те, що зі збільшенням діаметру збільшується гідравлічний опір потоку, а також зменшується підсос кисню до жарової труби, який сприяє процесу горіння.

Для спроби зняття високих температур з поверхні диска та зменшення гідравлічного опору була спроектована модель диска з отворами – *модель 4* (рис. 2.4).

В диску виконано 19 отворів діаметром 8 мм. Оскільки задача вісісиметрична і неможливо промоделювати отвори, то отвори представляються як кільця. Тому площа кілець повинна бути еквівалентна площі отворів. Площа твердого тіла зменшилась, тим самим збільшився підсос кисню. В результаті створили модель, де відстань від диска до жарової труби дорівнює 0,006 м. Максимальні температури встановилися в діапазоні 1820 °С.

Завдяки застосуванню отворів вдалося істотно знизити температури на поверхні диску до 860 °С практично по всій поверхні диска, тільки в самих крайніх точках на периферії температури досягають 1150 °С. При цьому не суттєво збільшилась довжина факела до 0,77 – 0,79 м. Це пояснюється зниженням розмірів вихрових зон за диском.

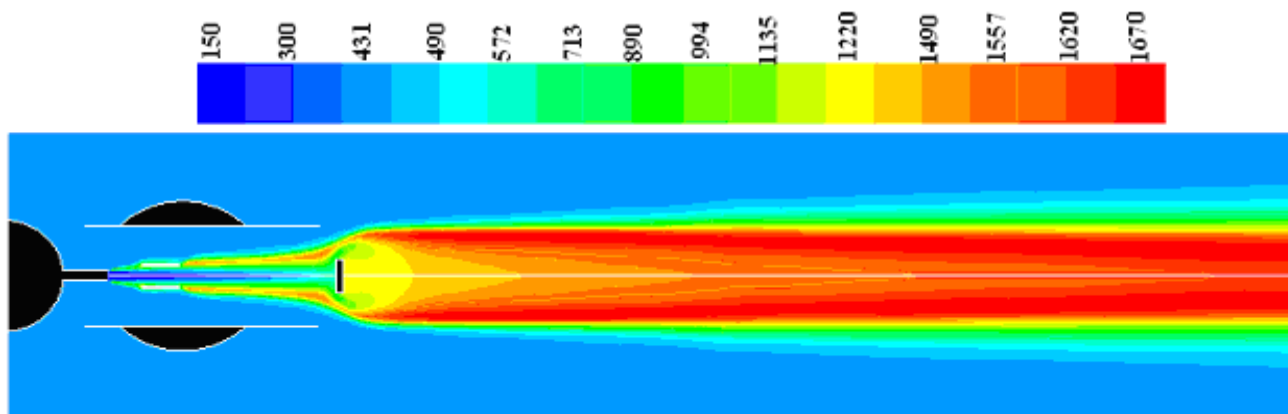


Рисунок 2.1 – Жарова труба з суцільним диском, $D_{\text{диска}} = 0,032$ м (модель 1)

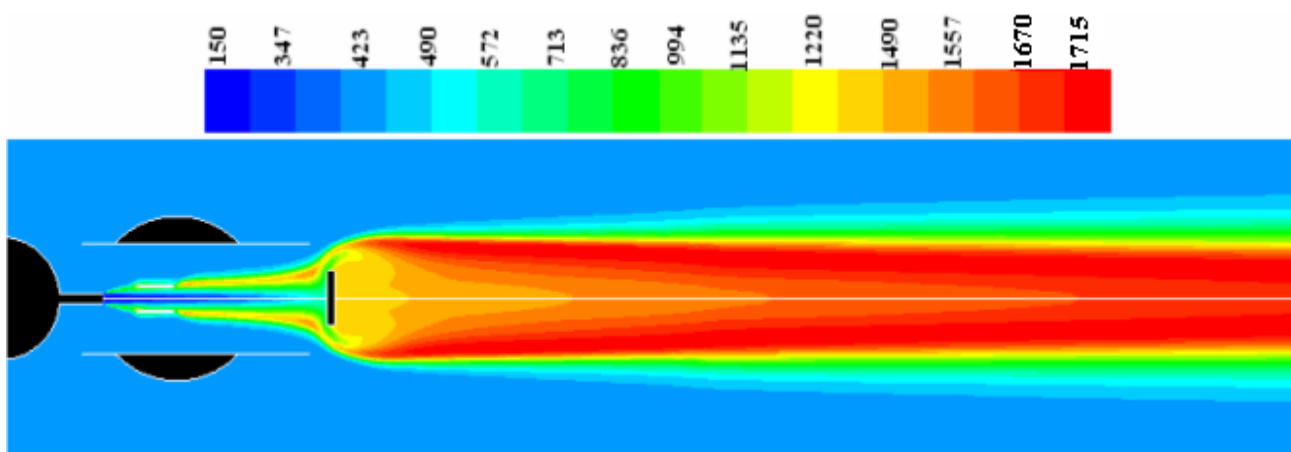


Рисунок 2.2 – Жарова труба з суцільним диском, $D_{\text{диска}} = 0,048$ м (модель 2)

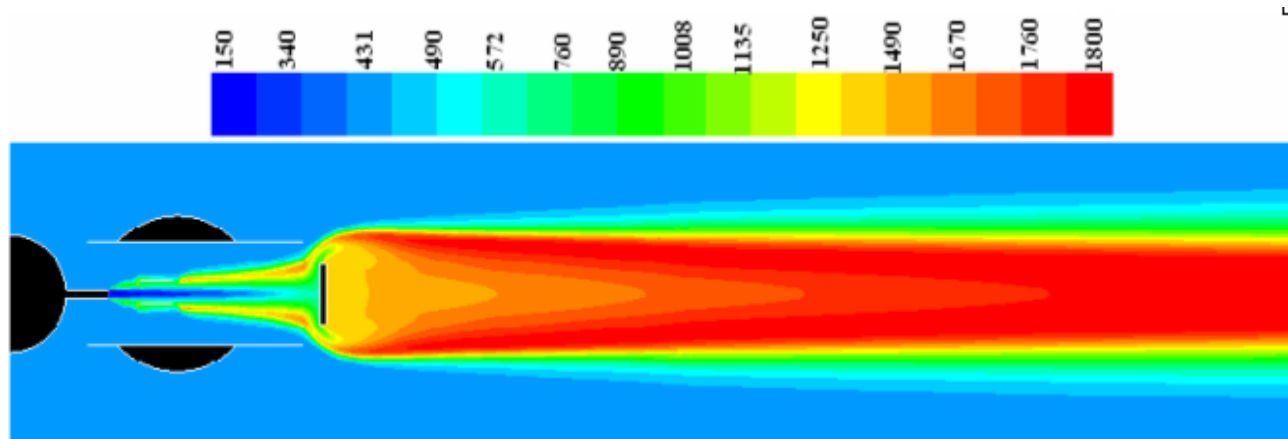


Рисунок 2.3 – Жарова труба з суцільним диском, $D_{\text{диска}} = 0,056$ м (модель 3)

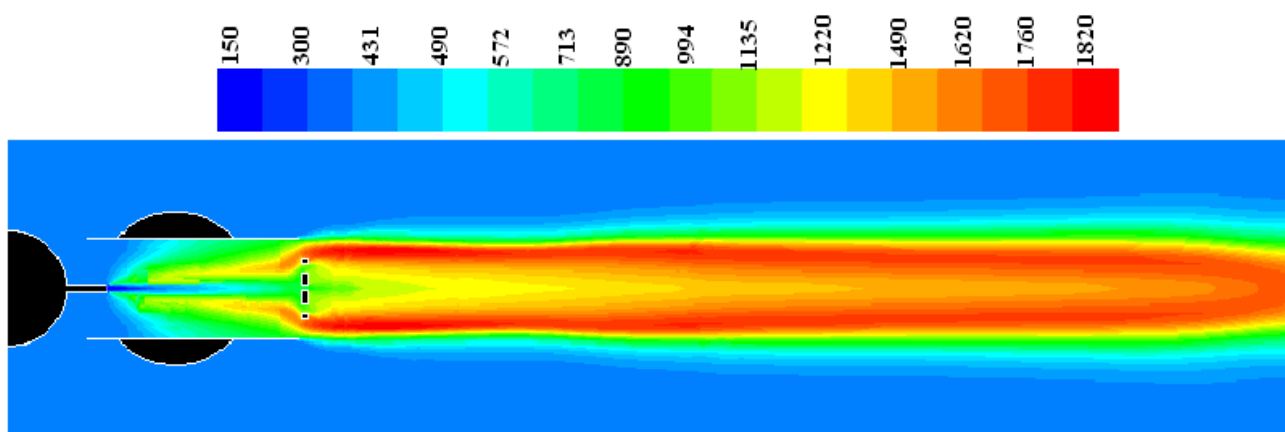


Рисунок 2.4 – Пальник з несучільним диском (модель 4)

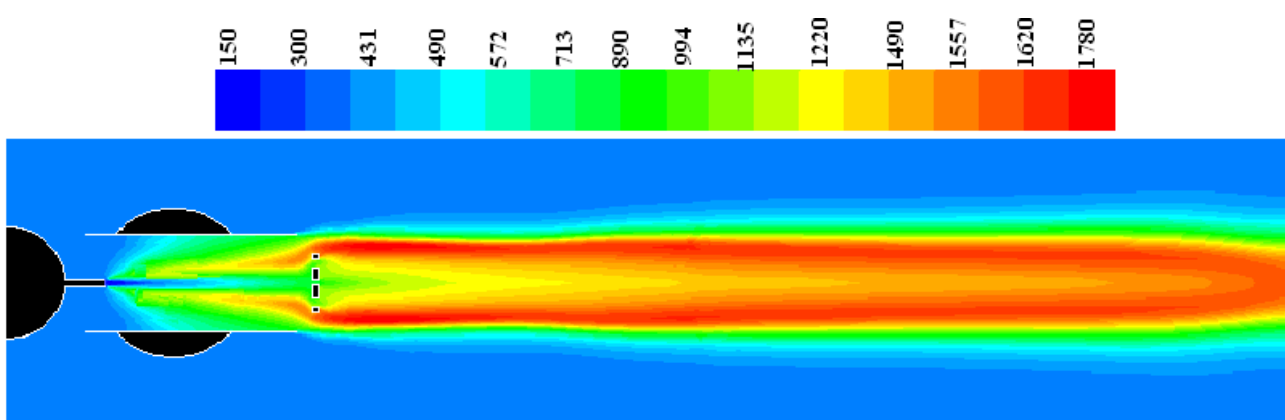


Рисунок 2.5 – Пальник з несучільним диском (модель 5)

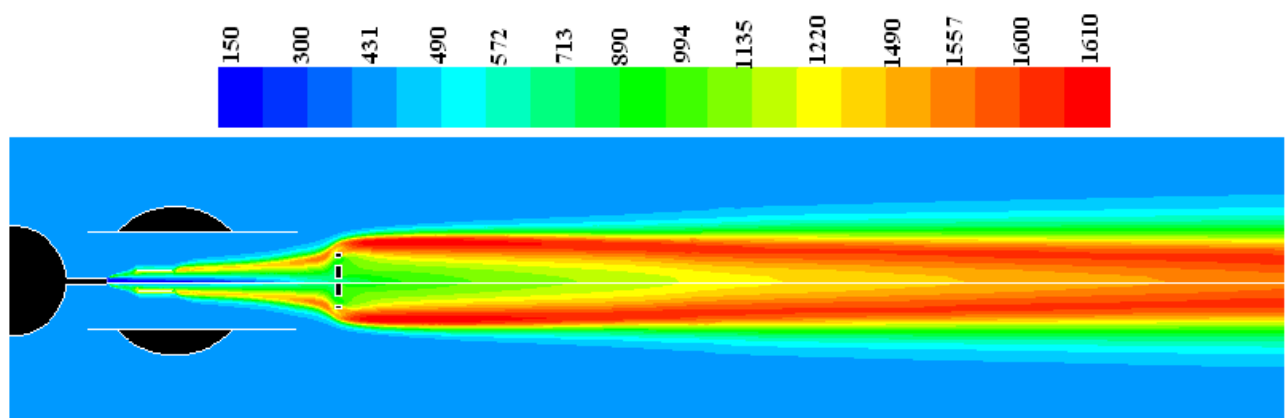


Рисунок 2.6 – Пальник з несучільним диском (модель 6)

Зрозуміло, що для зменшення довжини факела необхідно забезпечити більш якісне перемішування, та достатню кількість кисню. Для цього була створена модель пальника з несучільним диском, відстань якого складає 0,016 м від жарової труби. Чим більша відстань між диском та жаровою трубою, тим кращий процес ежекції кисню. Таким чином була створена – *модель 5* пальника (рис. 2.5).

Як бачимо, ця модель пальника гірша за попередню, так як максимальні температури знизилися, та встановилися на відмітці 1780 °С. Також збільшилася довжина факела від 0,79 м до 0,86 м, а температури на поверхні диска майже не змінилися. Це можна пояснити тим, що відстані між диском та жаровою трубою 4 і 5 моделі, мають не дуже велику різницю, а швидкість газу в цих зонах практично однакова, тому величини сил тертя газу стосовно диска, теж майже рівні.

Для більш наглядного уявлення, та остаточного висновку була створена остання модель пальника – з несучільним диском такого ж діаметру – *модель 6*, але з іншими геометричними даними. Відстань від диску до жарової труби склала 0,036 м (рис. 2.6), це суттєва різниця цього варіанту від попередніх двох моделей.

Тепер дійсно можна зробити висновок, що ця модель пальника найгірша.

Так як максимальна температура встановилася у діапазоні 1610 °С, це також сама мінімальна температура з усіх шести моделей. Дуже сильно збільшилася довжина факела до 1,2 м, що свідчить про неякісне горіння палива.

На рис. 2.7 відображені вектора швидкості, завдяки чому виразно видні вихори, що утворюються за колектором на вході в жарову трубу, а також зміна напрямку руху потоку у вихрові зони за диском. Видно, що відхилення напрямку векторів швидкості потоку за лопаточним апаратом не велике, а потік газу практично не відхиляється від своєї траєкторії.

На рис. 2.8 зображений графік розподілу температур в усіх шести моделей. По цьому графіку теж можна зробити висновок, що найбільша

температура була досягнута завдяки моделі горілки з несучільним диском, та відстанню диска від жарової труби, яка дорівнює 0,006 м (модель 4).

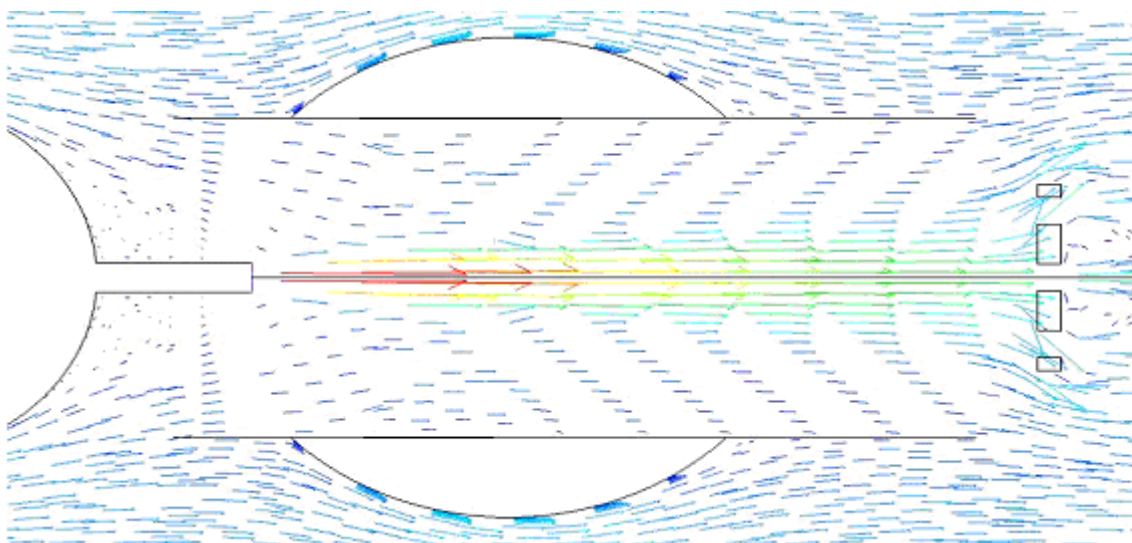


Рисунок 2.7 – Аеродинаміка пальника

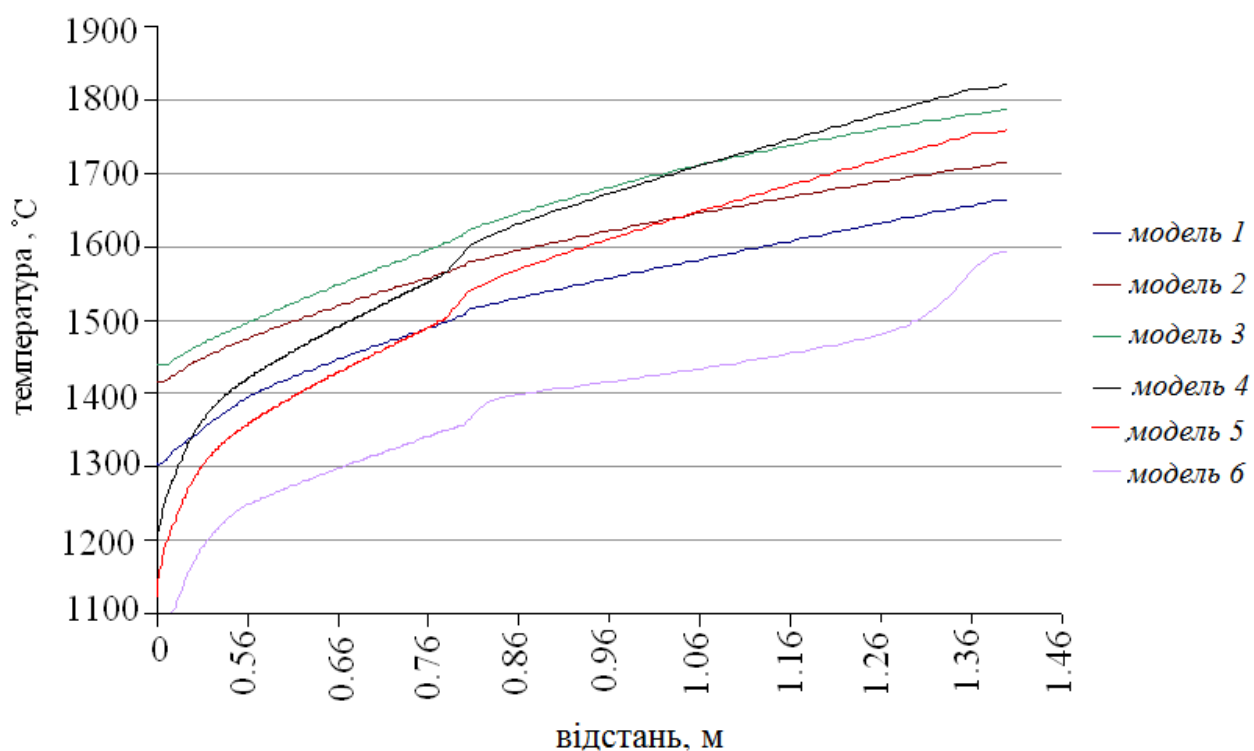


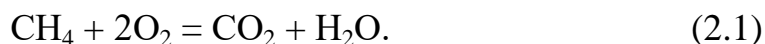
Рисунок 2.8 – Розподіл температури за диском

2.2 Аналіз конструкцій пальників на основі концентрацій кінцевих продуктів згоряння

В полум'ї газу основними випромінюючими компонентами є триатомні гази CO_2 та H_2O і зважені в них маленькі частки. Для більш точної оцінки процесу горіння проведемо аналіз конструкцій пальників на основі концентрацій кінцевих продуктів згоряння. Як відомо, кінцевими продуктами горіння метану є вода H_2O і вуглекислий газ CO_2 . Для ідентифікації паливних пристроїв дамо їм порядкові номери. Конструкція з суцільним диском, температурне поле якої представлено на рис. 2.1, одержує номер 1; з суцільним диском збільшеного діаметра (рис. 2.2) – 2; з суцільним диском (рис. 2.3) – 3; з несучільним диском (рис. 2.4) – 4; з несучільним диском (рис. 2.5) – 5, з несучільним диском (рис. 2.6) – 6.

Оцінку якості проведемо в відсотковому вмісті кінцевих продуктів згоряння. Щоб оцінити якість не тільки в рамках представлених моделей, а в більш широкому масштабі, віднесемо отримані результати до теоретичних. Наявністю в окислювачі інших речовин, окрім кисню, нехтуємо.

В ідеальному випадку горіння метану хімічна реакція виглядає так:



Вагове співвідношення також обчислюється дуже легко

$$16 + 64 = 44 + 36.$$

Можна сказати, що для повного згоряння 16 кг метану необхідні 64 кг кисню. При цьому повинне утворитися 44 кг вуглекислого газу і 36 кг води. Розділимо ці значення на 16 і отримаємо співвідношення для 1 кг метану

$$1 + 4 = 2,75 + 2,25.$$

Або можна записати так:

$$\frac{\text{CH}_4}{\text{O}_2} = \frac{1}{4}, \quad (2.2)$$

$$\frac{\text{CH}_4}{\text{CO}_2} = \frac{4}{11}, \quad (2.3)$$

$$\frac{CH_4}{H_2O} = \frac{4}{9} \quad (2.4)$$

Масова витрата природного газу залишається постійною і заданою. Змінюється тільки масова витрата окислювача, що поступає, і якість перемішування. Знаючи витрату метану, з вищенаведених співвідношень легко визначити необхідну кількість окислювача, а також кількість продуктів згоряння за умови, що відбулося повне згоряння.

За результатами розрахунків було побудовано діаграму (рис. 2.9).

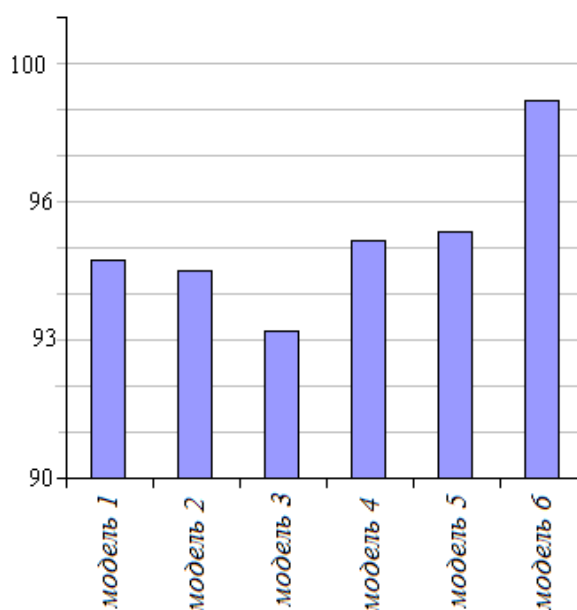


Рисунок 2.9 – Витрата кисню перед диском

Отримавши теоретичні значення витрат продуктів згоряння, прорахуємо дійсні значення і віднесемо їх до теоретичних і помножимо на 100 %. Такий підхід дасть нам можливість оцінити якість горіння по відношенню до теоретичної.

Побудуємо графіки зміни відносної витрати продуктів згоряння для кожного варіанту пальника. Для CO_2 відносна витрата обчислюється як

$$\frac{G_{CO_2}}{G_{CO_{2t}}} \cdot 100\% , \quad (2.5)$$

де $G_{CO_{2t}}$ – теоретична витрата CO_2 при повному згорянні, яка дорівнює 0,009753 кг/с

Побудуємо зміну відносної витрати O_2 (рис. 2.9)

$$\frac{G_{H_2O}}{G_{H_2O_t}} \cdot 100\% , \quad (2.6)$$

де $G_{H_2O_t}$ – теоретична витрата H_2O при повному згорянні, яка дорівнює $0,00897$ кг/с

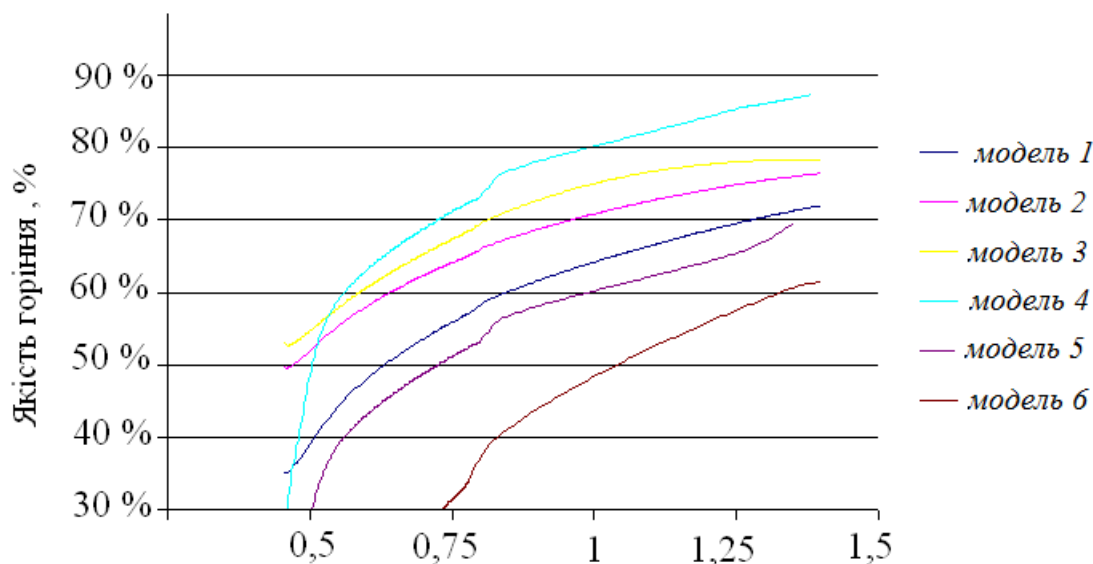


Рисунок 2.10 – Якість горіння по H_2O

Бачимо, що на графіку для H_2O (рис. 2.10) концентрація продуктів згорання зростає для всіх варіантів пальників на відстані від диска і до кінця розрахункової області.

Виключенням є пальник № 4. Криві вирівнюються на відмітці близько 87 %. Це свідчить про те, що процес горіння завершений. Той факт, що у випадку з H_2O не досягнута відмітка в 100 % пояснюється, по-перше, наявністю похибки при розрахунках теоретичної витрати продуктів згорання, по-друге, наявністю в окислювачі, окрім кисню, інших речовин, які також реагують з киснем, зокрема азот.

Невелике падіння концентрацій на відстані близько 100 мм від диска пояснюється проходженням зворотних реакцій в зоні високих температур.

ВИСНОВКИ

Сучасні *CFD* методики розрахунку процесів горіння дозволяють врахувати багато чинників при створенні нового енергетичного обладнання, а також реконструкції та модернізації існуючої техніки, наприклад такі як зростання температур, теплових навантажень, швидкостей теплоносіїв, подальше погіршення якості палива.

Аналіз моделей горіння, вживаних в сучасних *CFD* пакетах програм показав, що найбільш повно відповідає вимогам поставленої задачі модель *Non-Premixed Combustion*. Ця модель дозволяє входити в зону реакції паливу і окислювачу двома різними потоками, проводити моделювання турбулентного дифузійного поширення полум'я з великою швидкістю течії хімічних реакцій. Ця модель дозволяє передбачити проміжні елементи, ефекти роз'єднання, і точні турбулентнохімічні зв'язки, а також хімічна кінетика протікає так швидкою, що потік знаходився в хімічній рівновазі або близько до неї.

При складанні розрахункової моделі було розглянуто два варіанти геометрії пальника. *Модель 1* не враховувала гідравлічний опір, утворений газовими колекторами, і, відповідно, їх вплив на потік. Тому для врахування гідравлічного опору було побудовано другу розрахункову модель – *модель 2*, геометрія якої хоч і складніша, але враховує вплив вхідного і розподільчого колекторів. Цю модель використовували для подальшого дослідження.

Для отримання оптимальної конструкції пальника розглядалися шість варіантів моделей з різними діаметрами пальників, а також пальники з несучільним диском.

Основними параметрами при дослідженні були максимальна температура факелу, температура газу біля поверхні диску, а також довжина факелу.

Перші 3 моделі показали, що при збільшенні діаметру диску максимальна температура факелу досягла 1800 °С, збільшилися температури біля поверхні диска і склали 1150 °С – 1210 °С, і зменшилась довжина факелу до 0,75 м.

Подальше моделювання було направлене на зняття високих температур з поверхні диска та зменшення гідравлічного опору. Збільшенням діаметру диска

зняття високих температур подалі неможливо, так як треба враховувати те, що зі збільшенням діаметру збільшується гідравлічний опір потоку, а також зменшується підсос кисню до жарової труби, який сприяє процесу горіння.

Подальше були спроектовані моделі диска з отворами на різних відстанях від жарової труби – це *моделі 4, 5, 6*.

Модель 4 дала змогу істотно знизити температури на поверхні диска до 860 °С практично по всій поверхні диска, тільки в самих крайніх точках на периферії температури досягають 1150 °С. При цьому не суттєво збільшилася довжина факела до 0,77 – 0,79 м. Це пояснюється зниженням розмірів вихрових зон за диском.

При збільшенні відстані від жарової труби *моделі 5, 6* збільшились максимальні температури до 1780 °С, а також зросла довжина факелу 0,86 м.

Таким чином, оптимальній конструкції пальника відповідає *модель 4*.

Але ця модель є моделлю, що ідеалізується, і не відповідає дійсності. Так, як температура газу поблизу диска зовні пальника (у факелі) складає 1320 °С, що помітно перевищує допустимий рівень для температури металу диска. Відведення теплоти від диска до газу всередину жарової труби знижує температуру диска. Тому для приближення моделі до більш реальної надалі необхідно продовжити розрахунки, а саме виконати оцінку температури диска з урахуванням радіаційного і конвективного теплообміну.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Низкоэмиссионные камеры сгорания ГТУ / С. И. Сербин, А. Б. Мастипоненко, Н. А. Гончарова – Николаев: Издатель Торубара В.В., 2016
2. Абдулин М. З. Применение струйно-нишевой технологии сжигания топлива в энергетических установках // Вестник Национального Технического Университета «ХПИ» «Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование». – Харьков: НТУ «ХПИ» – 2005. – №6. – с. 130 – 144.
3. Сударев А. В., Маев В. А. Камеры сгорания газотурбинных установок. – Ленинград: Недра, 1990.
4. Ахмедов Р. Б. Дутьевые газогорелочные устройства. – М.: Недра, 1970. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод) / Под ред. Н. В. Кузнецова и др. – Москва: Энергия, 1973.
5. Гидравлический расчет котельных агрегатов: (Нормативный метод) / Балдина О. М., Локшин В. А., Петерсон Д. Ф. и др.; под ред. В. А. Локшина и др. – Москва: Энергия, 1978.
6. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). / Под ред. С. И. Мочана. Изд. 3-е. – Ленинград: Энергия, 1977.
7. Краткая инструкция по обслуживанию парового котла высокого давления ТП-100. – Ростов-на-Дону: Центральное бюро технической информации, 1963.
8. Рабинович О. М. Котельные агрегаты. М. – Л.: Машгиз, 1963.